

625.1
М 30

Г. МАРЬЕ

51

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПУТИ И ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

и
36г.

2407

Московско-Транспортный Факультет
Училища
Дом. ул. Мещ. ул. Ка. ж. д. Троицковск
Училища
Имя: ... Шифр: ...



УЧЕБНЫЙ ФОНД
У-ИИ ВТА РИКА
ИМ. Кагановича

ГОСЖЕЛДОРИЗДАТ 1933

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
От редакции	13
Предисловие автора	15
Введение	21

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ТЕОРИЯ КОЛЕБАНИЙ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА, ПРОИСХОДЯЩИХ ОТ НЕРОВНОСТЕЙ ПУТИ

Глава I

Исторические и предварительные сведения

§ 1. История	23
2. Предварительные замечания	—

Глава II

Случай совпадающих (не в разбежку) стыков и симметричных неровностей пути

§ 3. Колебания груза на рессоре, поставленной на колесе, которое катится по пути какого-либо профиля; резонанс	24
§ 4. Колебания одного груза на рессоре без трения в случае прямоугольных неровностей пути	25
§ 5. Колебания одного груза на рессоре без трения в случае неровностей пути	26
§ 6. Трение листовых рессор	—
§ 7. Колебания одного груза на рессоре с трением, в случае прямоугольных неровностей	28
§ 8. Колебания одного груза на рессоре с трением в случае какого угодно профиля	29
§ 9. Опыты над неровностями	—
§ 10. Колебания одного груза на рессорах с трением при изменении уровня по кривой	30
§ 11. Колебания одного груза на рессоре с трением при очень длинных изменениях уровня	32
§ 12. Случай обыкновенного двухосного вагона	33
§ 13. Случай многих осей и бесконечно большого числа осей без балансиров	34
§ 14. Случай тележек или вагонов на тележках	38
§ 15. Случай паровозов	39
§ 16. Разные замечания	40
§ 17. Практические применения	—
§ 18. Общие выводы и первые заключения относительно пути и подвижного состава	42

Глава III

Случай несимметричных нарушений уровня пути и чередующихся стыков

§ 19. Случай несимметричных нарушений уровня пути при длинных единицах подвижного состава	47
§ 20. Случай чередующихся стыков и очень коротких паровозов или вагонов	51
§ 21. Величина a ; случай поперечных балансиров	54
§ 22. Совпадающие стыки	55
§ 23. Гялопирующие колебания при совпадающих стыках	—
§ 24. Экспериментальное определение изменения давления колес на рельсы	—
§ 25. Замечание	56
§ 26. Заключительный вывод для пути и для подвижного состава	57

Г л а в а IV

Разные задачи

§ 27. Резкое изменение путевого профиля	57
§ 28. Двойное и многократное подвешивание	60
§ 29. Разные замечания	61

Г л а в а V

Общие заключения о пути и о подвижном составе

§ 30. Общие заключения о пути и о подвижном составе	61
§ 31. Влияние скорости	62
§ 32. Заключения о пути	—
§ 33. Заключения о подвижном составе	63

Ч А С Т Ь В Т О Р А Я

ТЕОРИЯ КОЛЕБАНИЙ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА НА КРИВЫХ, ПРИ ВХОДЕ НА КРИВУЮ I
ПРИ СХОДЕ С НЕЕ

Г л а в а I

История и предварительные сведения

§ 34. История	66
§ 35. Предварительные сведения	67

Г л а в а II

Общее описание тележек и бисселей

§ 36. Тележки паровозов	67
§ 37. Тележки вагонов	73
§ 38. Биссели	74
§ 39. Другие системы	75
§ 40. Хорды и стрелки. Вычисление боковых зазоров (игры) тележек и бисселей	76

Г л а в а III

Теория колебаний боковой качки

§ 41. Оси колебаний. Центр колебаний	78
§ 42. Случай кривой постоянного радиуса. Условия опрокидывания. Пределы скорости	—
§ 43. Случай полного отсутствия смягчающих кривых. Колебания двойной амплитуды	81
§ 44. Случай длинных смягчающих кривых	—
§ 45. Случай коротких кривых смягчения. Таблица предельных скоростей	82
§ 46. Продолжительность колебания боковой качки	84
§ 47. Ослабление боковой качки при входе в кривую для длинных повозок	85
§ 48. Распределение бокового давления между осями	—
§ 49. Случай извилистого пути	—
§ 50. Гибкость рессор передней части паровозов	86
§ 51. Случай различных значений a	—
§ 52. Заключения	—

Г л а в а IV

Колебания виляния при входе на кривую и при сходе с нее. Определение боковых реакций

§ 53. Случай вагонов с тележками при полном отсутствии смягчающих кривых	86
§ 54. Случай с багажным вагоном при наличии смягчающих кривых	90
§ 55. Случай с повозками короткими и жесткими в поперечном направлении	—
§ 56. Случай с паровозом, тележка которого оказывает большое сопротивление боковому перемещению	91
§ 57. Случай с паровозом, тележка которого оказывает малое сопротивление боковому перемещению	—

§ 58. Случай с разными другими повозками	91
§ 59. Извилистый путь	—
§ 60. Заключение	—

Г л а в а V

Стрелки

§ 61. Вычисление стрелок	91
§ 62. Колебания боковой качки	92
§ 63. Колебания виляния	—
§ 64. Заключения для пути	—

Г л а в а VI

Различные проблемы

§ 65. Боковое усилие при очень малом радиусе кривой по сравнению с коничностью бандажей	93
§ 66. Боковое усилие, связанное с тягой на кривой	94
§ 67. Пертурбации, связанные с уклоном пути на смягчающих кривых	—
§ 68. Равновесие повозки в состоянии покоя на сильном возвышении пути	99
§ 69. Замечание	101

Г л а в а VII

Общие заключения для подвижного состава и для пути

§ 70. Общие заключения для подвижного состава и для пути	101
§ 71. Заключения для пути	—
§ 72. Заключения для подвижного состава	103
§ 73. Пределы скорости	—
§ 74. Замечания	—

Ч А С Т Ь Т Р Е Т Ь Я

ТЕОРИЯ КОЛЕБАНИЙ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ НЕГО САМОГО

Г л а в а I

История и предварительные сведения

§ 75. История	104
§ 76. Наблюдения над паровозами в ходу	108

Г л а в а II

Колебания виляния подвижного состава, связанные с зазором гребней бандажей с рельсами пути или с сконичностью бандажей. Вычисление боковых усилий.

§ 77. Общая формула работы этого колебания на прямом пути	109
§ 78. Распределение боковых реакций между осями	—
§ 79. Применение к очень простому случаю	110
§ 80. Коэффициент K	112
§ 81. Определение K	—
§ 82. Применение к паровозу Pacific с тележкой, представляющей сильное сопротивление боковому перемещению	—
§ 83. Случай повозок, жестких в поперечном направлении	—

§ 84. Случай с паровозом, имеющим тележку или биссель с боковым перемещением, представляющим незначительное сопротивление	113
§ 85. Пассажирские вагоны с тележками	—
§ 86. Прочие повозки	—
§ 87. Колебание виляния в кривых	114
§ 88. Замечание	—
§ 89. Заключение	—

Г л а в а III

Колебания паровозов, связанные с неуравновешенными вращающимися и колеблющимися частями и с действием пара

§ 90. Расчет противовесов	114
§ 91. Классификация рассматриваемых колебаний	116
§ 92. Колебания виляния	117
§ 93. Колебания подергивания	125
§ 94. Колебания галопирования	129
§ 95. Колебания боковой качки	—
§ 96. Различные колебания	—
§ 97. Остающаяся разгрузка передней части паровоза	—
§ 98. Заключение	131

Г л а в а IV

Различные колебания

§ 99. Колебания, связанные с действием непрерывного тормоза	132
§ 100. Влияние колебаний упряжи; правила для их устройства	135
§ 101. Синусоидальные колебания виляния поезда	236
§ 102. Различные замечания	137

Г л а в а V

Общие заключения для пути и для подвижного состава

§ 103. Влияние скорости	137
§ 104. Заключения для пути	—
§ 105. Заключения для подвижного состава	138

Ч А С Т Ь Ч Е Т В Е Р Т А Я

ТЕОРИЯ ИНЕРЦИОННЫХ И ЖИРОСКОПИЧЕСКИХ ДЕЙСТВИЙ. ТЕОРИЯ БАЛАНСИРОВ РАЗЛИЧНЫЕ ВОПРОСЫ

Г л а в а I

История и предварительные данные

§ 106. История	140
§ 107. Предварительные данные	—

Г л а в а II

Теория инерционных действий колес и электрических моторов на рельсы

§ 108. Инерционные действия в связи с вертикальными неровностями волнообразной формы	141
§ 109. Инерционные действия при вертикальном изолированном препятствии	143
§ 110. Инерционные действия в связи с горизонтальной волнообразностью пути	145
§ 111. Инерционные действия от бокового изолированного препятствия	—
§ 112. Периодические изменения нагрузки колес в связи с излишком противовесов	—
§ 113. Применение предыдущих параграфов к моторам электрического подвижного состава	—
§ 114. Заключения для пути и для подвижного состава	146

Г л а в а III

Теория жирокопических действий колес и электрических моторов

§ 115.	Формула жирокопического волчка Резаля	146
§ 116.	Жирокопические действия колес на кривых	147
§ 117.	Жирокопические действия колес в связи со смягчением в кривых	149
§ 118.	Различные жирокопические действия	150
§ 119.	Применение к случаю электрического подвижного состава	151
§ 120.	Замечания	—
§ 121.	Заключение для пути и подвижного состава	—

Г л а в а IV

Оси колебаний, теория балансиров

§ 122.	Применение балансиров	151
§ 123.	Статическая теория Герднера	152
§ 124.	Оси колебаний. Динамическая теория балансиров	154
§ 125.	Схемы подвешивания на балансирах	161
§ 126.	Условие устойчивости подвешивания в трех точках вообще и при колебаниях	162
§ 127.	Заключения. Балансиры устойчивые и неустойчивые	165
§ 128.	Балансиры горизонтальные	166

Г л а в а V

Сравнение различных типов тележек и бисселей

§ 129.	Тележки паровозов	168
§ 130.	Тележки для различных повозок	171
§ 131.	Биссели. Рациональные буксы	172
§ 132.	Замечания	—

Г л а в а VI

Различные вопросы

§ 133.	Формулы Филиписа	172
§ 134.	Влияние наклона рессорных подвесок	174
§ 135.	Значение статического прогиба	—
§ 136.	Располагаемый прогиб	—
§ 137.	Однородность состава скорых поездов	175
§ 138.	Употребление рессор без трения	177
§ 139.	Образование извилистого (по синусоиде) пути	179
§ 140.	Вибрации движущих и сцепных шатунов	—
§ 141.	Угонка рельсов	180
§ 142.	Тележка на шаровой пяте с упругими боковыми опорами	—
§ 143.	Двойная тяга; сопряженные машины; многократная тяга	181
§ 144.	Поглотители. Замечания	182

ЧАСТЬ ПЯТАЯ

ТЕОРИЯ СХОДА С РЕЛЬСОВ. ПРОФИЛЬ БАНДАЖЕЙ

Г л а в а I

История вопроса и предисловие

§ 145.	История	184
§ 146.	Предисловие	—

Г л а в а II

Теория схода с рельсов

§ 147.	Углы набегания гребня на рельс	184
§ 148.	Сход при небольшом и положительном угле набегания	185
§ 149.	Сход с рельса при угле набегания, равном нулю	187
§ 150.	Сход при небольшом отрицательном угле набегания	—

§ 151. Сход при большом положительном угле набегания	187
§ 152. Прохождение отдельного вертикального препятствия	188
§ 153. Другие причины схода с рельсов	—
§ 154. Может ли ось принять радиальное положение сама по себе?	—
§ 155. Величина φ	189
§ 156. Выпускается	—
§ 157. Замечания	—

Г л а в а III

Профиль бандажей. Бернская конференция

§ 158. Профиль бандажей различных типов	191
§ 159. Преимущества и неудобства покатых гребней	—
§ 160. Французские исследования профиля бандажей	192
§ 161. Точка соприкосновения между гребнем и рельсом	—
§ 162. Статистические данные о сходах в Англии	—
§ 163. Замечания	—
§ 164. Постановления Бернской конференции	193
§ 165. Максимальный статический прогиб рессор	194

Ч А С Т Ь Ш Е С Т А Я

СПОКОЙСТВИЕ ХОДА. ПРИНУДИТЕЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ. ПСЕВДО-РЕЗОНАНС. АПЕРИОДИЧЕСКОЕ ПОДВЕШИВАНИЕ

Г л а в а I

Спокойствие хода

§ 166. Определение спокойствия хода и мера его	197
§ 167. Спокойствие хода и безопасность. Влияние пути	199
§ 168. Влияние трений	—

Г л а в а II

Принудительные (неизбежные) колебания

§ 169. Периодические синхронические колебания	200
§ 170. Периодические колебания без синхронизма	—
§ 171. Теория Надаля	—
§ 172. Определение принудительных усилий	—
§ 173. Теория Оклера	201
§ 174. Кривая характеристики принудительных движений. Псевдо-резонанс	202
§ 175. Применение к железнодорожной практике	203

Г л а в а III

Апериодическое подвешивание

§ 176. Апериодические рессоры	204
§ 177. Принцип подвешивания Брузуса и Лебуше. Другие апериодические подвешивания	—
§ 178. Кривая усилий в функции прогиба	206
§ 179. Уничтожение резонанса	—
§ 180. Уничтожение трения	—
§ 181. Испытания с апериодическими рессорами	207
§ 182. Колебания, связанные с неровностями пути	208
§ 183. Колебания, связанные с входом на кривую и выходом с нее, на изгибистых путях	210
§ 184. Пределы скорости	211
§ 185. Пертурбации, связанные с возвышением рельса на смягчающих вставках	212
§ 186. Колебания, связанные с торможением при непрерывном тормозе	213
§ 187. Различные колебания	—
§ 188. Заключение	214

ЧАСТЬ СЕДЬМАЯ

ПРИМЕНЕНИЕ ФОРМУЛ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ УСТОЙЧИВОСТИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА, ОБРАЩАЮЩЕГОСЯ НА ДАННОМ ПУТИ

Глава I

Непосредственное применение формул

Стр.

§ 189. Сравнение различных типов подвижного состава и различных трасс пути	215
§ 190. Применение формул для проектов переделок подвижного состава	—
§ 191. Применение формул для исследования видоизменений трассы линии	—

Глава II

Главнейшие данные, необходимые для определения устойчивости подвижного состава, обращающегося на данном пути

§ 192. Предварительные указания	215
§ 193. Категории дорог	216
§ 194. Классификация локомотивов	—
§ 195. Ход вычислений; коэффициенты безопасности	—

Глава III

Вычисление условий устойчивости локомотива Pacific, обращающегося на данном пути

§ 196. Данные о пути	217
§ 197. Данные о локомотиве	—
§ 198. Определение поперечных перемещений тележки и бисселя	219
§ 199. Определение боковых рессор тележки и бисселя	—
§ 200. Устойчивость на прямом горизонтальном пути	—
§ 201. Устойчивость на прямой горизонтали с подъемом от возвышения	223
§ 202. Условия опрокидывания и пределы скоростей	—
§ 203. Устойчивость на кривой постоянного радиуса	225
§ 204. Уточнение гребней бандажей	228
§ 205. Устойчивость на смягчающих кривых. Изучение давления смягчения	229
§ 206. Устойчивость при полном отсутствии смягчающих кривых	231
§ 207. Колебания в виде боковой качки при резком изменении подъема рельса	232
§ 208. Колебание, связанное с резким изменением профиля пути	233
§ 209. Извилистый путь	—
§ 210. Действия тормозов	234
§ 211. Боковое давление при тяге по кривой	—
§ 212. Действие инерции неподвешенной части	—
§ 213. Жироскопические действия	235
§ 214. Устойчивость на стрелках и переводах	237
§ 215. Влияние вращающихся и колеблющихся частей и различные пертурбации	—
§ 216. Располагаемый прогиб	—
§ 217. Сводная таблица	—
§ 218. Заключение	—

Глава IV

Заметки о бисселе

§ 219. Сход с рельсов переднего бисселя	239
§ 220. Сход с рельсов заднего бисселя	240
§ 221. Применение бисселей	—

Глава V

Устойчивость различных разовидностей типа паровозов

§ 222. Метод изучения	240
§ 223. Подвешивание на шести точках	—
§ 224. Подвешивание в четырех точках по ромбу	241
§ 225. Подвешивание на четырех точках по прямоугольнику	242
§ 226. Подвешивание на трех точках	243
§ 227. Различные подвешивания	244
§ 228. Выбор системы подвешивания	—

Глава VI

Устойчивость различных паровых локомотивов

Стр.

229. Метод исследования	245
230. Мастодронт	—
231. Локомотив с двумя тележками	—
232. Ten wheels	246
233. Atlantic	—
234. American	—
235. Mogul	—
236. Consolidation	247
237. Микадо	—
238. Декапод	—
239. Santa Fe	—
240. Паровозы с передней колесной парой, снабженной буксами с наклонными плоскостями	248
241. Локомотивы жесткие в поперечном направлении	—
242. Сочлененные паровозы	—
243. Двойные локомотивы	249
244. Двойная тяга	—

Глава VII

Устойчивость различных единиц подвижного состава

245. Двухосный тендер	249
246. Тендер трехосный	250
247. Тендер на тележках	—
248. Двух- и трехосные багажные вагоны	—
249. Багажные вагоны на тележках	251
250. Двух- и трехосные пассажирские вагоны	—
251. Пассажирские вагоны с тележками	—
252. Двух- и трехосные товарные вагоны	252
253. Товарные вагоны с тележками	253

Глава VIII

Устойчивость электрического подвижного состава

254. Системы тока	253
255. Классификация электрических тяговых моторов по способу подвешивания	—
256. Неподвешенные моторы	—
257. Моторы наполовину подвешенные	—
258. Моторы полностью подвешенные	254
259. Различные устройства электрических локомотивов	256
260. Электрические автомотрисы	260
261. Колебания рамы и шагунов	—
262. Определение устойчивости электрического подвижного состава по методу автора	261

Глава IX

Устойчивость поездов

263. Предварительные сведения	262
264. Упряжь	—
265. Синусоидальные колебания влияния поезда	—
266. Однородность состава скорых поездов	—
267. Различные вопросы	—

Глава X

Применение к вопросу об увеличении скоростей

268. Предварительные сведения	262
269. Влияние скорости на различные колебания и пертурбации	—
270. Увеличение скорости на существующих линиях	263
271. Линии для движения с очень большими скоростями	266
272. Предельные скорости для метрополитенов, трамваев и ж. д. узкой колеи	—

Г л а в а XI

Устойчивость подвижного состава с периодическими рессорами без трения или рессорами аperiодическими

Стр.

§ 273. Употребление одних периодических рессор без трения	267
§ 274. Употребление аperiодических рессор Брузус и Лебуше	—
§ 275. Употребление аperiодических рессор с возрастающей гибкостью	—

Г л а в а XII

Спокойствие хода

§ 276. Различие между устойчивостью и спокойствием хода	267
§ 277. Спокойствие хода, обусловливаемое хорошей устойчивостью	268

Г л а в а XIII

§ 278. Замечания по всей седьмой части	—
--	---

ЧАСТЬ ВОСЬМАЯ

ИСТОРИЯ ОПЫТОВ

Г л а в а I

§ 279. Предисловие	269
------------------------------	-----

Г л а в а II

§ 280. Измерения неровностей и поперечных отклонений пути	269
---	-----

Г л а в а III

§ 281. Трение листовых рессор	269
---	-----

Г л а в а IV

§ 282. Изменение нагрузки рессор передней части локомотивов и других подвесных рессор	270
---	-----

Г л а в а V

§ 283. Измерение боковых давлений на путь	272
---	-----

Г л а в а VI

§ 284. Опыты с подвешенными паровозами	272
--	-----

Г л а в а VII

§ 285. Приборы для измерения относительных движений на расстоянии	273
---	-----

Г л а в а VIII

§ 286. Приборы для измерения колебаний без относительной точки опоры	273
--	-----

Г л а в а IX

§ 287. Вагоны со специальными приборами для измерения колебаний в их совокупности и для быстрого обследования состояний путей	276
---	-----

Г л а в а X

§ 288. Коэффициенты трения при расчете тормозов	276
---	-----

Г л а в а XI

§ 289. Опыты с весьма большими скоростями	277
---	-----

Г л а в а XII

§ 290. Различные опыты	277
----------------------------------	-----

Г л а в а XIII

§ 291. Наблюдения над колебаниями паровозов на полном ходу	278
--	-----

Г л а в а XIV

§ 292. Заключение по опытам	278
---------------------------------------	-----

Приложение I.	Опыты Коюара	281
Приложение II.	Формулы трения листовых рессор	283
Приложение III.	Колебания груза на рессоре без трения поставленной над колесом, катящимся по прямолинейному пути	287
Приложение IV.	Колебания груза на рессоре без трения, лежащей на колесе, которое катится по пути с прямоугольными неровностями	288
Приложение V.	Колебания груза на рессоре с трением, опирающейся на колесе, катящееся по прямолинейному пути	291
Приложение VI.	Колебания груза на рессоре с трением, опирающейся на колесо, которое катится по пути с прямоугольными неровностями. Условия сходимости колебания.	293
Приложение VII.	Колебания груза на рессоре с трением, лежащей на колесе, которое катится по пути с неровностями какого угодно профиля	297
Приложение VIII.	Колебания груза на рессоре с трением, расположенной на колесе, которое катится по пути с неровностями, встречаемыми на практике	298
Приложение IX.	Пропорциональные изменения нагрузки рессор при колебаниях, происходящих от неровности пути	—
Приложение X.	Двойное и многократное подвешивание	301
Приложение XI.	Голопирующие колебания, происходящие от неровностей пути, при совпадающих рельсовых стыках	—
Приложение XII.	Колебание единицы подвижного состава с числом осей более двух и без балансиров	306
Приложение XIII.	Колебания боковой качки, происходящие от неровностей пути, при несовпадающих рельсовых стыках	—
Приложение XIV.	Влияние наклона рессорных подвесок	308
Приложение XV.	Оси и центр колебаний	309
Приложение XVI.	Колебания с двойной амплитудой	311
Приложение XVII.	Пределы скорости на кривых постоянного радиуса и на длинных переходных кривых	313
Приложение XVIII.	Пределы скорости при въезде на закругление без переходной кривой	318
Приложение XIX.	Теорема о столкновении двух твердых тел	319
Приложение XX.	Колебания влияния, происходящие от игры реборд на пути, для случая паровозов или вагонов, жестких в смысле боковой игры	324
Приложение XXI.	Нагрузки, гибкость на тонну и статические прогибы различных рессор у подвижного состава всякого рода	334

О Т Р Е Д А К Ц И И

Издаваемый перевод книги Марье „Traite du Matériel des chemins de fer“ — „Взаимодействие пути и железнодорожного экипажа“ имеет целью восполнить пробел в русской технической литературе по этому вопросу. Труд Марье интересен главным образом тем, что он охватывает все условия движения железнодорожного подвижного состава по рельсовым путям, причем изучение вопроса ведется при совместном рассмотрении качества и конструкции как подвижного состава, так и пути, и на базе этого рассмотрения выводится условие безопасности движения.

В своем труде Марье изучает колебания подвижного состава, вызванные при проходе тех или иных неровностей пути как в горизонтальном, так и в вертикальном направлениях; при этом особое внимание уделено рессорному подвешиванию экипажей, которое призвано для смягчения и поглощения полученных экипажем возмущений от всевозможных неровностей. Особо выделен и изучается вопрос об инерционных и жирокопических силах, действующих на подвижной состав при больших скоростях движения.

Свои выводы и вычисления Марье строит на принципах теоретической механики. Основная часть формул, приводимых в книге, является общими формулами, могущими быть примененными для различных случаев взаимодействия пути и экипажа.

Результаты, получаемые по теоретическим формулам, подтверждаются соответствующими опытными данными.

Интересно здесь отметить и обратить внимание на некоторые характерные моменты, которые весьма мало освещены до сего времени как в нашей, так и в иностранной технической литературе. Во-первых, Марье на основании своих теоретических опытных данных доказывает несомненную необходимость применения для передних паровозных тележек рессор более гибких, чем у последующих сцепных и ведущих, указывая, что чем жестче рессоры бегунковых осей, тем больше изменяются нагрузки на колеса при проходе одиночных неровностей пути. Этот вопрос чрезвычайно серьезен и важен в паровозной практике, в особенности жел. дорог СССР, поскольку мы идем на увеличение давлений на оси и на повышение скоростей. Возможные значительные перегрузки или разгрузки колес могут в известных условиях вызвать или сход паровоза с рельсов или расстройство пути.

Лейтмотивом всей книги Марье является указание, что необходимо все колебания поглощать внутренним трением и главным образом трением в рессорах. При обеспечении достаточной величины трения в рессорных листах, шарнирах подвесок и опорных поверхностях обеспечивается условие затухания колебания и почти полностью исключается возможность резонансов.

Книга составлена применительно к условиям французских железных дорог, поэтому приводимые нормы и стандарты (для частей пути и подвижного состава) отличны от таковых для дорог СССР, имеющих большую ширину колеи. Но этим ценность книги несколько не умаляется и не изменяются принципиальные выводы автора для жел. дорог СССР.

Вопрос о взаимодействии между путем и подвижным составом и об устойчивости движения поездов не перестает быть актуальным и на сегодняшний день, и за самое последнее время мы имеем ряд научных исследований и трудов, посвященных указанным вопросам, как-то:

1) Rail Stresses and Locomotive Tracking Characteristics Found in Tests of the Great Northern Railway (Напряжения в рельсах и ходовые характеристики локомотивов, определенные во время испытаний на Большой Северной жел. дороге) Bulletin American Railway, Engineering Association Septembre 1931.

2) Forth progress report of the Special committee on stresses in track (Четвертый отчет специальной комиссии по вопросу о напряжениях в рельсовом пути). American Railway Engineering Assdciation, March 1925.

3) Доклад № 3 Международному железнодорожному конгрессу по вопросу об электровозах для магистральных линий (Великобритания, Китай, Япония). Bulletin de l'association internationale du congrès des chemins de fer № 1 Janvier 1930.

Указанные научные труды в ближайшее время выйдут на русском языке в сборнике Института реконструкции пути под редакцией проф. Митюшина,

4) II, XIV и XXII выпуски Трудов МИИТа и ряд других работ.

Но все эти исследования рассматривают лишь отдельные вопросы этой громадной темы, как взаимодействие пути и подвижного состава. Заслуга Марье — всесторонность исследования поставленного им вопроса.

Книга Марье является ценным пособием для научных работников, инженеров и студентов в их теоретической, практической и учебной работе.

ПРЕДИСЛОВИЕ АВТОРА

Железнодорожные инженеры в начале своей практики иногда спрашивают: каким образом такое ничтожное препятствие, как реборда бандажа, оказывается достаточным, чтобы воспрепятствовать сходу с рельсов подвижного состава, тем более, что наклонная форма реборды, сила толчков и весьма заметный изгиб рельсов при больших скоростях, казалось бы, должны благоприятствовать сходу.

Мы долгое время изучали этот вопрос с намерением построить на этом изучении целый трактат об устойчивости подвижного состава, одновременно принимая во внимание элементы как пути, так и самого подвижного состава. По этому вопросу нами издан ряд статей в различных жел.-дор. журналах, некоторые же из этих работ были одобрены и премированы.

Эти статьи, если их надлежащим образом сгруппировать, уже сами по себе представляют целый трактат об устойчивости подвижного состава. Тем не менее нам хотелось его дополнить и объединить в виде целого законченного труда. Основные положения наших исследований следующие.

1. Донедавно обычно изучали путь и подвижной состав в отдельности. Наши же формулы, напротив, по большей части включают в себе различные элементы как подвижного состава, так и пути. Действительно, с точки зрения устойчивости здесь нет двух разных областей изучения — области подвижного состава и области пути; здесь налицо только одна область: „устойчивость подвижного состава на пути“.

2. Мы долгое время изучали влияние „резонансов“, наблюдающихся при колебаниях подвижного состава и происходящих от толчков на стыках рельсов; эти резонансы имеют место при движении колес в случае синхронизма между продолжительностью прохода от одного стыка до следующего и длительностью колебаний вагона, подвешенного на рессорах.

Далее мы увидим, что резонансы имеют место как при горизонтальных, так и при всевозможных других колебаниях. В каждом случае мы определяем условия поглощения повторных колебаний вследствие трения в рессорных листах; отсюда мы вывели условия, при которых эти колебания остаются в известных пределах или уменьшаются, или же, наоборот, — в случаях резонанса — возрастают до разрушения материала или до схода подвижного состава с рельсов. Это изучение условий устранения резонансов сильно облегчает вычисления; действительно, если выполнены условия, при которых колебания не превышают известного предела (а это есть общий случай), то достаточно изучить лишь начальное колебание.

Наши работы о колебаниях подвижного состава были облегчены нашими прежними исследованиями о поглощении колебаний в регуляторах скорости, давления, температуры и т. д.¹

По нашему мнению, изучение устойчивости подвижного состава должно прежде всего углубиться в анализ разных колебаний как отдельных, так и взаимно связанных, которые вредят безопасности движения и спокойствию

¹ Работы, премированные Академией наук в 1895 г.

хода; в результате анализа должен быть вычислен коэффициент безопасности против схода с рельсов различных осей подвижного состава (паровозов, вагонов и т. д.) при различных скоростях и при различных условиях пути (прямая, уклон или подъем, вход в кривую, кривая и т. д.).

Приводим краткое содержание отдельных частей настоящего труда.

Первая часть. Первая часть посвящена изучению колебаний подвижного состава, происходящих от изменений уровня путей.

Изучаются колебания, происходящие от изменения уровня на стыках рельсов, которые почти на каждом рельсе достигают 1 см, а на некоторых стыках доходят даже до 2 см. До наших исследований все почти единогласно считали опасным давать большую гибкость передним рессорам паровоза: боялись, как бы эта большая гибкость не повлекла за собою больших колебаний продольной качки, а вслед за этим, вследствие соответственной большой разгрузки передних рессор, как бы не случилось схода с рельсов. При этом справедливо опасались резонансов, но не понимали, что они почти всегда поглощаются и ограничиваются трением листов в рессорах одного о другой или трением другого рода.

Мы показываем, что амплитуда этих колебаний достигает очень малой величины, если существует определенное соотношение между глубиной просадки, гибкостью рессор и силами трения; это мы называем „условием схождения колебаний“. Если это условие не выполнено, то имеет место расхождение колебаний, т. е. последние прогрессивно увеличиваются. Мы покажем, что когда условие схождения выполнено,—а это и есть обычный случай,—то максимум амплитуды колебаний продольной качки, наблюдаемых на передних рессорах, не превосходит известного предела и не зависит от гибкости рессор и от скорости поезда. Отсюда следует, что при очень гибких рессорах передней оси или тележки соответственная разгрузка передних рессор, при проходе по стыкам, будет тем слабее, чем рессоры будут гибче, т. е. как раз противоположное тому, что предполагалось ранее. Роль рессор передней оси или тележки сводится к тому, чтобы пройти по неровностям пути с наименьшим изменением разгрузки этих рессор.

Далее, наоборот, мы увидим, что не следует рессорам движущих осей придавать гибкость, большую той, какую им дают обыкновенно, чтобы при проходе по кривым избежать слишком сильного наклона подвешенной к ним нарузки.

Изложенные выше результаты наших положений вполне оправдались на опыте.

Добавим еще, что наши выводы нашли себе оценку; и что по нашему совету была значительно увеличена гибкость рессор тележек или бегунков у некоторых новых паровозов, а на некоторых линиях — даже и у старых.

Наконец в той же первой части мы рассматриваем влияние резких изменений профиля пути с точки зрения статики и с точки зрения динамики и заканчиваем общими выводами в отношении пути и подвижного состава.

Вторая часть. Вторая часть посвящена изучению колебаний боковой качки и виляний в середине кривой, при входе на кривую, при выходе с нее и на стрелках. Мы показываем, что полное отсутствие переходных кривых являлось причиной сильной боковой качки, которая теоретически мгновенно удваивает действие центробежной силы; мы показываем, что это действие центробежной силы может быть увеличено втрое, вчетверо и т. д., — на случайных неровностях пути, в случаях резонанса. Само собою разумеется, что указанные сильные колебания значительно уменьшаются трением.

С другой стороны, мы изучили влияние при входе на кривую и при выходе с нее и вычислили боковое усилие, передающееся первой осью на путь.

Мы применили эти выводы к случаю прохода подвижного состава по стрелкам.

В той же второй части мы показываем, что при новейших длинных паровозах и некоторых очень длинных вагонах необходимо ввести новый элемент пути в расчет рессор, балансиров и тележек, — именно изменение возвышения рельса при переходе из одной кривой в обратную. В этом месте весьма важно не вызывать слишком больших разгрузок, приходящихся на рессоры крайних осей. Здесь же читатель найдет формулы, касающиеся данного вопроса.

Заканчивается эта часть общими выводами в отношении пути и подвижного состава.

Третья часть. Уже с давнего времени наблюдали и вычисляли кол бания в паровозах, свободно подвешенных и поворачивающихся на месте; эти колебания, как известно, имеют очень малую амплитуду; из этого иногда считали возможным заключить, что колебания виляния, продольной и боковой качки и подергивания—все вообще имеют амплитуды, которыми можно пренебречь, и которые не оказывают никакого вредного влияния на путь. Мы показываем, что такое рассуждение неосновательно, потому что на практике существует боковое сопротивление от трения между рельсами и бандажами, и это сопротивление устанавливает взаимодействие, совершенно изменяющее явление.

В этой же третьей части мы увидим, что при больших скоростях все происходит совершенно иначе в самых неблагоприятных случаях: существуют, хотя и весьма редко, особенно при больших скоростях, большие основные колебания виляния, происходящие от игры реборд бандажей, которые могут быть очень сильны. Эти колебания могут повести к значительным колебаниям боковой качки; с другой стороны, могут иметь место также и иные колебания—*основные или первичные*, совершенно не зависящие от колебаний от вращающихся или качающихся частей паровоза. К ним присоединяются *вторичные* колебания, происходящие от качающихся и вращающихся неуравновешенных частей; при больших скоростях они становятся более частыми, чем основные или первичные колебания; они играют в некотором роде роль спутников по отношению к первичным колебаниям; вообще они не подвержены резонансам, но не по аналогии со свободно подвешенным паровозом, а потому, что они заглушаются сильным трением между листами рессор; при больших скоростях они даже вообще бывают незаметны. Мы изучаем все эти виды колебаний и их эффективность.

Третья часть заканчивается рассмотрением колебаний, происходящих от нажатий и отпускатий непрерывно действующих тормозов, которые при известных условиях могут принять характер „колебаний с двойной амплитудой“, умеряемых сильным трением, как в случае въезда на кривую, описанном во второй части.

Четвертая часть. При расчетах всегда принимают неподвешенный груз за инертную массу, которая просто лишь увеличивает своим весом нагрузку рессор. Мы же доказываем, что когда будут пройдены нормальные скорости, то колеса, оси и вообще неподвешенные грузы могут вызывать значительные вертикальные и горизонтальные силы инерции, разрушительно действующие на путь и могущие быть причиной схода с рельсов. Мы даем формулы для вычисления этих величин.

Насколько нам известно, до появления наших работ никто не вычислял жирокопического действия колес и вращающихся частей двигателя электрического подвижного состава; вопрос этот ставил Фуко, но не разрешил его. Мы изучаем эти эффекты и доказываем, что вообще они менее опасны, чем эффекты инерции неподвешенных грузов.

В четвертую часть мы включаем изложение прекрасной теории балансиров Герднера (Hordner); эту теорию далее мы вводим в наши динамические исследования всякого рода колебаний.

Пятая часть. Мы исходим из формулы Поше (Pochet), которая дает условия схода с рельсов на основании соотношения, существующего между горизонтальным усилием, производимым на рельс ребордою, и усилием вертикальным, производимым в тот же момент на рельс колесом. Мы видоизменили и обобщили эту формулу.

Далее приводим исследование профиля реборд и извлечение из заключений Бернской конференции.

Шестая часть. В этой части мы показываем, как тяжелое тело, связанное в определенных точках гибкими связями и подверженное действию колеблющейся среды, может, вообще говоря, получить колебания не с нормальными периодами, но синхронные с периодами колеблющейся среды; это явление иногда называли „принудительными колебаниями“. Изучавшие эти явления матема-

тики излагали их в виде „теории малых движений“, но трудность интегрирования не позволила вывести отсюда всех желательных для практики заключений. Посредством нового геометрического и экспериментального метода мы даем возможность подхода к этому вопросу, имеющему большой практический интерес, причем мы основываемся на теории Оклера (Auclair), касающейся инерции маятников.

Мы применяем эти соображения к изучению случаев подвешивания на рессорах, при наличии реборд и при отсутствии трения.

Затем мы изучаем случай „непериодического“ подвешивания Бруссюза и Лебуше (Brousseau et Leboucher).

При этом подвешивании прогиб рессоры на тонну веса достигает максимума при статической нагрузке и быстро уменьшается при больших колебаниях, при отклонении от положения, соответствующего данной нагрузке, в том или другом направлении.

Это есть случай „апериодического подвешивания“, при котором продолжительность периода колебания подвешенного тела изменяется вместе с амплитудой, вместо того, чтобы оставаться постоянной, как при обыкновенных „периодических“ рессорах. Такое устройство, дающее большую мягкость при подвешивании, имеет свойство уничтожать резонансы, возникающие от периодически повторяемых толчков, причем здесь не участвует влияние трения, которое вредно отзывается на устойчивости. „Апериодическое“ подвешивание вообще, без сомнения, имеет известную будущность в некоторых случаях подвешивания вагонов. При изучении этого вопроса мы доказываем, что, несмотря на апериодичность рессор, могут иметь место так называемые псевдо-резонансы; они не дают колебаний с бесконечно большой амплитудой, которые наблюдаются при действительных резонансах, но все же амплитуда их в некоторых случаях может быть весьма значительна.

Мы доказываем, что наши графические методы могут служить для наглядного изображения тех явлений, которые происходят при чрезвычайно сложных колебаниях, возникающих при этой системе подвешивания. Опыт покажет более точно, в какой мере эта система „апериодических“ рессор допускает уменьшение или даже совершенное уничтожение трения при условиях погашения колебаний.

Седьмая часть отвечает на вопрос, как пользоваться всеми нашими формулами для вычисления степени устойчивости определенного подвижного состава при колебаниях, т. е. как определить коэффициент безопасности каждой из его осей от схода с рельсов и коэффициент безопасности целого паровоза или вагона от схода в данном месте пути и при определенной скорости.

Такова окончательная цель всех наших исследований, начиная с 1901 г. С исчерпывающей полнотою мы рассматриваем этот вопрос для определенного паровоза тихоокеанского типа (Pacific); затем мы показываем, как применить наши выводы по исследованию паровоза типа „Pacific“ к большинству других паровозов, тендеров, вагонов и т. д., а также к электрическому подвижному составу.

В восьмой части мы приводим краткий исторический очерк многочисленных опытов, произведенных в различных странах над колебаниями подвижного состава и деформациями пути.

Многие из этих опытов касаются вопросов, аналогичных тем, которыми мы занимались; поэтому их результаты позволяют проверить некоторые наши формулы как в отдельности, так и в совокупности. Наконец мы намечаем новые опыты, которые, по нашему мнению, было бы весьма полезно произвести в будущем; большая часть из них очень проста.

Приложения. Когда выводы кажутся нам несколько отвлеченными, мы даем в тексте одни лишь конечные результаты и отсылаем читателя к разным заметкам в приложении, где он найдет все доказательства. Таким образом данный труд является настолько цельным, что читателю нет надобности обращаться к нашим прежним работам. По некоторым исследованиям второсте-

пенного значения приведены только конечные результаты; подобные выводы можно найти в журналах, где были в свое время опубликованы наши одиннадцать мемуаров.

За исключением шестой части все наши формулы установлены новым, чисто теоретическим методом, основанным на принципах теории механики, без всякого применения эмпирических формул.

Говоря вообще, мы всегда считали наиболее интересными случаями самые неблагоприятные; к счастью, именно эти случаи обыкновенно легче других поддаются теоретическому исследованию.

Мы иногда даже нарочно, для упрощения задачи, брали случаи гораздо более неблагоприятные, чем те, которые встречаются в действительной практике. Очень часто мы применяли графические методы динамики для производства интегрирований; но этими методами чаще всего мы пользовались не для вычисления практических результатов по эпюрам, а для вывода простейших формул, пользование которыми легче даже, чем эпюрами. Мы думаем, что такой метод мог бы с успехом быть применен и к другим исследованиям по прикладной механике.

Все занумерованные формулы настоящего сочинения — общего значения, т. е. применимы для произвольных единиц длины, силы и времени. В примерах мы берем за единицы мер метр, килограмм и секунду, в изложении же мы говорим: скорость столько-то километров в час.

В заседании Академии наук 29 мая 1905 г. представленная нами заметка так характеризует наше понятие о подвижном составе: „он должен иметь гибкость по всем направлениям, с трением, повсюду достаточным для быстрого погашения колебаний, которых невозможно избежать“.

Мы сказали: „с достаточным трением“, — но не более, потому что мы увидим, что избыток трения в рессорах и прочие сопротивления могут повредить устойчивости и даже вызвать сход с рельсов; мы увидим в шестой части, что можно иногда его частично или полностью устранить в тех особых случаях, когда резонанс невозможен.

В некоторых странах имеется обширная сеть железных дорог при слабом движении; в этом случае требуется возможное сокращение расходов на устройство и содержание пути. Поэтому одно из применений наших исследований состоит именно в том, чтобы показать, каким образом вообще можно использовать подвижной состав, чтобы достигнуть максимума скорости на линиях с легким верхним строением или плохо ремонтируемых.

Все положения и формулы в настоящем труде принадлежат лично нам, за исключением нижепоименованных.

Формула (1), очень известная, — продолжительности колебаний тела, поставленного на рессору.

Формула (4) — критической скорости, выведенная из трудов В и к э р а и Н а д а л я (Vicaire et Nadal).

Теория Н о р д л и н г а — о параболических смягчающих кривых.

Формула (56), известная под названием: „стрела провеса протянутой веревки“ (стрела прогиба нити).

Теория противовесов Л е - Ш а т е л ь е (Le Chatelier).

Формула (137) Р е з а л я (Rèsal) жироскопического волчка.

Теория статики балансиров Г е р д н е р а (формулы 144 по 149).

Формулы (159—160) Ф и л и п п с а (Philippss) изгиба рессор.

Формула (172) П о ш е (Pochet) об условиях схода с рельсов, которую мы видоизменили.

Теория инерции маятников О к л е р а (Auclair) (§ 173).

Мы широко воспользовались результатами опытов К о ю а р а (Coillard) над неровностями пути при проходе поездов и опытами различных инженеров, упомянутыми в восьмой части.

В тексте читатель найдет точные заглавия статей и сочинений всех вышепоименованных авторов.

Все теории и формулы настоящего труда взяты из наших прежних работ, за исключением шестой и седьмой частей, более новых, и формул (84), (94), (113) и (118)—также новых.

Насколько нам известно, пока еще не существует ни одного сочинения, охватывающего весь вопрос об устойчивости подвижного состава; это именно и заставило нас решиться на заполнение такого пробела.

Мы надеемся, что настоящий труд сможет хотя немного облегчить задачу изучения новых типов подвижного состава и усовершенствования существующих с точки зрения устойчивости и спокойствия хода, а при случае поможет и при изучении вопроса об увеличении скоростей.

В в е д е н и е

Прежде чем начать изучение различных колебаний подвижного состава, уместно будет дать определения и классификацию.

Мы разделяем колебания на шесть категорий.

1. Колебания от вращения подвешенного груза около оси горизонтальной, параллельной пути, или *колебания боковой качки*.

2. Колебания от вращения подвешенного груза около оси горизонтальной, перпендикулярной пути, или колебания *галлопирования* (продольная качка).

3. Колебания от вращения единицы подвижного состава вокруг оси вертикальной, перпендикулярной к пути; их можно назвать колебаниями *кручения*.

4. Горизонтальные колебания единицы подвижного состава вперед и назад, параллельно рельсам, т. е. колебания, которые раньше неправильно называли нырянием и которые теперь называют колебаниями *подергивания*.

5. Горизонтальные колебания единицы подвижного состава в ту и другую сторону, перпендикулярно к рельсам, как бы колебания до сих пор не имели специального названия и которые можно было бы назвать *боковыми параллельными колебаниями*.

6. Вертикальные колебания подвешенного груза вверх и вниз, не имеющие особого названия, которые мы будем называть *вертикальными параллельными колебаниями*.

Три первых категории представляют вращения тел, а три последних — перемещения параллельно самим себе. Все прочие роды колебаний суть комбинаций этих шести категорий. Так например соединение боковых параллельных колебаний № 5 с колебаниями кручения № 3 образует то, что называют *колебаниями виляния*.

Мы еще не сказали ничего о том, как расположены оси вращения, когда имеет место лишь один вид этих колебаний вращения. Оси вращения не обязательно проходят через центр тяжести, как это утверждали почти всегда. Они могут иметь различные положения, которые мы определили для отдельных случаев.

Под именем „единицы подвижного состава“ мы разумеем все, что катится по железнодорожным рельсам, т. е. паравозы, тендеры, вагоны, платформы, вагоны багажные, пассажирские и товарные, автотрисы и пр.

Мы называем устойчивой единицей подвижного состава (локомотив, тендер, вагон и т. д.) такую, которая обладает большим сопротивлением сходу с рельсов или опрокидыванию на данном пути, в данной точке этого пути и при определенной скорости.

Конечно, единица подвижного состава должна быть устойчива для всех точек пути, по которому ей приходится двигаться, и при всяких скоростях ниже назначенной предельной скорости. Определение условий устойчивости и спокойствия хода и составляет предмет настоящего труда.

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ТЕОРИЯ КОЛЕБАНИЙ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА, ПРОИСХОДЯЩИХ ОТ НЕРОВНОСТЕЙ ПУТИ

ГЛАВА I

Исторические и предварительные сведения

§ 1. История. Во-первых, мы должны упомянуть прекрасные и хорошо известные работы Филиппса (Philipp) по статике листовых рессор с точки зрения прогиба их под данной нагрузкой.

Затем мы напомним, что Редтенбахер (Redtenbacher) в Германии, в середине прошлого века, несколько напрасно встревожил железнодорожных инженеров, привлекая их внимание на опасность периодических колебаний подвижного состава на его рессорах в случае синхронизма между продолжительностью одного колебания и временем, потребным на пробег пути, равного длине одного рельса.

Викер (Vicair) в 1891 г. высказал в Академии наук опасения, аналогичные с опасениями Редтенбахера.

Наконец Надаля (Nadal) в 1896 г. взялся за ту же задачу. Он установил научную математическую теорию колебаний кузова единицы подвижного состава на ее рессорах, колебаний, происходящих от неровностей пути при переходе подвижной единицы с одного звена рельса на следующий. В формулы Надаля не входит трение рессорных листов и прочих пассивных сопротивлений; из этих формул как будто получается, что опасно пускать подвижной состав с „критической скоростью“, которая соответствует именно синхронизму, о котором только что было сказано выше. Мы еще будем говорить об этой теории (§ 171).

Наши вычисления, как увидим далее, принимают в расчет трение и показывают, наоборот, что в большинстве случаев это трение бывает достаточно, чтобы воспрепятствовать колебаниям беспредельно возрастать, как это вышло по вычислениям Надаля. Но из этого еще не следует, что единица подвижного состава, снабженная рессорами без трения, обязательно должна сойти с рельсов.

Мы прибавим еще, что со времени опубликования наших первых работ Надаля выпустил в свет небольшое сочинение, где он изложил изящную теорию некоторых колебаний, причем подтвердились некоторые из наших самых важных формул („Locomotives à vapeur“ par Joseph Nadal, 8, Doin, 1908).

§ 2. Предварительные замечания. В первой части предстоит разрешить следующую конечную задачу.

Дан подвижной состав, катящийся с различными скоростями по пути, имеющему данные дефекты в вертикальном направлении. Спрашивается,—каковы будут максимальные приращения нагрузки рессор, когда нагрузка сама подвер-

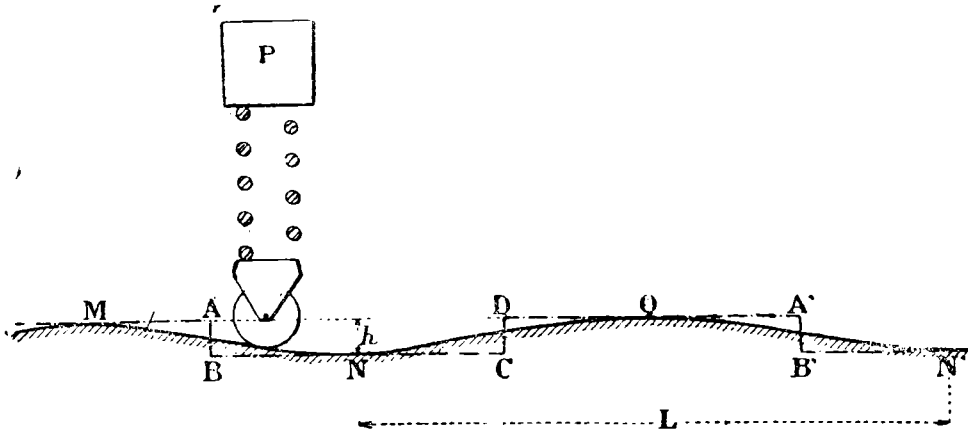
гается наибольшим приращениям, даже при самых неблагоприятных случаях резонанса.

Для этого мы изучим закон вертикальных колебаний груза, покоящегося на одной только рессоре, которая расположена на колесе, катящемся по пути любого профиля, с трением или без трения в рессоре. Мы изучим закон трения листовых рессор. Затем мы обобщим его для всякой единицы подвижного состава a . Наконец мы выведем максимумы относительных приращений искомой нагрузки, — и все это исключительно математическим путем.

ГЛАВА II

Случай совпадающих (не в разбежку) стыков и симметричных неровн. ст. й пути

§ 3. Колебания груза на рессоре, поставленной на колесе, которое катится по пути какого-либо профиля; резонанс. Прежде чем изучать колебания самого подвижного состава, мы изучим колебания груза P (фиг. 1), помещенного на рессоре, поставленной на колесо, которое катится по пути, имеющему неровности в виде какого-нибудь криволинейного профиля $MNQ.N$.



Фиг. 1.

а) Продолжительность колебаний. Прежде всего спрашивается: какова будет длительность колебаний груза на рессоре в статическом состоянии, предположив, что мы придали грузу начальное вертикальное колебание и что вся система не перемещается в горизонтальном направлении. Мы предполагаем сначала, что речь идет о рессоре, прогибы которой пропорциональны усилиям, прилагаемым к ней, и что в ней нет никакого трения.

Эта продолжительность выражается известной формулой колебания груза на рессоре (колебания только в одну сторону)¹

$$t = \pi \sqrt{\frac{KP}{g}}, \quad (1)$$

где K — прогиб рессоры на единицу веса; g — ускорение силы тяжести.

Мы обыкновенно употребляем эту формулу в следующем, более удобном виде:

$$t = \pi \sqrt{\frac{a}{g}}. \quad (2)$$

¹ См. приложение III.

В этой формуле a равно прогибу рессоры на единицу веса, умноженному на груз P ; другими словами, это будет прогиб рессоры при изменении нагрузки от нуля до величины P . Это есть то, что Филиппс назвал „статическим прогибом“ рессоры; это есть длина. Это очень удобная величина, которая с первого взгляда позволяет сравнивать например мягкость рессорного подвешивания паровоза с мягкостью подвешивания велосипеда. Когда в дальнейшем мы будем говорить о рессорах; дающих трение листов, один о другой, то статический прогиб рессоры будет соответствовать рессоре без трения.

Длительность двойного колебания вверх и вниз будет равна:

$$2t = 2\pi \sqrt{\frac{a}{g}}. \quad (3)$$

b) Резонанс и критическая скорость. Предположим теперь (фиг. 1), что наша система катится с равномерной скоростью по пути, имеющему неровности, изображенные на фигуре; предположим, что изображенные неровности повторяются неопределенное число раз в той же самой форме. Если скорость такова, что система употребляет время $2t$ на полное прохождение каждой из периодически повторяющихся неровностей, — тогда получится „резонанс“. С первого же взгляда видно, что вертикальные колебания груза на его рессоре стремятся бесконечно увеличиваться.

Равномерную скорость системы, при которой получается резонанс, Надаль назвал „критической скоростью“.

Если L (по горизонтальному направлению) — длина периода неровности пути, от N до N' , а V — равномерная скорость системы, то время прохода длины L будет $\frac{L}{V}$.

Имеем:

$$\frac{L}{V} = 2\pi \sqrt{\frac{a}{g}}$$

или

$$V = \frac{L}{2\pi \sqrt{\frac{a}{g}}}. \quad (4)$$

Такова формула, определяющая „критическую скорость“.

§ 4. Колебания одного груза на рессоре без трения в случае прямоугольных неровностей пути. Изучим теперь все элементы колебания груза на рессоре, когда система катится по пути с неровностями, причем рессора не дает трения.

Мы показали,¹ что самым неблагоприятным профилем будет прямоугольный профиль $MABCDA'B'$ для той же самой периодически повторяющейся неровности AB , величину которой мы назовем h и предположим, что груз будет на верхней точке колебания, когда система придет в точку A .

В этом прямоугольном профиле мы предполагаем, что длина верхних частей DA' и длина нижних частей BC равны $\frac{L}{2}$.

Если при таких условиях появится резонанс, то он будет продолжаться; его эффект будет беспредельно возрастать, и мы будем иметь самый неблагоприятный случай, какой только можно представить. Все это впрочем очевидно.

Для этого случая мы доказали, что после каждого двойного колебания груз поднимается на высоту $2h$ от своего первоначального положения; на ту же величину увеличивается и его опускание. Это можно выразить формулой:

$$A_{n+1} = A_n + 4h. \quad (5)$$

(Здесь A_n означает амплитуду n -го колебания; а A_{n+1} — амплитуду следующего за ним колебания).

¹ См. приложение IV.

§ 5. Колебания одного груза на рессоре без трения в случае неровностей пути. Мы дали метод графической динамики, который позволяет исследовать ту же задачу в случае какого угодно профиля, даже если рессора будет обладать трением; этот метод применяем и здесь, приняв для простоты трение равным нулю. Применяв наш метод, найдем, что при каждом колебании происходит возрастание амплитуды меньшее, чем $4h$, что можно написать так:

$$B_{n+1} < B_n + 4h. \quad (6)$$

Мы разберем этот вопрос ниже (см. § 8).

§ 6. Трение листовых рессор. Если бы не существовало трения, то опасения Редтенбахера и Викера оправдались бы при движении подвижного состава. В самом деле, после нескольких последовательных колебаний получилась бы нулевая и даже теоретически-отрицательная нагрузка рессор. В таком случае сход с рельсов неизбежно произошел бы при критической скорости, когда малейшее боковое давление гребней бандажей на рельсы совпадало бы с этими мгновенными разгрузками рессор.

Но, к счастью, дело обстоит иначе.

Мы доказали, что листовые рессоры обладают трением несравненно более сильным, чем думали раньше, и что это трение достаточно, чтобы в огромном большинстве случаев предотвратить несчастный случай.

Мы вывели формулу, которая позволяет легко вычислить всю совокупность этих трений.

Берем самый неблагоприятный случай, а именно — когда эти трения происходят по концам каждого листа с соседним более длинным листом. Впрочем так дело и происходит в действительности, как это доказал Филиппс в своей хорошо известной прекрасной теории листовых рессор, — теории, к которой мы еще вернемся. Если p будет давление рессорного листа на смежный лист в некоторой точке, а φ будет коэффициент трения, то сила трения будет равна $p\varphi$. Обозначим через ε бесконечно малый путь, проходимый этой силой трения в то время, как хомут рессоры проходит бесконечно малое вертикальное расстояние e ; через P обозначим нагрузку рессоры. Мы назовем „относительной“ или „пропорциональной“ силой трения величину f , определяемую уравнением:

$$P \cdot f \cdot e = p\varphi\varepsilon + p'\varphi\varepsilon' + p''\varphi\varepsilon'' \dots,$$

где p' и ε' , p'' и ε'' и т. д. соответствуют трению в различных точках. Отсюда получаем:

$$f = \varphi \frac{pe + p'\varepsilon' + p''\varepsilon'' \dots}{Pe}$$

откуда ¹

$$f = 2\varphi (n-1) \frac{c}{l}, \quad (7)$$

где φ , как мы уже говорили, — коэффициент трения рессорных листов друг о друга, n — общее число листов, c — толщина пластин и l — полная длина основного листа между его точками опоры.

Из этой формулы следует, что f не изменяется при различных прогибах рессоры; следовательно это действительно будет коэффициентом „пропорциональности“ трения, т. е. сила трения равна нулю при нулевом прогибе и что она следовательно пропорциональна нагрузке, производящей этот прогиб.

Мы доказали также,² что возможно построить рессоры, которые теоретически будут иметь пропорциональное трение столь малое или столь большое, какое мы пожелаем. Вообще говоря, рессоры с листами длинными, толстыми и немногочисленными имеют небольшое пропорциональное трение, например 0,05; рессоры с короткими, тонкими и многочисленными листами имеют большее пропорциональное трение — например 0,20.

¹ См. приложение II.

² См. приложение II.

Остается указать величины φ ; нужно ожидать, что иногда эта величина будет значительна, потому что трение, действующее на концах листов, утомляет металл, — получается почти заедание; иногда приходится видеть рессоры с такими „заеденными“ — листами.

Величину f очень легко измерить экспериментально, что позволит вывести φ из формулы (7):

$$\varphi = \frac{l}{2(n-1)c}. \quad (8)$$

Изобразим в виде линии OA_0 (фиг. 2) кривую прогибов нашей рессоры, предполагая, что ее листы не имеют трения. За абсциссы мы примем величину прогибов, а за ординаты — усилия. Проведем линию RS , параллельную оси x на расстоянии OR , равном нормальной статической нагрузке P на рессору; проведем ординату M_0M , проходящую через точку пересечения OA_0 с RS ; длина OM будет равна a , т. е. определенной величине статического прогиба; это будет полное сжатие рессоры от нулевой нагрузки до нормальной статической.

Теперь отложим на ординате длины M_0M_1 и M_0M_2 — такие, чтобы получить пропорцию:

$$\frac{M_0M_1}{M_0M} = \frac{M_0M_2}{M_0M} = f$$

или

$$\frac{M_0M_1}{P} = \frac{M_0M_2}{P} = f. \quad (9)$$

Затем проведем линии OA_1 и OA_2 , проходящие через точки M_1 и M_2 .

Ясно, что линия OA_1 представляет кривую величин нагрузки листовой рессоры в функции ее прогибов, учитывая и трение листов, действующее положительно, т. е. когда рессора сгибается под действием силы.

С другой стороны, линия OA_2 представляет ту же кривую, но с трением, действующим отрицательно, т. е. когда рессора пружинит и отталкивает силу, которая стремится на нее действовать.

На основании опыта легко построить кривые OA_1 и OA_2 , поставив листовую рессору под машину для испытания рессор. Сперва строим кривую OA_1 , точка за точкой, измеряя соответствующие стрелки прогиба при возрастающих величинах усилий. Затем строим кривую OA_2 с другого конца, т. е. давая рессоре расправляться под уменьшающимися усилиями.

Тогда легко будет измерить отношение:

$$\frac{M_0M_1}{M_0M} = \frac{M_0M_2}{M_0M} = f$$

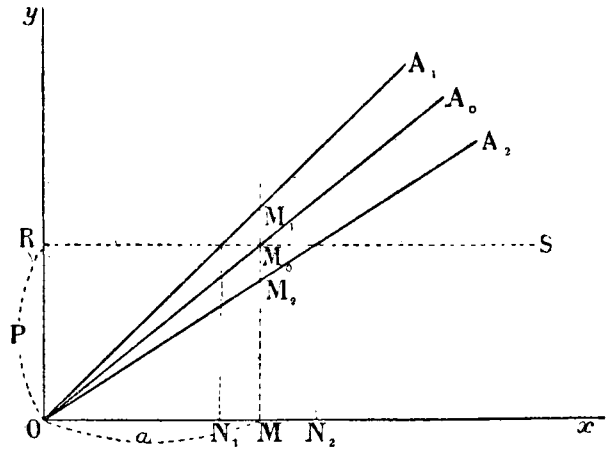
как в вышеприведенном уравнении (9).

Это самое и сделал Герднер в своих опытах, которые он поручил произвести Галларду в Дуэ в нашем присутствии (см. ниже, часть 8, гл. III).

Герднер установил следующее:

1) Величина f постоянна, какова бы ни была нагрузка, как доказано в нашей формуле (7).

2) Величина φ , определяемая из уравнения (8), равна 0,80 — для новых рессор, которые однако предварительно изгибались большое число раз до предела их сопротивления, чтобы отполировать их поверхности, и притом без смазки.



Фиг. 2.

3) Величина φ уменьшается, когда мы заставляем рессору колебаться; она может даже упасть до нуля, когда сообщим рессоре значительное число колебаний; но это число колебаний гораздо больше того, которое рессора выдерживает на практике, при простом колебании.

С другой стороны, на практике трущиеся части полируются гораздо больше, что уменьшает φ . Учитывая это, мы допускаем для φ нижеследующие величины:

$\varphi = 0,20$ для паровозных рессор, всегда немного и нарочно смазываемых и случайно обрызгиваемых маслом,

$\varphi = 0,30$ или даже $0,40$ — для прочего подвижного состава.

§ 7. Колебания одного груза на рессоре с трением в случае прямоугольных неровностей. Возвратимся к фиг. 1. Мы уже изучили случай, когда катящаяся система движется по прямоугольному профилю $MABCDA'B'$, имеющему длину периода L и периодическое нарушение уровня h .

Мы видели в приложении IV, что этот прямоугольный профиль пути представляет собою наиболее неблагоприятный случай из всех прямолинейных и криволинейных профилей, какие только возможно вообразить, что впрочем очевидно даже а priori.

Мы доказали также, что самый неблагоприятный случай для такого прямоугольно-неровного профиля есть тот, когда груз находится на верхней точке своего хода, в точке A , как раз в момент перед своим падением AB .

Установив это, приступим к исследованию колебаний одного груза на рессоре с трением в случае прямоугольных неровностей.

a) Условие схождения колебаний. Для таких неровностей мы доказали, что для того, чтобы последовательные колебания не шли, прогрессивно увеличиваясь в случае резонанса, при критической скорости требуется условие¹:

$$h < 2fa, \quad (10)$$

где: h — периодическое нарушение уровня, f — пропорциональное трение рессоры, определенное выше (§ 6) и a — статический прогиб рессоры (§ 3).

Это — основная формула. Условие расхождения колебаний будет:

$$h > 2fa.$$

Формулу (10) мы называем „условием схождения колебаний“, потому что мы доказали, что если это условие выполнено и если подвергнем груз P очень большому предварительному колебанию, происходящему от посторонней причины, то колебания уменьшатся до амплитуды, которую они имели бы, если бы не было предварительной амплитуды.¹

b) Амплитуда колебаний в пространстве. Мы доказали, что общая амплитуда A максимального колебания в пространстве есть следующая, если выполнены условия указанного выше схождения.²

$$A < 2h. \quad (11)$$

Эта амплитуда $2h$ составляется из изменения высоты уровня плюс $\frac{h}{2}$ выше линии DM (фиг. 1) плюс $\frac{h}{2}$ ниже линии BC .

c) Амплитуда колебаний груза относительно колёс. Эта амплитуда равна в наибольшем случае сумме-амплитуды в пространстве плюс общее изменение высоты уровня, или $2h + h$; тогда имеем:

$$A' = 3h. \quad (12)$$

d) Пропорциональное изменение нагрузки рессор. С точки зрения возможности схода с рельсов важно знать наибольшее пропорциональное изменение D — нагрузки или сжатия рессор (перегрузка или разгрузка), особенно в самом неблагоприятном случае, при резонансе, и, само собою понятно, всегда предполагая

¹ См. приложение IV.

² См. приложение IV.

выполненным условие схождения колебаний; другими словами, это или разгрузка на 100% или перегрузка на 100% колеса, которую требуется узнать. Мы вывели формулу¹:

$$D \leq \frac{h}{a} + f \left(1 \pm \frac{h}{a} \right) \quad (13)$$

[знак (+) для пропорциональной перегрузки и знак (—) — для разгрузки].

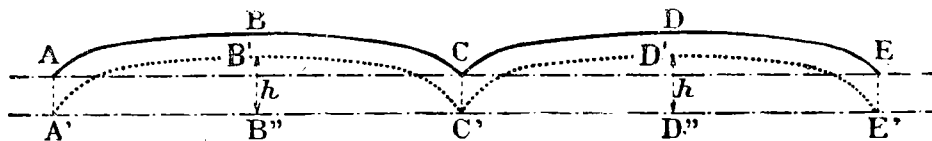
Если величина $\frac{h}{a}$ очень мала в сравнении с единицей, то эта формула принимает вид:

$$D \leq \frac{h}{a} + f. \quad (13 \text{ bis})$$

Если h больше $2fa$, то может произойти резонанс. h есть общее изменение высоты уровня. f — пропорциональное трение в случае большей или меньшей его величины, а D — пропорциональное изменение нагрузки или сжатия рессоры, большее или меньшее по отношению к среднему положению на буксе.

е) *Длительность колебаний.* Мы уже дали [формула (2)] длительность одиночных колебаний и [формула (3)] длительность двойных колебаний (вверх и вниз). Но здесь уместно заметить, что трение рессор немного видоизменяет длительность колебаний; длительность колебания в одну сторону и длительность колебания обратно получаются заменой a величинами a' и a'' , равными ON_1 и ON_2 (фиг. 2); длительность всего колебания остается та же самая.

Прибавим, что больший или меньший наклон рессорных подвесок также изменяет длительность колебаний; чем наклон этот больше по отношению



Фиг. 3.

к вертикали, тем сильнее увеличивается длительность колебаний; гибкость рессоры таким образом увеличивается, но вместе с тем увеличивается усталость металла.

Слишком большой наклон подвесок может даже причинить разрыв основного рессорного листа.²

§ 8. Колебания одного груза на рессоре с трением в случае какого угодно профиля. Мы изучили колебания системы, представленной на фиг. 1, в самом общем случае какого угодно вертикального профиля пути $MNQN'$ с резонансом или без него.³ Все формулы предыдущего параграфа приложимы и здесь, но с иными числовыми коэффициентами, которые изменяются в зависимости от формы кривой. Само собою разумеется, что случай прямоугольных неровностей есть самый неблагоприятный из всех.

§ 9. Опыты над неровностями. Уже давно с точностью определены опытом отклонения рельса от горизонтального уровня под колесами паровоза при полной скорости.

Первые из этих опытов были произведены в 1880 г. Фламашем и Губерти (Flamache et Huberti), главными инженерами бельгийских государственных железных дорог, и Коюаром (Coillard), главным инженером Компании Париж — Лион, Средиземной жел. дороги, в 1883 г. При своих опытах Фламаш и Губерти измерили изменения уровня при полной нагрузке посредством деформации свинцовых листов. Сущность опытов Коюара заключалась в следующем (фиг. 3), причем масштаб ординат сильно увеличен против масштаба абсцисс.⁴

¹ См. приложение IX.

² См. приложение XIV.

³ См. приложение VII.

⁴ См. приложение I.

Пусть ABC и CDE — два смежных рельсовых звена, C будет стык. Рассматривая изношенный путь, мы замечаем, что рельсы в состоянии покоя, без всякой нагрузки, стремятся принять форму, обозначенную на фиг. 3 сплошными линиями. Такая форма зависит от того, что стык является слабой точкой пути, которая обуславливает постоянную большую осадку именно в этом месте.

При проходе сильно нагруженной оси различные точки пути последовательно осаживаются и принимают приблизительно форму линии $A'B'C'D'E'$

Буквой h мы обозначаем „периодическое нарушение уровня“, или полную высоту $B'B''$ и $D'D''$ полного падения колеса при понижении уровня. Эта величина h будет больше разности уровня между нижними точками ACE и верхними BD ненагруженного пути. Следовательно путь при полной нагрузке осаживается сильнее на стыках, чем на серединах рельсов. Другими словами, действительное понижение h уровня при полной нагрузке складывается из постоянного понижения h' и временного понижения h'' .

Мы видим, что это понижение h ничего общего не имеет с понижением в 2—3 сотых доли миллиметра, какое испытывает колесо, опускаясь в зазор между концами рельсов на стыке, и каковым понижением можно совершенно пренебречь в данном случае.

Опыты Коюара показали, что величина понижения h не зависит от скорости; это обстоятельство очень важно.

Но Коюар оперировал лишь со скоростью не более 90 км/час. При очень больших скоростях реакция инерции колес на рельсы, о которой мы еще будем говорить далее, должна усиливать периодические понижения уровня по мере увеличения скорости.

На основании данных Коюара и по разным другим наблюдениям можно для h , т. е. для периодического изменения уровня, допустить следующие величины в качестве крайних пределов:

на хороших и исправно содержимых путях h имеет величину в 6 мм,

на плохих путях—12 мм,

на очень скверных путях—24 мм.

На ряду с этим можно допустить, что h может, в виде исключения, в одной лишь точке без повторения достигнуть таких величин, как:

10 мм на хороших путях,

20 мм на плохих путях,

30 мм на очень скверных путях.

§ 10. Колебания одного груза на рессорах с трением при изменении уровня по кривой. Мы изучили все элементы колебаний системы, изображенной на фиг. 1, в случае действительных изменений уровня, встречающихся на практике; расчет приведен в § 8 и в приложении VII.

Нижеприведенные формулы приложимы к случаю одного груза на рессоре; но далее мы увидим, что они приложимы также и к случаю многоосных единиц подвижного состава без балансиров:

a) При условии схождения колебаний мы имеем формулу¹

$$h \leq Lfa \quad (14)$$

(не надо смешивать L этой формулы с L длиной рельсов в (4).

Коэффициент L , который, как мы видели, равен 2 для случая прямоугольных неровностей, изменяется между 3 и 4-мя, сообразно форме кривой нарушения уровня при полной нагрузке; он равен 4 при длине рельсов приблизительно от 10 до 15 м, он будет несколько менее 4 при коротких рельсах и более 4 при очень длинных. В среднем можно принять:

$$h \leq 4fa. \quad (14 \text{ bis})$$

b) Для амплитуды колебаний груза в пространстве те же схемы графической динамики приводят нас к формуле²

$$A_1 < Mh.$$

¹ См. приложение VIII.

² См. приложение VIII.

Коэффициент M , который равен 2 в случае прямоугольных неровностей, будет приблизительно равен единице при рельсах длиной в 10—15 м; он может быть и немного больше или меньше единицы, смотря по тому, будут ли рельсы короче или длиннее 10 м, в зависимости от стыковых накладок и пр. В среднем можно допустить:

$$A_1 \leq h. \quad (15)$$

с) Для амплитуды колебаний груза относительно колес достаточно будет прибавить амплитуду в пространстве или h к амплитуде колебаний самих колес, которая есть не что иное, как понижение уровня h :

$$A_1' \leq 2h. \quad (16)$$

д) Для пропорционального изменения нормальной нагрузки рессоры в смысле увеличения или уменьшения таковой мы имеем формулу¹:

$$D \leq K \frac{h}{a} + f \left(1 \pm \frac{h}{a} \right) \quad (17)$$

Коэффициент K близок к единице, поэтому можно написать

$$D \leq \frac{h}{a} + f \left(1 \pm \frac{h}{a} \right),$$

как в формуле (13).

Знак (+) относится к перегрузке, а знак (—) — к разгрузке рессоры.

Если $\frac{h}{a}$ невелико по сравнению с единицей, то эту формулу можно будет написать так:

$$D \leq \frac{h}{a} + f, \quad (17\text{bis})$$

как в формуле (13 bis).

Эта формула (17) очень важна; далее мы увидим, как мы ее преобразовываем в случае, если единица подвижного состава будет иметь бесконечно большое число осей или только многочисленные оси.

Наши расчеты графической динамики показывают, что эта формула применима также и к случаю одного груза на рессоре при обычной кривой изменений уровня рельса, имеющего 10—15 м длины.

В этой формуле D есть пропорциональное изменение нагрузки рессоры, которая может быть больше или меньше статической нагрузки; h — полное изменение уровня от самой высокой до самой низкой точки рельса при проходе подвижного состава, т. е. при полной нагрузке; f — пропорциональное трение рессоры.

Величина D представляет также и пропорциональное изменение Δ давления колеса на рельс, если пренебречь весом колесного ската, а в особенности его инерцией, о которой мы еще будем говорить далее при изучении действия инерции колес на рельсы. В обычном случае следует принимать во внимание полный вес колесного ската, как мы это увидим при изучении устойчивости паровозов Pacific (см. § 194). В случае очень больших скоростей нужно принять в расчет инерцию колесного ската, что составляет предмет изучения главы II части четвертой.

Следует заметить, что чем больше будет f , тем больше будет и само D . Следовательно необходимо, чтобы трение рессорных листов было достаточно велико, что вполне обеспечит условие схождения колебаний (формула 14); дальнейшее увеличение трения является вредным, так как при этом увеличивается пропорциональная нагрузка рессор, что представляет опасность в смысле схода с рельсов и сильно вредит спокойному ходу подвижного состава.

е) Кроме этих формул, которые соответствуют формулам, данным нами выше для случая прямоугольных неровностей, интересно будет вычислить D в функции перемещений колеса относительно груза, измеренных экспериментально, или, как делается на практике, в функции перемещения буксы относительно буксо-

¹ См. приложение IX.

вой лапы. Пусть буквой a будет обозначено это перемещение от нормального положения. Формула тогда будет:

$$D = \frac{a}{a} + f \left(1 \pm \frac{a}{a} \right). \quad (18)$$

В самом деле, если бы не было трения, то ясно, что D было бы равно $\frac{a}{a}$; но сюда нужно прибавить величину пропорционального трения. Мы уже доказали, что пропорциональное трение само пропорционально нагрузке рессоры. Следовательно оно равно f для нормальной нагрузки, без колебаний; но сюда нужно прибавить величину, равную $\frac{a}{a}f$ в случае перегрузки, или же вычесть ту же величину в случае разгрузки.

Если $\frac{a}{a}$ будет невелико, то формулу можно написать так:

$$D = \frac{a}{a} + f. \quad (18bis)$$

Эти формулы важны, потому что они позволяют определить величину на основании экспериментальных данных многочисленных опытов, которые мы опишем в восьмой части. Эти формулы позволяют также произвести проверку наших теорий, сравнивая величину D , полученную теоретически, с той же величиной, полученной из опыта.

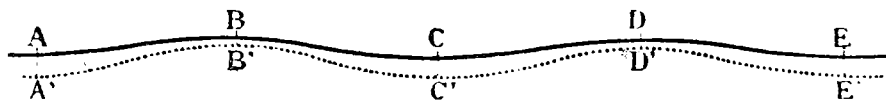
г) *Продолжительность колебаний.* Как и выше, она определяется по формуле

$$2t = 2\pi \sqrt{\frac{a}{g}},$$

это для двойных колебаний, т. е. вниз и вверх.

Предшествующие формулы установлены для случая одной оси; как мы увидим, они применимы также и к случаю двух, трех, четырех или сколько угодно осей без балансиров.

§ 11. Колебания одного груза на рессоре с трением при очень длинных изменениях уровня. Мы только что рассмотрели наиболее обыкновенный случай, когда резо-



Фиг. 4.

нанс появляется при периоде, равном длине рельса. Но в виде исключения могут быть изменения уровня на длине нескольких рельсов (фиг. 4). Определяя „критическую скорость“ по вышеприведенной формуле (4), мы увидим, что подобный случай может произойти лишь при коротких рельсах, малогибких рессорах и очень больших скоростях. В этом случае уже не будет больше точек перелома; здесь будут длинные пологие просадки. Этот случай несколько менее неблагоприятен, как показывают наши графические построения, чем случай, рассмотренный Коюаром; условие схождения приблизительно определится¹ из:

$$h < 3fa. \quad (19)$$

Здесь 3 опять есть средняя величина коэффициента, которая может изменяться, смотря по обстоятельствам.

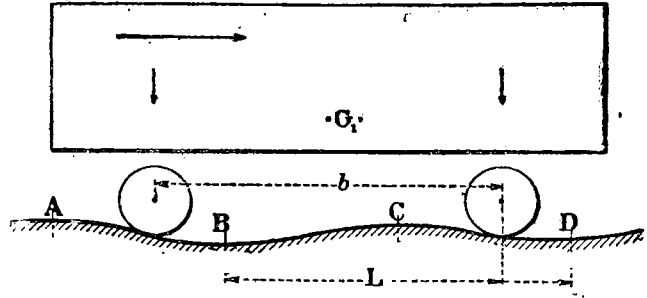
Для остального расчета мы воспользуемся формулами случая прямоугольных изменений уровня и чтобы ближе подойти к условиям действительности указанными выше динамическими графиками.

¹ См. приложение VII.

§ 12. **Случай обыкновенного двухосного вагона.** До сих пор мы рассматривали только колебание одного груза на рессоре и колесе; теперь мы рассмотрим случай единицы подвижного состава с двумя осями (фиг. 5). При этом предполагается, что на обоих рельсах стыки совпадают и что изменения уровня симметричны, т. е. одинаковы на обоих рельсах.

Вот два наиболее неблагоприятных случая.

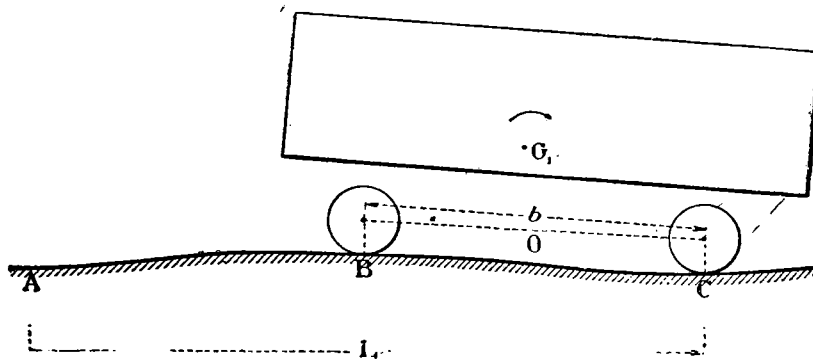
а) *Вертикальные колебания.* Если расстояние между осями равно длине периода L изменения уровня (фиг. 5), то обе рессоры колеблются одинаково и одновременно; мы возвращаемся к случаю приведенных формул груза на одной рессоре.



Фиг. 5.

б) *Продольная качка, центр тяжести лежит низко.*¹ Предположим, что расстояние между осями b равно половине длины периода L изменения уровня; предположим также, что центр тяжести G подвешенного груза будет расположен достаточно низко; изменения его момента относительно осей вагонных скапов будут настолько малы, что ими можно пренебречь; далее мы рассмотрим случай, когда такое предположение не оправдывается,—случай крайне редкий в практике.

В случае низкого расположения центра тяжести мы докажем, что происходит галопирующее (продольное) колебание кузова вокруг оси колебаний O (фиг. 6), перпендикулярной к рельсам и расположенной в плоскости центров вагонных осей и на середине расстояния между ними, и что эта ось остается в той же горизонтальной плоскости, когда вагон катится по пути AEC .²



Фиг. 6.

Назовем через s радиус вращения подвижного груза относительно оси колебаний (но не относительно центра тяжести). Если s в точности равно половине расстояния $\frac{b}{2}$ между осями (случай очень близкий к практике), то обе половины вагона колеблются каждая самостоятельно. В этом случае все наши прежние формулы приложимы без всяких изменений как при неровностях пути по Коюару, так и в теоретическом случае прямоугольных изменений уровня.³

Само собою понятно, что в случае продольной качки амплитуда колебаний в пространстве измеряется над рессорами, а не по концам свесов вагона.

¹ См. приложение XI.

² См. приложение XI и XV.

³ См. приложение XI.

Мы доказали, что в случае прямоугольных неровностей различные формулы остаются те же, кроме формулы продолжительности колебаний, которая для случая s не равна $\frac{b}{2}$ и примет вид¹:

$$2\lambda = 2\pi \left(\frac{s}{b} \right) \sqrt{\frac{a}{g}} \quad (20)$$

(а, как и ранее,—статический прогиб рессор).

Почти то же самое будет и в случае неровностей Коюара.

Итак, двусосные единицы подвижного состава, имеющие по концам свешивающиеся части, идущие далее осей, не дают больших пропорциональных изменений нагрузки крайних рессор, чем таковые же без свесов. Но, правда, если мы сблизим оси такого вагона, то свешивающиеся части будут иметь гораздо большие вертикальные колебания, чем его части над рессорами.

Однако, как увидим далее, свешивающиеся части очень вредно влияют при некоторых других опасных колебаниях.

Вообще в случае единицы подвижного состава с двумя осями и с низколежащим центром тяжести наши формулы приложимы всегда, даже в самом неблагоприятном случае, за исключением формулы (20) продолжительности колебаний.

Итак, мы видим, что по формуле (11) амплитуда галолирующих колебаний (продольной качки), измеренная относительно букс, не зависит от гибкости рессор—факт крайне важный и противоречащий всем прежним понятиям. Напротив, по формуле (13) пропорциональное изменение нагрузки рессор значительно уменьшается, когда гибкость рессор увеличивается. Эти два вывода доказывают огромное преимущество большой гибкости рессор с точки зрения галолирующих колебаний.

Есть только два случая, когда центр тяжести лежит достаточно высоко и требуется изменение формул; как увидим далее, этот случай пригородных вагонов или трамваев с империалами с двумя очень сближенными осями, или случай паровозов с продольными балансирными, если последних слишком много. Но в этих, слишком уже специальных случаях, расчет производится по формулам, применяющимся при несовпадающих (чередующихся) стыках рельсов; мы их дадим ниже (см. § 23).

§ 13. Случай многих осей и бесконечно большого числа осей без балансиров.

Мы рассмотрим сперва случай единицы подвижного состава с тремя осями при условии совпадающих стыков.²

Мы доказали, что стремление к схождению колебаний здесь гораздо больше, чем при двух осях в случае резонанса. Если будет более трех осей, то дело обстоит еще лучше, и вопросом этим даже почти не стоит заниматься. Это понятно à priori.

С другой стороны, амплитуда колебаний в пространстве подвижного груза, уже очень малая при трех осях, уменьшается еще более по мере увеличения числа осей. Повторяем: речь идет об осях без балансиров; случай с балансирными мы исследуем далее в отделе „теории балансиров“.

Нам остается еще показать, что различные формулы § 10 приложимы к случаю трех, четырех, пяти... осей без балансиров; этот случай например относится ко многим паровозам.

Но прежде чем подойти к этому, рассмотрим случай более простой—случай единицы подвижного состава с бесконечно большим числом осей.³

Рассмотрим вагон на ходу, предположив, что все его колеса опираются на путь, рельсы которого очень длинны и допускают на стыках очень небольшие изменения уровня по отношению к длине рельсов. Предположим, что одно из колес попало в одно из этих углублений, высота которого будет h относи-

¹ См. приложение XI.

² См. приложение XII.

³ См. приложение IX.

тельно самых верхних точек рельсов. Тогда пропорциональная разгрузка рессор этой оси будет равна $\frac{h}{a}$, т. е. такая, как при рессорах без трения. В самом деле, подвешенный груз остается вертикально неподвижным на высоте, соответствующей почти самым верхним точкам рельсов, потому что почти все оси своими колесами опираются на эти возвышенные точки. С другой стороны, здесь ни в какой момент не будет перегрузки осей.

Но нужно еще прибавить величину пропорционального трения рессор, которая увеличивает значение D ; эта величина силы трения непостоянна; она равна f , если рессора находится в среднем положении без перегрузки и без разгрузки; в случае разгрузки она уменьшается.

Итак, мы приходим к формуле

$$D = \frac{h}{a} + f \left(1 - \frac{h}{a}\right),$$

потому что величина f пропорциональна сжатию рессоры.

Таким образом, когда $\frac{h}{a}$ равно $1 + f$, то $D = 1$. Это больше, чем полная разгрузка рессор передней оси до нижних точек при полной нагрузке. Если бы f было равно 1, то мы получили бы полную разгрузку, сколь бы ни была мала величина h . В действительности f всегда бывает меньше единицы.

Если кривая изменения уровня будет синусоида, то вагон с бесконечно большим числом осей держался бы в среднем положении между высокими и низкими точками; тогда каждая из осей поднялась бы на возвышение $\frac{h}{2}$ и спустилась бы в углубление $\frac{h}{2}$, считая эти величины от средней линии. Тогда получим формулу:

$$D = \frac{h}{2a} + f \left(1 + \frac{h}{2a}\right).$$

Но на самом деле этого не бывает; кривая нарушений уровня есть не синусоида, но такая кривая, в которой углубленные части имеют малую длину, как нам известно, именно в местах стыков (фиг. 3). Отсюда получается, что наш вагон с бесконечно большим числом осей почти все свои оси будет иметь на одном уровне, и лишь очень немногие оси попадут в углубления; вагон будет все время держаться в положении очень близком к линии верхних точек рельсов, т. е. сильно приблизится к нашей первой гипотезе, и мы получим:

$$D \leq \frac{h}{a} + f \left(1 + \frac{h}{a}\right).$$

Мы знаем, что D , оставаясь всегда меньшим этой величины, будет к ней близка.

Сравнивая этот случай со случаем одного груза на рессоре и катящегося по пути с обычными неровностями, мы найдем, что эта формула также почти точно представляет результаты графических построений, которые позволяют вычислить D в случае одного груза.

Наконец мы приходим к выводу, что эта формула применима также и к случаю одного груза на рессоре при вагоне с бесконечно большим числом осей, если допустить, что в обоих случаях вагон катится по пути с обыкновенными неровностями, встречающимися в действительной практике, даже при критической скорости. Единственное требование — это чтобы условие схождения было соблюдено, — а при многих осях оно осуществляется почти всегда.

В итоге мы знаем уже, что формула (17), т. е.

$$D \leq \frac{h}{a} + f \left(1 \pm \frac{h}{a}\right),$$

приложима к случаям одной, или двух, или бесконечно большого числа осей без балансиров; и мы знаем, что в этих различных случаях величина D может при известных обстоятельствах почти равняться указанному значению.

Мы пока еще не вычисляли величину D для случая, когда имеются 3, или 4, или 5, или более осей без балансиров, но так, чтобы число осей не было бесконечно большим.

Легко видеть, что даже и в этих случаях приложима все та же формула с ничтожными лишь изменениями. Действительно, мы доказали, как было сказано выше,¹ что с 3-мя, а в особенности с 4-мя, 5-ю или 6-ю и более осями без балансиров — условие схождения колебаний обеспечено с огромным запасом, и что вертикальное колебание подвешенного груза в пространстве, даже в случае резонанса, будет очень слабо при 3-х осях и им совершенно можно пренебречь при наличии более 3-х осей. Все эти случаи, когда имеется конечное число осей, можно уподобить варианту, когда число осей бесконечно велико; при этом формула относительной разгрузки или нагрузки колеса будет:

$$D \leq \frac{h}{a} \pm f \left(1 + \frac{h}{a} \right).$$

Итак, эта формула служит для общего определения изменений прогибов рельсов, встречающихся на практике, при условии, во-первых, чтобы не было балансиров и, во-вторых, чтобы центр тяжести подвешенного груза не был бы слишком высоко поднят над уровнем рельсов. Далее мы, исследуя случай с балансиром, увидим также, каков будет поправочный коэффициент, который следует поставить впереди величины $\frac{h}{a}$, а также в тех очень

редких случаях, когда мы обязаны принять во внимание высоту подвешенного груза, а именно в случае очень многочисленных продольных балансиров. Эта формула применима к различным осям, даже если статические прогибы их рессор неодинаковы; в этих случаях значения величины a берутся соответствующими рессорам рассматриваемой оси, но при этом предполагается, что все оси, если и не одинаково, то по крайней мере надлежащим образом нагружены, как это обыкновенно бывает. Например формула будет неприменима к случаю, когда вагон имеет 4 оси, из которых две средние имеют нагрузку в 15 t , а две крайние — в 1 t . Такой вагон правильнее рассматривать как вагон с двумя осями, две же крайних оси будут находиться как бы на весу, так что пропорциональное изменение нагрузки их рессор может оказаться более значительным, чем это указано выше. Этот случай не имеет никакого практического интереса, но он показывает, что желательно, чтобы нагрузка передней оси была по возможности одинакова с нагрузками прочих осей.

Итак, мы видим, что при большом числе осей и большой длине общего основания или колесной базы вагона уменьшаются галопирующие колебания и в значительной степени улучшается спокойствие хода; но при этом величина D , в особенности для передней оси, не уменьшается, следовательно и условия схода с рельсов вагона остаются прежними. Мы особенно настаиваем на этом пункте, который находится в полном противоречии с общепринятыми взглядами. Другими словами, — новейший длинный паровоз, имеющий спереди тележку с очень жесткими рессорами, подвергается большей опасности схода с рельсов, чем паровоз старой постройки на трех осях, без продольных балансиров при передней ведущей оси, с очень гибкими рессорами. Для читателей, у которых остается по этому вопросу еще тень сомнения, мы прибавим следующее сравнение.

Возьмем сперва наш случай вагона или паровоза с бесконечно-большим числом осей, медленно катящегося по прямолинейному пути; затем предположим, что одна лишь первая ось проседает на величину h в углубления пути по пологому уклону. Мы видели, что

$$D = \frac{h}{a} + f \left(1 - \frac{h}{a} \right).$$

¹ См. приложение XII.

То же самое происходит и с другими осями, когда они последовательно попадают в неровности пути.

Отсюда получается, что если статический прогиб передних рессор равен $a = 25$ мм (жесткие рессоры) и если h также равно 25 мм, то *разгрузка колес будет полная*. Мы прибавим, что эта величина $a = 25$ мм встречалась у некоторых старых паровозов.

Возьмем теперь случай вагона с двумя осями, медленно катящегося по тому же пути. Когда первая и вторая оси этого вагона медленно и последовательно опускаются в углубления h пути по пологим уклонам, то величина D для их рессор будет равна или почти равна нулю, потому что движение медленно.

Итак, мы приходим к заключению, что в первом случае разгрузка передних рессор будет полная, а во втором она равна нулю, т. е. не произойдет вовсе.

Это сравнение позволяет показать, до какой степени многие ошибаются, говоря, что средство против больших пропорциональных изменений в сжатии передних рессор состоит в увеличении числа осей. При больших скоростях оба эти средства не приносят ни вреда, ни пользы в смысле уменьшения величин разгрузки колес. Но большое количество осей создает менее благоприятные условия для совпадения колебаний, т. е. возможно употребить рессоры с тем меньшим трением, чем будет большим количество осей; кроме того значительно улучшается спокойствие хода за счет уменьшения амплитуд качаний кузова. Это сравнение показывает, насколько опасно отождествлять вопрос о безопасности движения с вопросом плавности и спокойствия хода экипажа.

Как мы уже сказали, величина D или пропорциональное изменение сжатия рессор равна Δ или пропорциональному изменению давления колес на рельсы, если не принимать в расчет веса и инерции колес и осей.

Это справедливо только для железнодорожного подвижного состава без балансиров, где имеется рессора над каждым колесом, и особенно при рельсовых стыках, расположенных по угольнику, и симметричных нарушениях уровня пути. Но это уже не будет верно для некоторых трамваев с двумя близко одна к другой поставленными осями, т. е. иногда расстояние между осями будет меньше, чем расстояние между рессорами. При изучении уровня пути мы увидим далее, что в этом случае величина Δ относительной разгрузки колес равна величине D , умноженной на квадрат отношения между величинами расстояний рессор к расстоянию между осями.

Такое устройство трамвая следовательно невыгодно с точки зрения формы неровностей пути. Далее мы увидим также, что в случае несовпадающих на обоих нитках рельсовых стыков или несимметричных нарушений уровня D и Δ будут между собою различны.

Итак, для того, чтобы пропорциональное изменение давления передних колес на рельсы было возможно мало, с точки зрения симметричных нарушений уровня пути, необходимо и достаточно, чтобы статический прогиб рессор передней оси был возможно больше и чтобы нагрузка этой оси не была слишком мала по сравнению с нагрузкой прочих осей; повторяем: большая база и большое число осей нисколько здесь не помогают и не оказывают никакого действия.

Мы столь пространно останавливаемся на этих выводах потому, что они противоположны общепринятым взглядам; но эти выводы отчетливо вытекают из наших теорий, а также из многочисленных опытов над изменениями нагрузки передних рессор, т. е. опытов, которые, по нашему мнению, никогда еще не были правильно объяснены и о которых мы еще поговорим в историческом обзоре произведенных экспериментальных исследований.

Мы должны однако отметить, что Милле (Millet), бывший главный инженер службы подвижного состава и тяги на Южных жел. дорогах, построил в прошлом веке несколько паровозов, передняя ось некоторых имела очень гибкие рессоры и довольно большую нагрузку. Компания Париж—Лион Средиземной жел. дороги и компания Адриатической дороги часто применяли довольно гибкие рессоры на передних осях. Но, повторяем, почти все железнодорожные инженеры во всех странах были против подобных идей.

Мы только что видели, что формула

$$D \leq \frac{h}{a} + f \left(1 - \frac{h}{a} \right)$$

приложима как к паровозам, так и к вагонам, имеющим какое угодно количество осей без балансиров, и что на практике величина D может очень близко подойти к этому максимуму; это самая важная из наших формул для занимающего нас сейчас случая. Нам остается еще показать, что и другие формулы § 9 равным образом приложимы к случаю двух или многих осей без балансиров.

Во-первых, формула (18), т. е.

$$D = \frac{a}{a} + f \left(1 \pm \frac{a}{a} \right)$$

также приложима ко всем возможным случаям. Вспомним, что a есть амплитуда колебаний рессорного хомута по отношению к подвешенному грузу. Но нужно также помнить, что a есть относительное перемещение хомута вверх и вниз от среднего положения; D есть пропорциональное изменение сжатия рессоры больше или меньше среднего, тогда как величина h означает полное погружение в глубину неровности. Если бы мы пожелали считать величину h больше или меньше средней, то формулу (17) следовало бы написать так:

$$D \leq \frac{2h'}{a} + f \left(1 - \frac{2h'}{a} \right).$$

Теперь формулы (14) и (15), относящиеся к условию сходимости и к амплитуде колебаний в пространстве, приложимы также и к случаю многих осей, но с различными коэффициентами. Мы видим, что колебание кузова в пространстве становится крайне слабым, как можно убедиться из динамического графика для случая трех осей,¹ который можно распространить и на случай четырех осей и более. По этим эпюрам можно геометрически определить амплитуду колебаний кузова в пространстве.

На практике получается, что чем больше осей имеет экипаж, тем легче достигается условие сходимости колебаний, т. е. $h < Lfa$, где L — коэффициент тем больший, чем больше количество осей. Но количество осей несколько не меняет максимума пропорциональных изменений сжатия рессор, получаемого из формулы (17 bis).

§ 14. Случай тележек или вагонов на тележках. Рассмотрим случай движения тележек или вагонов на тележках, принимая опять нарушения уровня пути со стыками по наугольнику; при этом может быть два случая.

а) Случай платформенных тележек. Предположим, что тележки будут иметь такую конструкцию опорной части, которая не позволяла бы самой тележке колебаться вокруг оси перпендикулярно рельсам; тогда мы приходим опять к случаю многих осей, уже рассмотренному выше.

в) Случай тележек, образующих балансир. Рассмотрим теперь случай, когда тележка насажена на сферический шкворень, или имеет висящую люльку с игрой, или имеет сферические боковые опоры, как это бывает у паровозов; рассмотрим также случай, когда тележки имеют простые боковые опоры, как это бывает у вагонов на тележках или когда тележки имеют продольные балансиры между своими рессорами. Во всех этих различных случаях мы сразу видим, что здесь происходит значительное улучшение условий хода вагона по отношению к нарушениям уровня пути.

Условие сходимости колебаний оказывается улучшенным в заметной степени, которую трудно вычислить с точностью, но она значительна.

Что касается величины D , то она будет улучшаться различно в следующих трех случаях.

1-й случай. Если мы имеем налицо обычное нарушение уровня на рельсовых стыках, то всегда только одна ось тележки опустится в углубление h ;

¹ См. приложение XII.

а по причине балансира пропорциональное изменение сжатия рессоры будет равно $\frac{h}{2a}$ вместо h , и мы получим:

$$D \leq \frac{h}{2a} + f \left(1 + \frac{h}{2a} \right). \quad (21)$$

Это уже значительное преимущество.

2-й случай. Если, наоборот, нарушение уровня очень длинно, так что вся тележка может оказаться в углублении, тогда балансиры и всякие заменяющие их системы не дают более никаких преимуществ.¹

3-й случай. Наконец может случиться, что одна из осей тележки вполне опустится в углубление пути, а другая опустится только наполовину. В этом случае мы имеем:

$$D \leq \frac{h}{1,5a} + f \left(1 \pm \frac{h}{1,5a} \right). \quad (22)$$

В конце концов тележки вообще оказываются очень выгодными с точки зрения нарушений уровня, но в виде исключения может случиться, что это преимущество уменьшится. С другой стороны, мы увидим, что с точки зрения схода с рельсов преимущество тележек всегда остается значительным.

§ 15. Случай паровозов. Для паровозов мы будем различать два случая:

а) *Паровозы без тележек и без балансиров.* Если паровоз не имеет ни тележек, ни балансиров, то мы имеем случай многих осей, уже разобранный.

б) *Паровозы с тележками.* Если паровоз имеет одну тележку спереди, то следует отметить, что тележки со сплошными опорами теперь почти повсюду изъяты из употребления. Теперь почти всегда мы имеем случай двух осей, балансирующих одна другую; тогда D будет дано в виде формулы (21); формула (22) иногда также применяется, как и в предыдущем параграфе.

Мы прибавим еще, что если тележка подвешена на сферическом шкворне, то теоретически можно считать, что мы имеем систему, заменяющую собою одновременно и продольный, и поперечный балансир; в этом случае можно положить, что

$$D \leq \frac{h}{4a} + f \left(1 \pm \frac{h}{4a} \right). \quad (23)$$

Но это вывод чисто теоретический, на практике не применимый к случаю нарушений уровня с совпадающими стыками, потому что оба колеса одной и той же оси входят одновременно в углубление пути. Самое большее эту формулу можно бы применить к случаю одной плохо подбитой шпалы; далее мы еще вернемся к таким шпалам.

Итак, с точки зрения нарушения уровня при совпадающих стыках тележка со сферическим шкворнем не представляет никаких преимуществ перед тележкой со сферическими боковыми опорами. Далее мы увидим, что она представляет преимущество лишь в случае очень длинного паровоза при перекосе, происходящем от изменения величины подъема пути.

в) *Паровозы с балансирами.* Если паровоз имеет N осей, связанных между собою продольными балансирами, то максимум изменений пропорциональной нагрузки рессор будет дан формулою:

$$D \leq \frac{h}{Na} + f \left(1 \pm \frac{h}{Na} \right). \quad (24)$$

Мы сделаем те же ограничения, как и в предыдущем параграфе, если в углубление пути сразу опускается более одной оси.

Мы видим, что применение этих балансиров дает значительную безопасность против схода с рельсов для всех старых паровозов, имеющих ведущую ось спереди.

¹ Ко второму случаю можно также отнести движение вагона с очень большими скоростями. При этом вследствие быстроты прохода отдельными осями неровностей роль балансиров исчезает, так как они не успевают сработать (Ред.).

Они иногда гарантируют также значительную безопасность даже и для некоторых паровозов на тележках. В самом деле, как мы увидим далее, бывают тележки поддерживающие и направляющие. Направляющие тележки обладают большим сопротивлением боковому перемещению; при такой системе нечего бояться бокового толчка от первой тележки, особенно если ее ребрам дана большая игра по сравнению с прочими осями. Но бывают тележки, которые только поддерживают и почти не направляют, потому что обладают лишь слабым сопротивлением боковому перемещению; в этом случае первая движущая ось часто подвергается боковым толчкам, которые усиливаются по мере того, как эта ось будет ближе к центру тяжести; для таких осей полезно уменьшить D посредством применения продольных балансиров. У очень длинных паровозов балансиры служат также для уменьшения влияния перекоса при разветвлениях пути, если их применить к задним осям. Мы еще вернемся к этому вопросу (§ 67).

Далее мы изучим влияние балансиров вообще в их применении к паровозам (§§ 122 — 128).

§ 16. Разные замечания. Как нужно брать во всех предыдущих формулах величину a , т. е. статический прогиб рессоры: при пустом вагоне или при нагруженном? Ответ очень прост: всегда нужно брать величину, которая дает наиболее благоприятный результат. Это замечание относится также ко всем нашим формулам, которые уже приведены выше и будут приведены далее. Вот пример.

Для условия сходимости колебаний, а также для величины D возьмем для a величину, которая соответствует пустому вагону; это тем более важно, что вагоны, имеющие малый вес без нагрузки (тендеры, фургоны, вагоны, открытые платформы), имеют наиболее малые величины a , как мы увидим далее. Эти единицы подвижного состава, когда они пусты, имеют при некоторых обстоятельствах большую наклонность к сходу с рельсов.

§ 17. Практические применения. Вот числовые данные для случая новейшего вагона на двух осях:

вес кузова — 12 000 кг,
нагрузка на каждую рессору — 3 000 кг,
полная длина между державками 2,5 м,
ширина листов 0,120 м,
толщина листов 0,015 м,
число листов 8,
гибкость на тонну 0,070,

статический прогиб (при порожняке):

$$3 \times 0,07 = 0,21 \text{ м,}$$

пропорциональное трение рессор будет:

$$f = 2 \varphi (n - 1) \frac{c}{l} \text{ [формула (7)].}$$

Если $\varphi = 0,40$, то из этой формулы получим:

$$f = 2 \times 0,4 (8 - 1) \frac{0,015}{2,5} = 0,034.$$

Если $\varphi = 0,20$, то имеем $f = 0,017$.

Условие сходимости колебаний будет: $h < 4fa$ [формула (14)].

Если $\varphi = 0,40$, то

$$h = 4 \times 0,34 \times 0,21 = 0,028 \text{ м.}$$

Если $\varphi = 0,20$, то

$$h = 4 \times 0,17 \times 0,21 = 0,014 \text{ м.}$$

Таким образом в наиболее благоприятном случае, когда коэффициент трения между рессорными листами будет равен 0,40, единица подвижного

состава избегнет расходящихся колебаний, даже если периодическое нарушение уровня h достигнет 28 мм на каждом рельсовом стыке. В случае, если φ равно 0,20, то h может достигнуть 14 мм.

Следующая таблица показывает характеристики движения различных видов подвижного состава.

Наименование	Старый товарный вагон порожний	Товарный вагон нового образца	Тендер порожний	Паровоз	Пассаж. вагон 2-хосный порожний	Пассаж. вагон на 2 тележках, порожний
Статический прогиб a в м	0,040	0,150	0,030	0,042	0,210	0,240
Пропорциональное трение рессор $f_1, \varphi = 0,40$	0,060	0,042	0,120	0,126	0,034	0,055
Величина $h = 4fa$, при пропорциональном трении f_1	0,010	0,026	0,014	0,022	0,028	0,052
Пропорциональное трение рессор f_2 при $\varphi = 0,20$	0,030	0,021	0,060	0,063	0,017	0,027
Величина $h = 4fa$ при пропорциональном трении f_2 в м	0,005	0,013	0,007	0,011	0,014	0,026
Критическая скорость при длине рельсов 10 м в км/час	90	47	108	88	39	36
Критическая скорость при длине рельсов 20 м в км/час	180	94	216	176	78	72
Длительность двойного колебания $2t$ в сек.	0,40	0,76	0,34	0,41	0,91	1,00

Некоторые замечания к этой таблице.

Все единицы подвижного состава взяты без нагрузки по мотивам, изложенным выше, потому что это самый неблагоприятный случай.

Для товарных вагонов старого образца величина $h = 4fa$, за пределами которой начинается расхождение колебаний, равна всего лишь 10 мм при $\varphi = 0,40$ и 5 мм при $\varphi = 0,20$; эти вагоны — наиболее опасные из всех, когда они идут порожними.

Товарный или багажный вагон нового образца уже лучше, но зато двухосный тендер без нагрузки несколько ненадежен. Следует остерегаться смазывать рессоры таких тендеров, чтобы величина h не упала до значения 0,007 м.

Паровозы дают величину h довольно большую, а именно 22 мм при $\varphi = 0,40$; но мы уже видели, что многочисленность осей делает расхождение колебаний почти невозможным; поэтому будет выгодно смазывать рессоры у паровоза, тогда φ будет равно приблизительно 0,20; впрочем смазывание букс и движущего механизма паровоза всегда дает некоторую смазку и рессорам.

Что касается мягких пассажирских вагонов на двух тележках, то величина h достигает столь высоких значений, что уже не стоит беспокоиться об условиях сходимости колебаний; для спокойствия хода нужно только хорошенько смазать рессоры. Вполне разумно поступают, когда в подобных вагонах к листовым рессорам присоединяют рессоры без трения (спиральные пружины), как мы покажем при изучении этих двойных подвесов.

Исследование сходимости колебаний не единственное условие, которое надлежит выполнить. Самый важный пункт состоит в том, чтобы удостовериться, что пропорциональное изменение нагрузки рессор D , подверженных наибольшим колебаниям, должно оставаться умеренным, — иначе может возникнуть опасность схода. Величина D дана общей формулой (17), т. е.

$$D \leq \frac{h}{a} + f \left(1 \pm \frac{h}{a} \right).$$

Возьмем случай порожнего тендера. Если h достигает величины 20 мм в какой-нибудь отдельной точке на скверном пути, то мы найдем, на основании данных таблицы и при $\varphi = 0,20$:

$$D \leq \frac{0,020}{0,030} + 0,06 \left(1 \pm \frac{0,20}{0,30} \right),$$

что дает 0,76 для перегрузки и 0,68 для разгрузки колеса.

Если $\varphi = 0,40$ вместо $0,20$, то D равно $0,86$ для перегрузки и $0,70$ для разгрузки. Эти цифры значительны и показывают, что тендеры иногда оказываются недостаточно безопасными единицами подвижного состава.

Для паровозов, по данным той же таблицы и при $\varphi = 0,20$, имеем:

$$\frac{0,020}{0,042} + 0,063 \left(1 \pm \frac{0,020}{0,042} \right)$$

Это дает величину D , равную $0,57$ для перегрузки и $0,51$ для недогружа осей.

Бывают паровозы, которые имеют только $0,030$ м статического прогиба передних рессор, а в некоторых случаях даже $0,025$. Тогда могут получиться величины D , достигающие до 80% и даже более; эта цифра очень высокая. Многочисленные опыты, уже давно производимые на разных линиях с целью измерения вариаций нагрузки передних паровозных рессор, показали, что эти цифры, данные нашей теорией, весьма точно совпадают с действительностью, когда встречаются очень сильные нарушения уровня (см. 8-ю часть). Несмотря на это экспериментаторы не вывели отсюда всех заключений, какие мы даем на основании наших теорий.

Если паровоз снабжен передней тележкой, то влияние неровностей пути уменьшается вдвое, если дело идет о неровностях на стыках, потому что тогда обе оси не могут одновременно погрузиться в углубление пути. Но если речь идет об отдельном нарушении уровня, длинном и округлой формы, то обе оси тележки могут одновременно попасть в углубление пути, так что в этом случае можно прийти к пессимистическим выводам даже и при наличии тележки.

Следовательно *нужно всегда ставить мягкие рессоры впереди паровоза*; мы еще вернемся к этому важному выводу, который противоречит взглядам многих инженеров.

§ 18. Общие выводы и первые заключения относительно пути и подвижного состава. а) *Общие выводы из формул.* Мы считаем полезным сгруппировать здесь главные из приведенных формул и обозначений, чтобы лучше осветить заключения, вытекающие из этих формул. Это формулы галопирующего колебания в его полном обобщении при обычной форме неровностей пути.

1) Пропорциональное трение листовых рессор:

$$f = 2 \varphi (n-1) \frac{c}{l}. \quad (7)$$

2) Условие сходимости колебаний при реальной форме неровностей на стыках:

$$h \leq 4 fa. \quad (14 \text{ bis})$$

Далее, следующие формулы предполагают, что это условие сходимости существует.

3) Общая амплитуда качаний кузова в пространстве, измеренная над наиболее колеблющимися рессорами, т. е. над той из крайних осей, которая более других колеблется:

$$A_1 \leq h. \quad (15)$$

4) Общая амплитуда качаний кузова относительно колес, измеренная над наиболее колеблющимися рессорами:

$$A_1' \leq 2h. \quad (16)$$

5) Пропорциональное изменение нагрузки рессор, которые наиболее колеблются (без балансиров):

$$D \leq \frac{h}{a} + f \left(1 \pm \frac{h}{a} \right) \quad (17)$$

6) Величина D при N рессорах, связанных продольными балансиром:

$$D \leq \frac{h}{Na} + f \left(1 \pm \frac{h}{Na} \right). \quad (24)$$

7) Далее мы увидим, что когда центр тяжести подвешенного груза лежит высоко и когда колесная база очень коротка, то эта формула видоизменяется так:

$$D \ll \frac{h}{Na} \cdot \frac{m^2}{m^2 - an} + f \left(1 \pm \frac{h}{Na} \right).$$

В этой формуле m — расстояние между крайними осями или еще более короткое фиктивное расстояние, обусловленное балансирами, о котором мы еще будем говорить при изучении теории балансиров; n — высота центра тяжести подвешенной нагрузки над центром галопирующего колебания, т. е. над плоскостью ведущих осей, которую не следует смешивать с обозначением числа листов в рессоре. Мы увидим, что отношение $\frac{m^2}{m^2 - an}$ почти всегда очень близко к единице, за исключением того случая, когда слишком много продольных балансиров, но только лишь в случае галопирующих колебаний.

8) Величина D в функции перемещений, измеряемых по хомутам рессор относительно подвешенного груза:

$$\dot{D} = \frac{a}{a} + f \left(1 \pm \frac{a}{a} \right). \quad (18)$$

Эта формула имеет очень большое значение при опытах, когда желают определить D . Подобные опыты производятся легко, и нужно пожелать, чтобы они производились в более широком размере.

9) Продолжительность двойных галопирующих колебаний (туда и обратно)

$$2t = 2\pi \left(\frac{s}{\frac{b}{2}} \right) \sqrt{\frac{a}{g}}, \quad (20)$$

Обозначения в этих формулах употреблены следующие:

h — общее периодическое нарушение уровня от самой верхней до самой низкой точки рельса при полной нагрузке,

f — пропорциональное трение рессорных листов,

ϕ — коэффициент трения рессорных листов друг о друга, заключающийся между пределами 0,20 и 0,40,

n — число рессорных листов,

c — толщина листов,

l — длина главного рессорного листа между державками,

N — число осей, сопряженных между собою продольными балансирами,

s — радиус вращения подвешенного кузова относительно горизонтальной оси, перпендикулярной рельсам и проходящей через центр качаний, но не относительно центра тяжести,

b — расстояние между крайними осями,

a — перемещение, измеряемое от рессорного хомута относительно подвешенного груза, — большее или меньшее среднего положения,

D — пропорциональная вариация сжатия рессор, наиболее сильно колеблющихся, больше или меньше нормального положения.

Не следует забывать, что все эти формулы предполагают выполненным условие сходимости колебаний. Если бы оно не было выполнено, то колебания стали бы больше и D достигло бы величины $\frac{4h}{a}$ для первого колебания в слу-

чае прямоугольных нарушений уровня (согласно § 4), и около $\frac{2h}{a}$ в случае реальных неровностей пути, какие бывают на практике, и это иногда с резонансом для последующих колебаний.

б) Влияние скорости. Первый вывод, который получается из этих формул, будет тот, что в них отсутствует скорость хода поезда. Это — крайне важное заключение для будущего времени, когда скорость движения жел.-дор. поездов еще более увеличится.

Без сомнения, бывают увеличения колебаний при приближении к критической скорости, и наши формулы дают эти максимальные величины. Но эти колебания снова уменьшаются, перейдя предел этой критической скорости. Можно следовательно сказать, что в общем наши формулы показывают, что колебания подвешенного кузова независимы от скорости.

Впрочем, мы уже упоминали об опытах, проверяющих этот факт, немного удивительный на первый взгляд, а именно опытах с различными вагонами, поставленных для измерения колебаний (см. 8-ю часть).

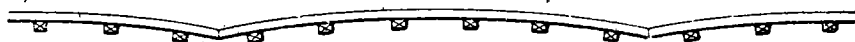
с) *Заключения для пути.* Все наши формулы показывают, что опасность колебаний пропорциональна значению h периодического нарушения уровня; поэтому его нужно настолько возможно уменьшить; для этого имеются разные средства.

Первое средство состоит в употреблении более тяжелых рельсов и большего числа шпал на километре пути при повышении нагрузок подвижного состава. Все это стоит дорого, и каждая линия не может конечно расходовать на свой путь больше того, что соответствует ее доходам на километр; поэтому нужно стремиться к возможно наилучшему пути, не увеличивая чрезмерно расходов на его содержание.

Усиление стыковых накладок, употребление угольковых стыковых накладок, расположенных на двух шпалах, английские пути с усовершенствованными подушками, пути французские и немецкие нового устройства, с усиленно укрепленными стыками и т. д. — все это стремится к одной и той же цели с наиболее умеренными издержками.

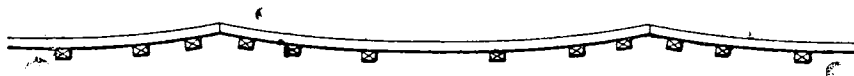
Но мы хотим здесь обратить внимание читателя на следующий способ, который не несет никаких издержек, но имеет большое влияние на уменьшение величины h .

Представим себе (фиг. 7) схему трех последовательных рельсов с их шпалами и с реальными нарушениями уровня при пробеге грузов. Форма нарушений уровня зависит от стыка, который есть слабая точка, что мешает шпалам, соседним со стыком, оказать одна другой взаимную опору.



Фиг. 7.

Чтобы избежать этого, пробовали подбивать соседние со стыком шпалы сильнее прочих, но это не более как паллиатив. Затем пробовали класть соседние со стыком шпалы много ближе друг к другу, чем остальные. Тогда получилась форма, представленная на фиг. 8. Понятно, что, применяя этот способ более умеренным образом, можно приблизиться к горизонтали для линии нарушений уровня без нагрузки.



Фиг. 8.

Этот способ, давно уже с успехом применяемый различными жел.-дор. компаниями, требует, по нашему мнению, обобщения. Применение его несколько более затруднительно к рельсам на подушках, чем к рельсам Виньоля, но тем не менее очень практично употреблять стыковые накладки, входящие в обще-стыковые подушки.

d) *Заключения для подвижного состава.* „Наилучший подвижной состав будет тот, который может катиться с наилучшей возможной скоростью по самому дурному пути, не сходя с рельсов“, — вот что мы часто повторяли, и достичь удовлетворения таких условий было постоянной целью наших изысканий.

Обратимся снова к нашим формулам и выведем из них заключения. Что касается f , то мы заметим следующее: можно сделать f столь малым и столь

большим, как только мы пожелаем. (формула 7), по крайней мере теоретически, смотря по расположению рессор и видоизменяя n , c и l .¹

Формула (14) показывает, что выгодно увеличивать f насколько возможно, но формула (17) показывает, что его выгодно уменьшать. Следовательно f должно быть достаточно большим, чтобы условие сходимости колебаний было широко обеспечено, но не следует слишком переходить через этот предел. Именно нужно избегать смазки рессор тендеров и двухосных товарных вагонов; напротив, необходимо смазывать рессоры паровозов и мягких пассажирских вагонов.

Формула (15) показывает, что амплитуда максимальных колебаний кузова в пространстве, измеряемая над наиболее колеблющимися рессорами, не зависит от гибкости рессор, если условие сходимости колебаний выполнено. Из этого следует, что угловое галопирующее колебание, происходящее от неровностей пути, обратно пропорционально расстоянию между крайними осями. Но это заключение приложимо лишь к тому случаю, когда все оси приблизительно одинаково нагружены; оно не приложимо с полной точностью к случаю, когда передняя ось будет иметь очень слабую нагрузку.

Формула (17) показывает, что максимумы пропорциональных изменений крайних рессор *обратно пропорциональны статическому прогибу*, а рессор, не принимая во внимание трения f , как мы указывали выше.

Таким образом из наших теорий выводится основное заключение, которое впрочем согласуется с многочисленными опытами, произведенными при изучении колебаний передних паровозных рессор. Мы специально настаиваем на этом пункте, который противоречит самым общераспространенным идеям (см. 8-ю часть):

Итак, принимая во внимание исключительно вертикальные колебания кузова, выгодно для уменьшения D употреблять насколько возможно более гибкие рессоры, *без всякого предела*, по крайней мере для случая совпадающих стыков или симметричных нарушений уровня.

Вот целый ряд выводов, которые, насколько нам известно, никогда еще не были сделаны ранее наших работ и которые вытекают из наших теорий; эти выводы вполне оправдываются многочисленными опытами, давно уже известными, но только до сих пор не бывшими в достаточной мере истолкованными. Это еще лишний раз доказывает, что теория необходима для извлечения полной пользы из опытов.

На ряду с этим мы увидим далее, что гибкость рессор имеет пределы, налагаемые другими колебаниями, каковы например происходящие от несимметричных нарушений, уровня пути и в особенности от колебаний на кривых.

Наконец формула (24) показывает хорошо известное преимущество продольных балансиров, которые уменьшают D , не увеличивая a , т. е. без увеличения неустойчивости на кривых.

Далее мы встретим формулы для таких случаев, когда вагон имеет очень высоко лежащий центр тяжести и очень короткую колесную базу или избыточное количество продольных балансиров.

Мы видели, что галопирующее колебание происходит вокруг горизонтальной оси, перпендикулярной рельсам и расположенной посредине вагона, в плоскости его осей; она будет в плоскости ведущих осей, если дело идет о паровозе, как мы увидим далее. Но все это происходит лишь в случае очень сильного галопирования, когда передний конец экипажа сильно поднимается, в то время как задний опускается, или наоборот. Но бывают случаи галопирующего качания менее сильные, которые могут происходить вокруг *всякой* горизонтальной оси, перпендикулярной пути и расположенной в плоскости колесных осей. Из этого следует, что какое-либо расположение или устройство вовсе не обуславливает необходимости галопирующего колебания данной оси; другими словами, весьма существенно, чтобы единица подвижного состава *имела возможность выбора* своей оси галопирования.

¹ См. приложение II.

Далее мы увидим, что необходимо также, чтобы свобода боковой качки была полная.

Читатель видит, что мы приходим к полному видоизменению обычных воззрений на галопирующие колебания, происходящие от неровности пути.

Действительно, до сих пор допускали, что продольная качка является последствием неровностей пути,—это было верно; до сих пор вовсе не изучали погашения резонансов трением; думали, что слишком гибкие рессоры, в особенности на передней оси, благоприятствуют продольной качке; наконец допускали, что пропорциональное изменение сжатия передних рессор было прямо пропорционально интенсивности этой качки; из этого заключали, что впереди паровоза нужно ставить жесткие рессоры и что лучшим средством уменьшения пропорционального изменения нагрузки передних рессор будет воспрепятствование продольной качке, придав паровозу большую колесную базу и многочисленные оси.

Мы же, наоборот, показали, что продольная качка является *благодетельной* в некоторые моменты, потому что она позволяет подвешенному грузу *следовать* за колесом, которое в свою очередь следует по неровностям пути; в результате уменьшается пропорциональное изменение нагрузки на передние оси. Напротив того, продольная качка бывает *вредна* в другие моменты, потому что существует *запаздывание фазы*—некоторый разрыв между галопирующим движением подвешенного груза и движением колес, которые следуют по волнистым неровностям пути. Наша формула: $D \leq \frac{h}{a} + f \left(1 - \frac{h}{a} \right)$, которая приложима ко всем случаям,

показывает, что на практике существует компенсация между полезным и вредным эффектом и что длинные единицы подвижного состава со многими осями, мало подверженные продольной качке, эквивалентны двухосным вагонам с малой колесной базой с точки зрения пропорционального изменения сжатия передних рессор. Далее мы увидим, что даже с точки зрения схода с рельсов большая база и многочисленность осей имеют преимущества и при иных колебаниях. Повторяем, что все предшествующее показывает, в какой степени до настоящего времени ошибались, рекомендуя ставить жесткие рессоры впереди паровозов.

Интересно, почему всегда ложно думали, будто пропорциональное изменение сжатия передних рессор есть прямая причина галопирования. Это происходило от того, что думали, будто амплитуда галопирующего колебания была в огромной пропорции больше в случае резонанса, чем величина периодического нарушения уровня. Мы же видели, что ничего подобного не существует и что обе эти величины обычно одного порядка; когда выполнены условия сходимости колебаний, для паровозов это имеет место всегда.

Повторяем, что прежние заблуждения часто зависели также от того, что вовсе не изучался вопрос о погашении резонансов трениями. Действительно, указанная формула предполагает, что условие сходимости колебаний выполнено (а оно почти всегда бывает выполнено на практике), поэтому ложный и необоснованный страх перед действием резонансов всегда обуславливал собою боязнь употребления более гибких передних рессор.

Таким образом с точки зрения пропорционального изменения сжатия рессор и с точки зрения схода с рельсов большая гибкость передних рессор, и даже всех рессор вообще, представляет одни только выгоды.

Как мы покажем далее, единственное, что ограничивает эту гибкость,—это боковая качка на кривых, но и этого обстоятельства не следует переоценивать. В самом деле, при таких колебаниях большая гибкость рессор представляет неудобство лишь в том случае, если центр тяжести подвешенного груза лежит очень высоко, как мы увидим впоследствии; если же центр тяжести лежит низко, то несомненно, что мы удвоим амплитуду боковой качки на кривых, если удвоим гибкость рессор; это не увеличивает пропорционального изменения нагрузки на рессоры. Мы еще вернемся к этому вопросу.

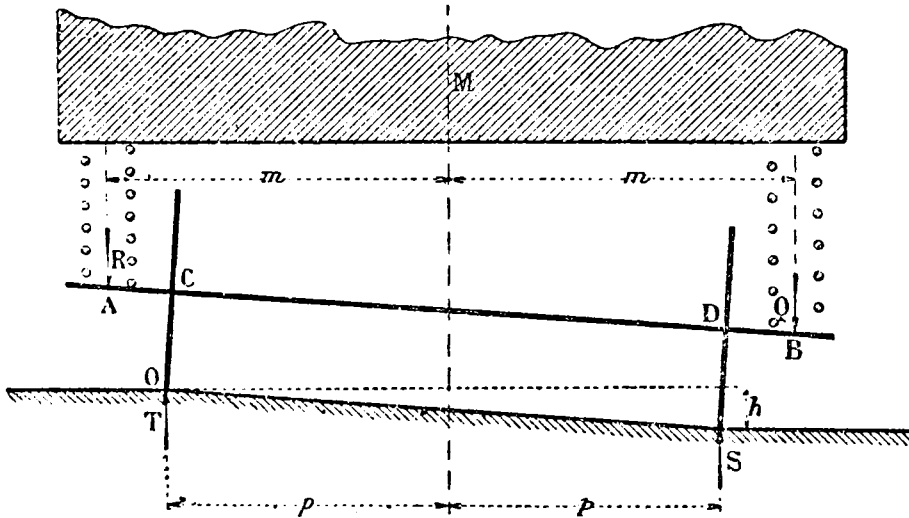
Мы видели, что большое количество осей не уменьшает пропорционального изменения максимального сжатия рессор; по мере увеличения количества осей все более и более уменьшается требование в необходимости рессорного трения.

Итак, мы имеем сейчас уже довольно много заключений, выведенных из наших предшествующих формул. Но главнейшими выводами являются сами формулы, которые дают точные соотношения между наличными элементами.

Г Л А В А III

Случай несимметричных нарушений уровня пути и чередующихся стыков

§ 19. Случай несимметричных нарушений уровня пути при длинных единицах подвижного состава. Мы начнем изучение несимметричных неровностей пути с очень простого случая, когда движущаяся единица имеет бесконечно большое или очень большое число осей, катящихся по совершенно горизонтальному пути, причем одна из этих осей испытывает нарушение уровня пути для одного или обоих своих колес. Это случай очень близкий к действительной практике, именно случай очень длинного паровоза, имеющего впереди бегунок или даже двух-



Фиг. 9.

осную тележку. Далее мы изучим случай более коротких единиц подвижного состава, которые целиком, на все оси сразу, испытывают влияние неровностей пути. Исходя из этого, надлежит различать три случая:

а) Одно из колес испытывает отдельную и очень короткую осадку. Представим себе (фиг. 9) кузов M вагона или паровоза, который, согласно предположению, не осаживается вовсе, и только лишь одно правое колесо оси испытывает отдельную и очень короткую осадку на величину h .

Предположим еще, что колеса и оси невесомы. В четвертой части мы изучим действие колес на рельсы.

Пусть P будет нагрузка оси до ее опускания в неровность пути; нагрузки Q и R двух рессор будут равны $\frac{P}{2}$; тому же будут равны и нагрузки S и T колес на рельсы до опускания в неровность пути. Определим теперь, каковы будут значения Q , R , S и T , когда правое колесо опустится на глубину неровности h .

Назовем через m половину расстояния между рессорами, через p половину расстояния между рельсами и a — статический прогиб рессор.

Вычислим сперва Q и R ; предполагая трение равным нулю, мы приблизительно получим:

$$Q = \frac{P}{2} - \frac{P}{2} \cdot \frac{h}{a} \cdot \frac{CB}{CD} = \frac{P}{2} - \frac{P}{2} \cdot \frac{h}{a} \cdot \frac{m+p}{2p}.$$

Тогда пропорциональное изменение сжатия правой рессоры будет:

$$D = \frac{h}{a} \cdot \frac{m+p}{2p} \quad (25)$$

С другой стороны, мы имеем для левой рессоры:

$$R = \frac{P}{2} + \frac{P}{2} \cdot \frac{h}{a} \cdot \frac{CA}{CD} = \frac{P}{2} + \frac{P}{2} \cdot \frac{h}{a} \cdot \frac{m-p}{2p}$$

$$D' = \frac{h}{a} \cdot \frac{m-p}{2p} \quad (26)$$

Теперь вычислим S и T ; для этой цели возьмем момент относительно неподвижной точки O , замечая, что угловые перемещения крайне малы:

$$R(m-p) = Q(m+p) - S \cdot 2p.$$

Отсюда

$$S = \frac{Q(m+p) - R(m-p)}{2p}.$$

Заменим Q и R в этой формуле их величинами, вычисленными выше, и, проделав все вычисления, получим:

$$S = \frac{P}{4p} \left[2p - \frac{h}{a} \cdot \frac{m^2 + p^2}{p} \right],$$

или:

$$S = \frac{P}{2} - \frac{P}{2} \cdot \frac{h}{a} \cdot \frac{m^2 + p^2}{2p^2}$$

откуда:

$$\frac{P}{2} - S = \frac{P}{2} \cdot \frac{h}{a} \cdot \frac{m^2 + p^2}{2p^2}$$

или

$$\frac{\frac{P}{2} - S}{\frac{P}{2}} = \frac{h}{a} \cdot \frac{m^2 + p^2}{p^2}$$

Но это величина как раз и есть Δ или пропорциональное изменение давления S правого колеса на рельс; мы следовательно имеем:

$$\Delta = \frac{h}{a} \cdot \frac{m^2 + p^2}{2p^2}. \quad (27)$$

Точно так же для левого колеса получим:

$$\Delta' = \frac{h}{a} \cdot \frac{m^2 - p^2}{2p^2}. \quad (28)$$

Весьма важно отметить, что здесь величина Δ показана независимо ни от веса, ни от инерции оси со всем ее оборудованием (ось, колеса и бандажи); конечно нужно принять во внимание этот вес; что касается ее инерции, то мы увидим, что очень легко принять ее в соображение, равно как и жирокопическое действие колес (см. 4-ю часть).

Вышеприведенное вычисление имеет тот недостаток, что не принимает во внимание пропорционального трения рессор. Очень легко переделать эти вычисления, принимая во внимание трение.

Тогда будет:

$$Q = \frac{P}{2} - \frac{P}{2} \cdot \frac{h}{a} \cdot \frac{m+p}{2p} - Qf \left(1 - \frac{h}{a} \cdot \frac{m+p}{2p} \right),$$

$$R = \frac{P}{2} + \frac{P}{2} \cdot \frac{h}{a} \cdot \frac{m-p}{2p} + Rf \left(1 + \frac{h}{a} \cdot \frac{m-p}{2p} \right).$$

Проделав все вычисления, мы получим формулу:

$$\Delta = \frac{h}{2} \cdot \frac{m^2 \pm p^2}{2p^2} + f \frac{(m+p)}{2p} \left(1 \pm \frac{h}{a} \cdot \frac{m+p}{2p} \right). \quad (29)$$

(Не надо забывать, что h есть полная высота нарушения уровня, f —пропорциональное трение рессор, Δ —пропорциональное изменение давления колес на рельсы, больше или меньше нормального). Для правого колеса нужно взять (+) в первом члене и (—) во втором, а для левого колеса—наоборот.

Ранее мы предположили, что весом колес можно пренебречь; в действительности это не так: если этот вес принять во внимание, то это немного изменило бы величину Δ , но чтобы не усложнять расчетов, мы сохраним формулу (29). Впрочем вес колеса уменьшается вместе с нагрузкой вследствие его инерции. Далее мы еще вернемся к этому вопросу.

С целью проверить формулу (29), заметим, что если $m = p$, то мы имеем:

$$\Delta = \frac{h}{a} + f \left(1 \pm \frac{h}{a} \right),$$

как это и должно быть; если же $m = 0$, то:

$$\Delta = \frac{1}{2} \cdot \frac{h}{a} + \frac{1}{2} f \left(1 \pm \frac{h}{a} \right),$$

что также совершенно правильно.

Приложим формулу (27) к тележке паровоза типа Pacific, причем эта тележка имеет внутренние рессоры. Тогда имеем: $m = 0,60$ м, а $p = 0,75$ м, что дает:

$$\Delta = \frac{h}{a} \cdot \frac{(1 - 0,60)^2 + (1,75)^2}{2 \cdot (0,75)^2} = 0,82 \frac{h}{a}.$$

С наружными рессорами мы получим при $m = 1$ м:

$$\Delta = \frac{h}{a} \cdot \frac{1 \cdot (0,75)^2}{2 \cdot (0,75)^2} = 1,40 \frac{h}{a}.$$

В подобном случае, при одинаковом нарушении уровня для обоих колес, мы естественным образом получим:

$$\Delta = \frac{h}{a}.$$

Итак, если не принимать во внимание трения рессор, в случае нарушения уровня пути с одной только стороны, тележка с внутренними рессорами оказывается гораздо выгоднее, чем с наружными; это заключение весьма важно и его следует запомнить. Если принять во внимание трение, то вывод будет подобный же, только цифры слегка изменятся. Это весьма веский довод в пользу того, чтобы у паровозов и даже у длинных тендеров ставить рессоры внутри рамы между колесами.

б) Правое колесо опускается, а левое поднимается на такую же высоту. Предположим (фиг. 10), что правое колесо опускается на величину $\frac{h}{2}$, а левое в то же самое время поднимается на $\frac{h}{2}$; предположим еще, что такое нарушение уровня единично и очень кратковременно. Этот случай отличается от предыдущего, потому что здесь середина оси остается неподвижной, так что сумма величин $Q + R$ остается постоянной и равной P , чего не было в предыдущем случае. Проведем все вычисления прежним способом:

$$\begin{aligned} Q &= \frac{P}{2} - \frac{h}{2a} \cdot \frac{m}{p}, \\ R &= \frac{P}{2} + \frac{h}{2a} \cdot \frac{m}{p}, \\ D &= D' = \frac{h}{2a} \cdot \frac{m}{p} \end{aligned} \quad (30)$$

Возьмем моменты относительно неподвижной точки O :

$$S \cdot p - Q \cdot m = T \cdot p - R \cdot m.$$

С другой стороны, имеем:

$$S + T = P.$$

Отсюда выводим:

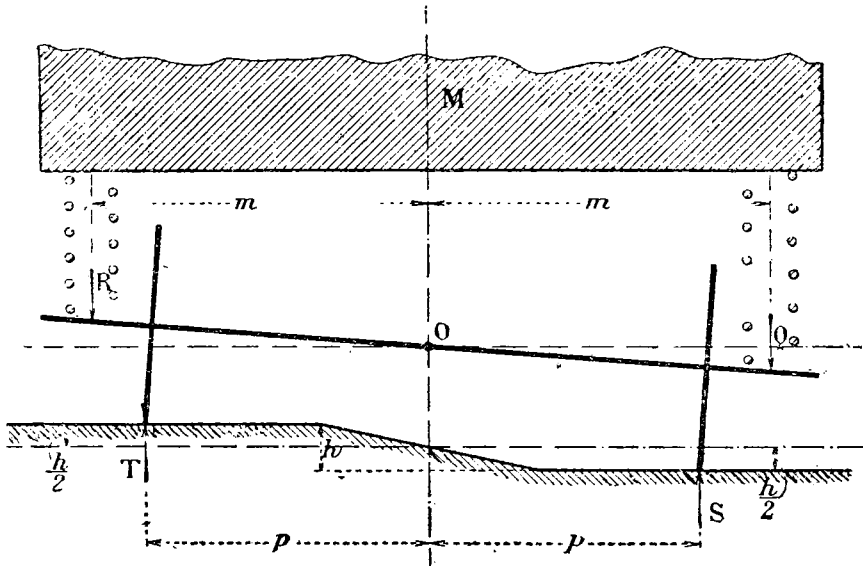
$$S = -R \cdot \frac{m}{2p} + Q \cdot \frac{m}{2p} + \frac{P}{2}.$$

Заменяем R и Q их величинами, приведенными выше. Проведем все вычисления, получим:

$$S = \frac{P}{2} - \frac{P}{2} \cdot \frac{m^2}{p^2} \cdot \frac{h}{a}$$

откуда

$$\Delta = \frac{\frac{P}{2} - S}{\frac{P}{2}} = \frac{h}{a} \cdot \frac{m^2}{p^2} = \Delta' \quad (31)$$



Фиг. 10.

Проведем все вычисления снова, приняв во внимание трение рессор, получим:

$$\Delta = \frac{h}{2} \cdot \frac{m^2}{p^2} + \frac{m}{p} \cdot f \left(1 \mp \frac{h}{a} \cdot \frac{m}{p} \right). \quad (32)$$

Для проверки формулы (32) примем, что $m = p$; при этом получим

$$\Delta = \frac{h}{a} + f \left(1 \mp \frac{h}{a} \right)$$

что и должно быть, если $m = 0$, то и $\Delta = 0$, если $p = \infty$, то и $\Delta = \infty$, т. е. также вполне правильно.

Приведем числовой пример для формулы (31) при тележке с внутренними рессорами; получим:

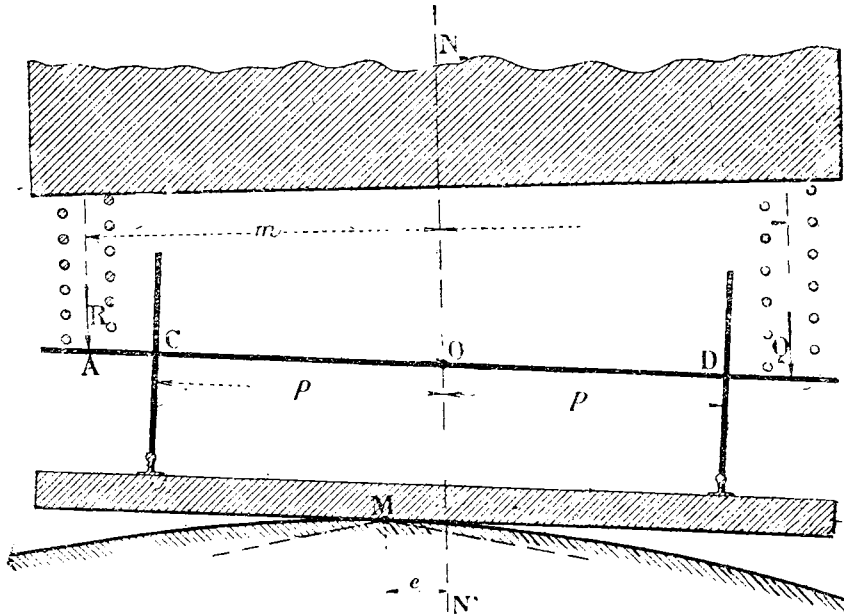
$$\Delta = \frac{h}{a} \cdot \frac{(0,60)^2}{(0,75)^2} = 0,64 \frac{h}{a}$$

Приложим к случаю наружных рессор:

$$\Delta = \frac{h}{a} \cdot \frac{1}{(0,75)^2} = 1,80 \frac{h}{a}$$

Здесь опять мы констатируем большую выгоду внутренних рессор в случае несимметричных неровностей пути.

с) *Имеются одна или две качающиеся шпалы, отдельные на пути.* Предположим, что ось или тележка проходит через одну или две (отдельные на пути) качающиеся шпалы (фиг. 11), т. е. шпалы, дурно подбитые по концам и стремящиеся качаться вокруг некоторой точки, соседней с их центром; предполагаем опять случай паровоза с бесконечно большим количеством осей.



Фиг. 11.

Пусть M будет вершина воображаемого горба, вокруг которого шпала стремится качаться, а e пусть будет расстояние точки M от вертикальной плоскости NN' , параллельной рельсам и проходящей посредине между ними; взявши моменты относительно этой плоскости, получим:

$$Q(m + e) = R(m - e).$$

С другой стороны, если e будет невелико, можно приблизительно принять:

$$Q + R = P.$$

Проведя затем вычисления, как в двух предыдущих задачах, имеем:

$$D = \frac{e}{m}, \tag{33}$$

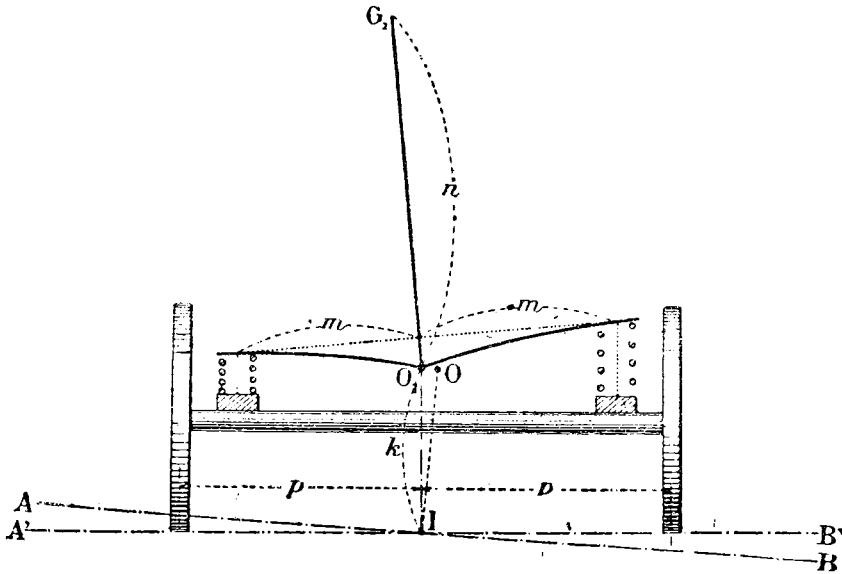
$$\Delta = \frac{e}{p} \tag{34}$$

Итак, мы видим, что в случае бесконечно длинного паровоза или вагона отдельная качающаяся шпала весьма полезна и выгодна; она исполняет роль поперечного балансира в тележке, которая как бы выполняет роль тележки со сферическим шкворнем.

Но далее мы увидим, что если будет несколько прыгающих шпал, лежащих рядом одна около другой, и если единица подвижного состава будет короткая, то этот недостаток пути станет опасен, в особенности если рессоры паровоза или вагона будут мало гибки и в то же время расположены снаружи.

§ 20. Случай чередующихся стыков и очень коротких паровозов или вагонов. Мы подошли к случаю очень редкому на практике, но который мы однако рассмотрим. Случай этот состоит в том, что рельсовые стыки чередуются, так

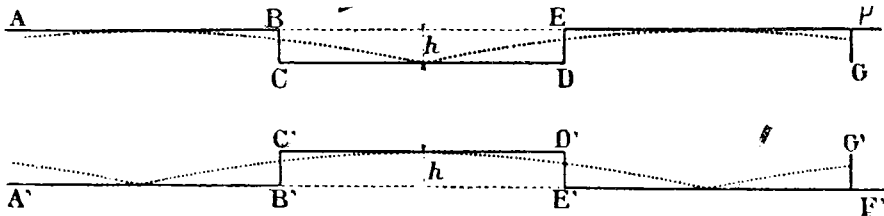
что стык одной линии рельсов приходится как-раз против середины рельса другой линии. От такого способа укладки рельсов ныне повсюду отказались именно по причине замеченных колебаний, которые мы сейчас рассмотрим. Однако иногда применяют чередующиеся стыки, но на малом расстоянии один от другого, что сводится почти что к случаю совпадающих стыков. Рассмотрим



Фиг. 12.

случай, когда вагон имеет две оси, весьма близко расположенные одна от другой, причем это расстояние между осями будет лишь малой частью длины рельса.

Мы исследовали теоретически боковую качку, которую в этом случае получает подвешенный груз вагона или паровоза (фиг. 12) вокруг оси качания O , параллельной рельсам. Мы сначала изучили случай чередующихся прямоугольных нарушений уровня (фиг. 13) на двух рельсовых нитках. Затем мы производим в формулах такое же изменение коэффициентов, как и в случае совпа-



Фиг. 13.

дающих стыков, и при этом принимаем во внимание, что здесь путь с прямоугольными неровностями заменен путем, имеющим обычные нарушения уровня, какие встречаются в действительной практике. ¹

Предположив все это, мы получим формулы, аналогичные тем, какие были найдены для случая совпадающих стыков, с одним лишь важным отличием, происходящим от неустойчивости в шпалах.

1) Условие сходимости колебаний:

$$h < 4fa \frac{p}{m}. \quad (35)$$

¹) См. приложение XIII.

Дальнейшие формулы предполагают, что это условие сходимости выполнено.

2) Полная максимальная амплитуда колебаний в пространстве, измеренная над рессорами:

$$A \leq h \frac{m}{p} \frac{m^2}{m^2 - an} \quad (36)$$

3) Угловая полная максимальная амплитуда колебаний боковой качки:

$$\operatorname{tg} \beta \leq \frac{h}{p} \frac{m^2}{m^2 - an} \quad (37)$$

4) Пропорциональное максимальное изменение нагрузки рессор (больше или меньше средней нагрузки):

$$D \leq \frac{h}{a} \frac{m}{p} \cdot \frac{m^2}{m^2 - an} + f \quad (38)$$

5) Пропорциональное изменение давления колес на рельсы (больше или меньше нормального давления):

$$\Delta \leq \frac{h}{a} \frac{m^2}{p^2} \frac{m^2}{m^2 - an} + \frac{m}{p} f \quad (39)$$

6) Длительность двойных колебаний (туда и обратно):

$$2t = 2\pi \frac{s}{m} \sqrt{\frac{a}{g} \frac{m^2}{m^2 - an}} = 2\pi \sqrt{\frac{a}{g} \cdot \frac{\sigma^2 + n^2}{m^2 - an}} \quad (40)$$

Где:

a — статический изгиб рессор,

f — пропорциональное трение рессор,

p — половина расстояния между рельсами,

m — половина расстояния между рессорами одной и той же оси,

n — высота центра тяжести подвешенного груза над центром качаний,

h — полная высота неровности рельсов, измеренная, как это мы делали выше, от самой высокой точки посередине рельса до самой низкой точки на стыках во время прохождения нагруженного вагона или паровоза,

s — радиус вращения подвешенного груза вокруг горизонтальной оси, параллельной рельсам и проходящей через центр качаний,

σ — радиус вращения подвешенного груза вокруг горизонтальной оси, параллельной рельсам и проходящей через центр тяжести подвешенного груза.

Таковы формулы колебаний в случае чередующихся стыков.

Далее мы увидим, что для паровозов в случае боковой качки, происходящей от закругления пути, центр качания расположен на вертикали, опущенной из центра тяжести подвешенного груза, и притом несколько выше плоскости ведущих осей.

В формулах (38) и (39) мы предполагали, что трение остается неизменным (в действительности оно немного изменяется во время колебаний). Можно принять во внимание такое изменение, как и для совпадающих стыков, но в этом нет необходимости, так как здесь идет речь о случае, который на практике никогда не встречается.

Назовем через Y коэффициент неустойчивости поперечных колебаний; тогда для величины D этот коэффициент будет:

$$Y = \frac{m}{p} \cdot \frac{m^2}{m^2 - an} \quad (41)$$

Назовем через Z коэффициент неустойчивости поперечных колебаний для величины Δ ; он будет:

$$Z = \frac{m^2}{p^2} \cdot \frac{m^2}{m^2 - an} \quad (42)$$

Эти два коэффициента будут бесконечно велики, если

$$a = \frac{m^2}{n}. \quad (43)$$

Это мы назовем опасным статическим прогибом.¹

Точно так же, как и для случая продольной качки, эти различные формулы не принимают во внимание веса самих осей и их инерцию. Принять во внимание вес осей нетрудно; что же касается их инерции, то в четвертой части мы увидим, каким способом следует ее вводить в вычисление.

Когда $a < \frac{m^2}{n}$, подвешивание устойчиво,

$a = \frac{m^2}{n}$, подвешивание нейтрально,

$a > \frac{m^2}{n}$ подвешивание неустойчиво.

Получается полная аналогия с действием весов. Если величина a будет очень близка к $\frac{m^2}{n}$, то мы можем убедиться, что значения A , D и Δ могут возрасти в огромной степени.

Если рессоры наружные, то можно безопасно допустить величину a гораздо более значительную, чем при рессорах внутренних; мягкие пассажирские вагоны действительно имеют рессоры, обладающие статическим прогибом до 30 см, а паровозы со внутренними рессорами имеют рессоры, не превосходящие 5—7 см статического прогиба, в случае максимума не более 10 см.

Мы найдем формулы и результаты, аналогичные прежним, при изучении движений боковой качки на кривых при въезде на кривую и при выезде с нее.

Эти формулы приложимы еще к случаю единицы подвижного состава произвольной длины и с любым числом осей, проходящей по такой части пути, где все шпалы качаются, но таким образом, что имеют стремление поочередно наклоняться то направо, то налево.

Горный инженер Стувент (Stouvenot) новым, очень простым методом пришел самостоятельно к нескольким из наших теорий и формул (см. „La technique moderne“, выпуски от 15 сентября, 1 октября и 15 октября 1912 г.)

§ 21. Величина a ; случай поперечных балансиров. Нужно ли принять за a статический прогиб пустого (порожного) вагона или вагона груженого?

Конечно в каждом отдельном случае нужно выбирать для нашей цели такие условия, которые дадут самый неблагоприятный результат. Так, для условия сходимости колебаний примем за a самый малый статический прогиб, т. е. рессору порожнего вагона, но для указанных выше коэффициентов неустойчивости Y и Z нужно взять статический прогиб при полной нагрузке.

Наконец, если имеются налицо поперечные балансиры или тележка со сферическим шкворнем, то подобные условия в случае боковой качки уничтожают силу упругости осей, которые ею обладают; в подобном случае на долю прочих рессор выпадает задача выравнивания подвешенного груза. Если некоторая часть d подвешенного груза опирается на эти поперечные балансиры или тележки, а другая часть $(1-d)$ всего груза опирается на прочие рессоры, то ясно, что в предыдущих формулах нужно будет заменить a нижеследующим фиктивным статическим прогибом:

$$a' = \frac{a}{1-d} \quad (44)$$

при условии, что оси, не имеющие никакой упругой силы, расположены почти симметрично.

¹ Мы считаем важной нашу теорию „опасного статического прогиба“. К этой же теории пришел Герднер совершенно самостоятельно [и вовсе не зная о наших работах. Величину $n \frac{m^2}{a}$ он назвал „критической высотой“.

§ 22. Совпадающие стыки. Как показал покойный Коюар, шпалы осаживаются гораздо более на левой, чем на правой стороне пути, на изношенных линиях, по причине баластного откоса. Это дает легкую несимметричность пути, даже и при совпадающих стыках. Можно дать себе отчет в том, что здесь происходит, прилагая наши формулы сперва к совпадающим стыкам, а затем к стыкам чередующимся, после чего сравнить и наложить друг на друга полученные результаты.

Но эта разница ничтожна; на практике достаточно бывает приложить формулы совпадающих стыков и придать h наибольшее значение, т. е. величину для левого рельса, как наиболее изношенного.

§ 23. Галопирующие колебания при совпадающих стыках. Наконец интересно убедиться, что вышеприведенные формулы приложимы к изучению галопирующих колебаний паровоза в случае совпадающих рельсовых стыков, когда центр тяжести подвешенного груза лежит очень высоко, а крайние оси очень сближены.

Для двухосных вагонов в вышеописанных формулах достаточно будет заменить m половинным продольным расстоянием между рессорами, а p заменить половинным расстоянием между осями. Эти две величины всегда равны для железнодорожных вагонов, но не всегда бывают равны у трамваев. Поправочный коэффициент, который надлежит поставить перед $\frac{h}{a}$ в формуле

$D = \frac{h}{a} + f$, будет следовательно таков:

$$Z = \frac{m^2}{m^2 - an}.$$

Если кроме того имеются еще продольные балансиры, связывающие n осей, то формула будет:

$$D \leq \frac{h}{Na} \cdot \frac{m^2}{m^2 - an} + f. \quad (45)$$

Если принять, что трение изменяется пропорционально сжатию рессоры, то формула будет изменена так же, как и формула (17) для продольной качки:

$$D \leq \frac{h}{Na} \cdot \frac{m^2}{m^2 - an} (1 \pm f) + f. \quad (46)$$

Если нет продольных балансиров, то расстояние между осями почти всегда оказывается достаточно большим для того, чтобы Z оказалось очень близким к единице.

Как мы уже говорили (§ 12), для галопирующих колебаний можно считать влияние изменений положения центра тяжести подвешенного груза ничтожным, которым можно пренебречь.

Однако нужно взглянуть в дело ближе и приложить наш поправочный коэффициент к вагонам с империалами на двух очень близко расположенных осях и к трамваям с империалами. Для этих последних ставят особые рессоры, расставленные друг от друга дальше, чем оси, и это очень разумно, потому что таким образом увеличивают значение m .

§ 24. Экспериментальное определение изменения давления колес на рельсы. Мы видели выше (§ 10), что можно вычислить пропорциональное изменение давления рессор на оси со включением трения по формуле (18):

$$D = \frac{a}{a} + f \left(1 \pm \frac{a}{a} \right).$$

Здесь a есть перемещение буксы относительно челюстей буксовых лап или, что то же самое, перемещение рессорного хомута относительно подвешенного груза. Если имеется налицо тележка с простым подвесом, то та же формула приложима и к подвешивающим рессорам тележки. Тогда a , как и выше, будет означать большее или меньшее перемещение буксы относительно лап челюсти, прикрепленной к раме тележки. Мы дали эту формулу для галопирующих коле-

баний, для случая симметричных неровностей пути. В этом случае D будет также равно Δ , т. е. пропорциональному изменению давления колес на рельсы, причем опять не принимается в расчет их вес и инерция.

В случае несимметричных неровностей пути и в случае появления боковой качки от какой бы то ни было причины, эта формула также приложима, но только для величины D .

Итак, может оказаться интересным вычислить величины Δ_1 и Δ_2 для правого и левого колеса, когда мы измерили перемещения α_1 и α_2 справа и слева в точности в один и тот же момент. Это способ экспериментальной проверки результатов наших формул. Мы еще будем говорить об этом в восьмой части.

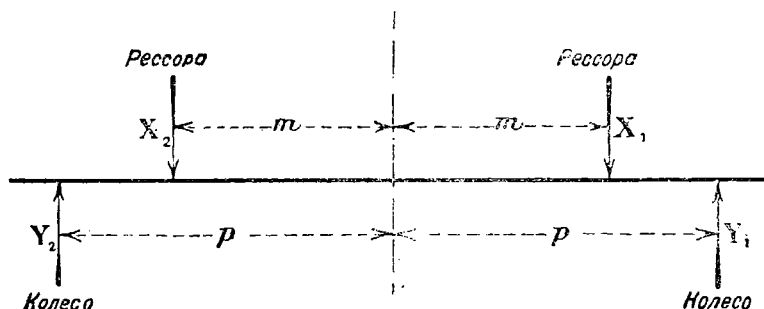
Для расчетов назовем (фиг. 14):

X_1 — давление правой рессоры на ось,

Y_1 — обратное действие рельса на правое колесо,

X_2 — усилие левой рессоры на ось,

Y_2 — обратное действие рельса на левое колесо.



Фиг. 14.

X_1 и X_2 легко вычислить на основании величины D_1 и D_2 , которые равны следующим значениям:

$$D_1 = \frac{\alpha_1}{a} + f \left(1 \pm \frac{\alpha_1}{a} \right),$$

$$D_2 = \frac{\alpha_2}{a} + f \left(1 \pm \frac{\alpha_2}{a} \right).$$

Затем легко вычислить Y_1 и Y_2 по уравнению проекций сил и по уравнению моментов. Прделав все вычисления, получаем:

$$y_1 = \frac{X_1 + X_2}{2} + \frac{m}{p} \frac{X_1 - X_2}{2} \quad (47)$$

$$y_2 = \frac{X_1 + X_2}{2} - \frac{m}{p} \frac{X_1 - X_2}{2}. \quad (48)$$

Если P будет нормальная нагрузка оси в состоянии статического равновесия, то имеем:

$$\Delta_1 = \frac{Y_1}{\frac{P}{2}} = \frac{2Y_1}{P}. \quad (49)$$

$$\Delta_2 = \frac{2Y_2}{P}. \quad (50)$$

Эти формулы не принимают во внимание неподвешенного груза (оси, колеса, бандажи); в действительности конечно нужно их принять в расчет.

Итак, величины Δ_1 и Δ_2 очень легко определить экспериментально посредством весьма простых опытов.

§ 25. Замечание. Далее мы еще вернемся к влиянию высоты центра тяжести подвешенного груза, когда будем изучать колебания влияния, происходящего от игры реборд бандажа на пути (см. прилож. XX), а равно колебания при работе автоматического тормоза.

§ 26. Заключительный вывод для пути и для подвижного состава. *а) Влияние скорости.* По формулам это влияние равно нулю, за исключением указанных нами выше ограничений.

б) Заключение для пути. Как мы видели, нужно избегать строить пути с чередующимися стыками; по крайней мере не строить таких путей, у которых стыки рельсов одной линии приходятся против середины рельсов другой линии.

В особенности же нужно избегать качающихся шпал, которые, как мы видели, придают большие значения Δ в случае резонанса, в особенности если центр тяжести подвешенного груза вагона лежит высоко и если все рессоры наружные. Но, с другой стороны, мы видели, что одна или две отдельные качающиеся шпалы не представляют никакой опасности для паровозных тележек, причем все равно, какие будут у них рессоры — наружные или внутренние.

Конечно узкоколейные пути в этом смысле невыгодны.

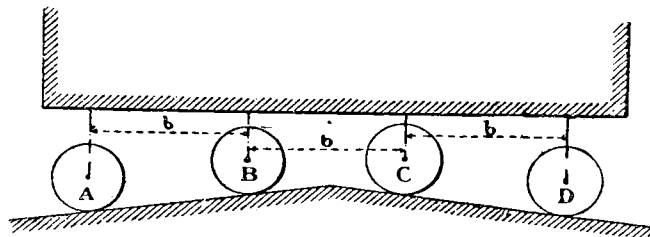
с) Заключение для подвижного состава. Мы уже много раз показали преимущество внутренних рессор у тележек перед рессорами наружными. Мы увидим, что дело обстоит совершенно иначе с точки зрения колебаний на кривых участках пути; но если взвесить все, преимущество остается за внутренними рессорами для паровозов и тендеров и за рессорами наружными для вагонов. Для электрических локомотивов (электромотрис) употребляют то или иное устройство; смотря по обстоятельствам.

ГЛАВА IV

Разные задачи

§ 27. Резкое изменение профиля пути. Когда на пути встречается резкое изменение профиля без какого бы то ни было вертикального сопряжения пути, то происходят два нижеследующих изменения движения.

а) Статическое изменение нагрузки рессор, происходящее от изменения профиля пути. Когда на пути встречается резкое изменение профиля без всякого вертикального сопряжения, то в результате получается, во-первых, изменение



Фиг. 15.

в нагрузке рессор, даже в статическом состоянии, если паровоз или вагон длинен и имеет много осей без балансиров; с другой стороны, от этого получается вертикальное колебание. В настоящем параграфе мы изучим первый из этих случаев.

Возьмем простой случай (фиг. 15), когда паровоз с четырьмя спаренными осями, одинаково нагруженными, без балансиров и с одинаковыми между ними расстояниями b ; предположим, что этот паровоз находится в статическом положении (в состоянии равновесия) одной половиной на уклоне, а другой — на подъеме; угол обоих уклонов имеет одинаковый тангенс j .

Ясно, что по симметричности рессоры колес A и D будут сжаты на длину, выражаемую формулой:

$$x = \frac{b}{2} j, \quad (51)$$

а рессоры B и C будут растянуты на ту же длину.

Отсюда следует, что пропорциональное статическое изменение распределения нагрузок на рессорах будет равно:

$$x = \frac{1}{2} \frac{b}{a} j. \quad (52)$$

Приведем числовой пример: $b = 2$ м, $j = 0,01$ и $a = 0,04$, тогда:

$$x = \frac{1}{2} \frac{2}{0,04} \cdot 0,01 = 0,25.$$

Мы изучили простой случай, но таким же путем можно изучить и самые сложные случаи со многими осями, с балансирами или без балансиров и т. д. Это чисто статическая задача, которую нужно решать по способу, аналогичному со способом Герднера, который он описывает в своей известной статье о балансирах, о чем мы еще скажем далее.

Это пропорциональное изменение достигает 25% от нагрузки рессор, так что ею нельзя пренебрегать; по счастью, этот эффект или вовсе не имеет места или встречается на практике весьма редко — по следующим причинам:

1) Служебные инструкции французских железнодорожных компаний предписывают, чтобы была горизонтальная площадка в 100 м между уклонами, идущими в разные стороны.

2) На международном железнодорожном съезде в Париже (1900 г.) было рекомендовано вертикальное сопряжение уклонов и подъемов посредством круговых кривых большого радиуса, что почти вполне решает вопрос. Рекомендуется радиус в 2000 м для линий с малыми скоростями и 5000 м при больших скоростях для подобных сочленений пути.

Как уже заметил Дэкюб (Descubes), при таких закругленных вертикальных сопряжениях развивается центробежная сила, которая дает пропорциональное изменение давления колес на рельсы, равное $\frac{v^2}{gR}$ (где v — скорость поезда и R — радиус вертикального круга сочленения).

3) Продольные балансиры позволяют уничтожить или ослабить это явление там, где путь устроен скверно и где для подвижного состава может возникнуть опасность; конечно главным образом и преимущественно в данном случае действуют балансиры, расположенные на концах паровоза.

4) Наконец есть еще другое средство, которым мы с давних пор пренебрегаем и которое состоит в постановке более гибких рессор, чем их обыкновенно ставят на переднюю тележку и на заднюю ось паровоза. Наши теории четко показывают, что этот превосходный способ совершенно безопасен, а практически вполне подтверждают наше мнение.

Резкое изменение профиля пути производит кроме того еще следующий хорошо известный эффект.

Предположим, что вагон находится в середине поезда и на кульминационной точке пути, где за подъемом тотчас следует уклон j того же градиента. Если вагон имеет вес P и если остальной состав поезда весит KP , то вертикальные слагающие сил остального поезда, действующих на упряжь рассматриваемого вагона, в сумме будут равны KPj .

Если например $K = 20$, а $j = 0,01$, то эта величина будет равняться $20 \times P \times 0,01 = 0,2P$; это будет мгновенное увеличение веса P , которым нельзя пренебрегать.

То же самое произойдет, если вслед за уклоном резко начинается подъем одинакового градиента.

Всегда считалось, что второй случай есть более тяжелый, чем предыдущий; действительно, здесь упряжь сжимается, тогда как в первом случае она растягивалась; величина этого растяжения или сжатия равна в обоих случаях $\frac{KPj}{2}$

Иногда задавали себе вопрос, не может ли такое сжатие во втором случае приподнять вагон, вроде того как мы выталкиваем между пальцами вишневую косточку? Но, по нашему мнению, для этого требуется очень плохое устройство буферов.

В особенности это явление следует принимать во внимание при крутых подъемах и при товарных поездах.

Но как бы то ни было, все эти явления вполне оправдывают вертикальные сопряжения в профиле пути, какие обычно применяются на практике.

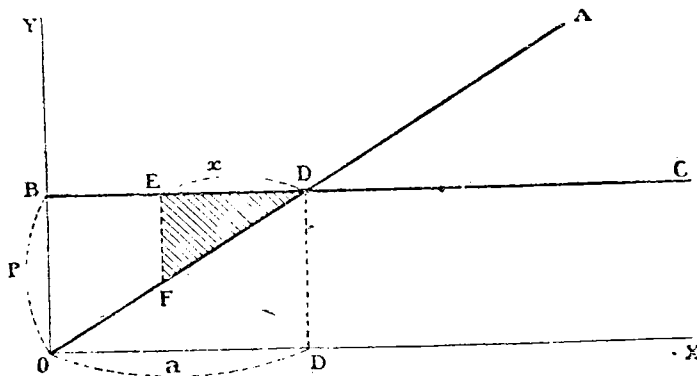
б) *Вертикальное колебание, вызываемое резким изменением профиля пути.* Перейдем к динамическому изучению колебания. Предположим, что очень короткий вагон, въехав на подъем с градиентом $\text{tg } \alpha = j$, вдруг переходит на ровный путь; половина его живой вертикальной силы будет:

$$T = \frac{1}{2} \frac{P}{g} (v j)^2$$

(P — общий вес вагона; v — его скорость).

Изучим вертикальное колебание, которое от этого получится; посмотрим, каково будет уменьшение x — изгиба рессор во время первого колебания.

Как всегда, примем за абсциссы (фиг. 16) изгибы рессор, а за ординаты — усилия.



Фиг. 16.

OA — кривая изгиба рессор, OB — вес P вагона и $OD' = a$ — статический прогиб.

Определим, каково должно быть уменьшение прогиба $x = DE$ рессор, чтобы работа, произведенная разницею между нагрузкой и упругостью рессор, оказалась равна T ; эта работа выразится площадью треугольника DEF . Какова же будет эта площадь?

Она будет равна $\frac{\overline{ED} \cdot \overline{EF}}{2}$

Но \overline{ED} есть x ; вследствие подобия треугольников имеем:

$$\overline{EF} = \overline{OB} \frac{x}{a} = \frac{Px}{a};$$

следовательно искомая поверхность будет равна:

$$\frac{1}{2} \cdot x \frac{Px}{a} = \frac{Px^2}{2a}$$

Итак,

$$T = \frac{1}{2} \frac{P}{g} v^2 j^2 = \frac{Px^2}{2a}$$

или

$$x^2 = \frac{a}{g} v^2 j^2,$$

или

$$x = v j \sqrt{\frac{a}{g}} \quad (53)$$

Приведем числовой пример. Предположим, что $v = 30$ м/сек (108 км/час) и что j будет равно 0,01 при $a = 0,05$. Получим:

$$x = 30 \times 0,01 \sqrt{\frac{0,05}{9,81}} = 0,02 \text{ м,}$$

или в данном случае $\frac{2}{5}$ статического прогиба.

Теперь вычислим пропорциональное изменение сжатия рессор, происходящего по этой причине. Оно будет выражено так:

$$\frac{x}{a} = \frac{vj}{a} \sqrt{\frac{a}{g}} = \frac{vj}{\sqrt{ag}} \quad (54)$$

Итак, это пропорциональное сжатие рессор обратно пропорционально корню квадратному из a , что также доказывает преимущество гибких рессор.

Мы только что изучили случай ровного пути, следующего непосредственно за подъемом. Если же уклон j' будет следовать за подъемом j , то эффект колебаний даст пропорциональное изменение сжатия рессор, равное:

$$D'' = \frac{v(j+j')}{\sqrt{ag}}. \quad (55)$$

с) *Другой вид вертикального колебания, происходящего от той же причины.* Если подъем резко следует тотчас после уклона, то предшествующая формула приложима. Но здесь получается перегрузка рессор. Опасность состоит не в том, что мы слишком разрузим колеса, а в том, что можно перейти предел „допустимого прогиба“, какой имеется в запасе на рессорах в вид колебаний; другими словами, необходимо, чтобы запасы на прогиб различных рессор были достаточны, чтобы ни одна из рессор не могла в случаях, подобных этому, дойти до того предела.

Мы нашли, что $x = 0,02$ м при переходе с подъема на ровный путь; x будет равен 0,04, если подъем будет резко следовать тотчас за спуском под уклон.

Но все эти различные формулы предполагают очень короткий вагон или паровоз. Если же дело идет например о паровозе тихоокеанского типа (Pacific), то тележка его имеет задачей дать мгновенно вращение паровозу вокруг горизонтальной оси.

От этого происходит, что запас гибкости рессор у тележек при длинных паровозах должен быть весьма значительным, если мы хотим, чтобы паровоз в данном случае вел себя исправно.

Исследование формулы (53) показывает, что x пропорционален корню квадратному из a , т. е. из статического прогиба. Стало быть, если мы поставим очень гибкие рессоры на паровозной тележке, то необходимо придать им в запас гибкости *несколько большую*, чем обыкновенно.

Но такой огромный дефект пути никогда не встречается на линиях с большими скоростями, где всегда имеются очень мягкие и плавные сопряжения уклонов, как мы уже видели выше.

Это явление является единственным возражением, какое можно сделать против применения слишком гибких рессор на паровозных тележках, и мы только что видели, что это возражение не имеет большого значения. Но для автомобилей дело будет иное; им часто приходится переѣзжать через неожиданные, резкие и подчас довольно высокие препятствия, представляющие собою настоящие резкие изменения путевого профиля. Все предыдущее объясняет, почему мы принуждены ставить в автомобилях довольно жесткие передние рессоры. Но есть еще и другая причина для этого, а именно то, что автомобили не имеют буксовых лап, поэтому слишком гибкие передние рессоры придали бы слишком много боковой эластичности передней оси относительно подвешенного кузова: стало быть, здесь перед нами совершенно иной случай, чем с паровозом.

§ 28. Двойное и многократное подвешивание. Надо различать два случая.

а) *Случай рессор между рамой и кузовом.* В этом случае мы имеем вторую подвешенную на рессорах систему; рессоры при этом бывают обычно спираль-

ные. Этой старинной системы подвешивания следует избегать: если рессоры не имеют трения, то возникают колебания с резонансом между рамой и кузовом.

Этот случай отличается от следующего далее тем, что рама, разделяющая собою оба рода рессор, обладает собственной массой, которой нельзя пренебрегать и которая позволяет кузову иметь колебания, различные от колебаний листовых рессор.

в) Случай различных рессор, поставленных рядом. Обычно с очень давнего времени ставят например спиральные рессоры по концам листовых рессор, или ставят три рода рессор под тележечные вагоны, а именно двойные или эллиптические листовые рессоры, рессоры листовые и рессоры спиральные (системы Timmis).

Мы изучили колебания во всех этих различных случаях, принимая во внимание, что рессоры Тиммиса не имеют трения, что стремится изменить наше условие сходимости колебаний.

Результаты наших исследований в общем оказались таковы ¹.

Для сохранения условий сходимости колебаний можно применить нашу формулу, взявши для f среднюю величину пропорциональных трений различных листовых рессор; но при этом при общем вычислении величины a совершенно не нужно принимать в расчет часть, относящуюся к рессорам Тиммиса (без трения).

Эти заключения применимы только к случаю, когда спиральные рессоры дают только четверть или самое большее половину общего статического прогиба. Если же им придать большее значение, то следует прибегнуть к нашей динамико-графической эпюре; при этом мы в точности увидим происходящую здесь картину.¹

Это соединение рессор без трения с рессорами, обладающими трением, оказывается отличным средством для уменьшения трений, когда они оказываются значительно выше того уровня, который необходим для избежания резонанса колебаний.

§ 29. Разные замечания. Говоря вообще, спиральные рессоры, если их ход происходит без трения, должны быть применены в умеренном количестве. Но эти спиральные рессоры при равной эластичности оказываются в два или в три раза легче листовых и значительно менее громоздки.

В шестой части мы увидим, насколько оказывается возможным в некоторых случаях употреблять исключительно одни рессоры без трения.

Спиральные рессоры, снабженные замедлителями, как у автомобилей, дающие добавочное трение твердых тел (без жидких компрессоров), быть может также окажутся в состоянии принести пользу для специальных случаев.

ГЛАВА V

Общие заключения о пути и о подвижном составе

Мы не станем здесь повторять многочисленных практических выводов уже данных нами выше вслед за каждой формулой.

Но из всех этих результатов можно вывести следующее:

§ 30. Общие заключения о пути и о подвижном составе. Основной характер большей части наших формул состоит в том, что они дают соотношение между различными элементами пути и подвижного состава. По нашему мнению, было бы несправедливо рассматривать вопросы пути порознь от подвижного состава, так как предстоит решить единую задачу о железной дороге вообще.

Таким образом наша формула $h < 4fa$, соединенная с формулой рессорного трения, дает соотношение, которое должно существовать между периодическими нарушениями уровня пути со статическим прогибом рессор и пропорциональным трением последних для того, чтобы колебания оказались сходящи-

¹ См. приложение X.

мися. Формула уже сама в себе содержит выводы, и едва ли даже нужно указывать, что h пропорционально a или f , или что, если удвоить a , то можно вдвое уменьшить f и т. д.

Наша формула, дающая амплитуду колебаний в пространстве, $A < 2h$ — такого же рода.

Формула $D = \Delta < \frac{h}{a} + 2f$ также есть формула соотношения между пропорциональным изменением сжатия рессор, периодическим нарушением уровня пути h , статическим прогибом a и пропорциональным трением рессор. Далее, мы видим, что будет выгодно, чтобы f было достаточно велико для удовлетворения формулы $h < 4fa$, однако же не излишне велико, иначе мы бесполезно увеличим D . Далее увидим, что слишком большое трение сильно вредит спокойствию хода. Увидим также, что чем больше будет h , т. е. чем хуже будет путь, тем нужнее, чтобы статический прогиб a был достаточно велик, — иначе D и Δ окажутся слишком значительными.

Формулы несимметричных колебаний суть также формулы, определяющие соотношение между величиной периодических неровностей пути и различными элементами подвижного состава. Эти формулы могут быть истолкованы как предварительные и несущие в себе известное количество практических выводов. Так например они показывают, что при периодической неровности пути амплитуда колебаний в пространстве и величина пропорционального изменения сжатия рессор быстро возрастают с уменьшением величины выражения $m^2 - ap$. Формула ведет к определению „опасного статического прогиба“, и т. д. Формулы, относящиеся к резкой перемене в профиле пути, суть также формулы соотношений между элементами пути и элементами подвижного состава; они дают величину, какую надлежит придать статическому прогибу рессор, чтобы не оказалась превзойденной заданная величина пропорционального изменения сжатия рессор при данном профиле пути.

§ 31. Влияние скорости. В большей части вышеприведенных задач влияние скорости, как мы уже говорили, равно нулю; однако нужно помнить об указанных нами исключениях из этого правила. Это основной вывод, получающийся из наших теорий. Он был проверен экспериментально на различных опытах, рассмотренных в восьмой части, а также на опытах, сделанных в Берлине и Цоссене, при скорости в 210 км/час (см. 8-ю часть). Интересно отметить, что при больших скоростях колеса едва успевают спуститься в углубление пути; в таком случае кузов остается почти неподвижным в вертикальном направлении, даже если вагон имеет только две или три оси; поэтому формула (17) применима также и здесь.

Между тем остается вне всякого сомнения, что путь при больших скоростях поездов изнашивается гораздо скорее, чем при малых. Большие скорости приводят к новому виду колебаний, которые мы еще встретим далее, а именно к колебаниям на закруглениях пути; к колебаниям, причиняемым самим подвижным составом, и к воздействиям инерции колес на рельсы; все эти колебания пропорциональны квадрату скорости.

§ 32. Заключение о пути. Здесь мы только напомним выводы, сделанные раньше относительно пути.

Необходимо усиливать и укреплять путь по мере того как подвижной состав становится тяжелее. В Соединенных штатах нередко употребляют рельсы весом 64 кг/пог. м.

Шпалы необходимо класть около стыков, ближе одна к другой, чем на остальной длине рельса.

Следует окончательно вывести из употребления путь с чередующимися стыками, в особенности такой, где стык одной рельсовой линии приходится против середины противоположного рельса.

Необходим внимательный надзор за шпалами, чтобы не было качающихся шпал, которые особенно опасны при вагонах с высоко лежащим центром тяжести и с очень гибкими рессорами.

Необходимо плавное сопряжение уклонов профиля пути.

Мы не будем особенно останавливаться на этих выводах, которые уже давно общеизвестны из практики.

§ 33. Заключение о подвижном составе. Наоборот, относительно подвижного состава мы дали совершенно новые выводы и, по нашему мнению, очень важные.

Прежде всего обращаем внимание на наше условие сходимости колебаний и на трение листовых рессор. Именно незнание этого условия сходимости не давало до настоящего времени возможности ясно разобраться в вопросе о колебаниях, происходящих от неровностей пути. Это условие всегда оказывается выполненным, за очень редкими исключениями некоторых тендеров, товарных вагонов и порожних пассажирских вагонов. Но, с другой стороны, мы показали, что если трение рессорных листов будет слишком велико, то оно значительно увеличит пропорциональное изменение сжатия рессор, происходящее от неровностей пути, что является серьезным неудобством; сверх того это вредит спокойствию движения, как мы увидим в шестой части.

Потом мы показали, что для двухосного вагона амплитуда колебаний подвешенного в прострае кузова, измеренная над наиболее колеблющимися рессорами, *не зависит от гибкости рессор*, если выполнено условие сходимости колебаний.

Далее мы показали, что *максимальное пропорциональное изменение сжатия рессор приблизительно обратно пропорционально статическому прогибу рессор* для путей с совпадающими стыками и без несимметричных нарушений ровности пути.

Общий вывод из всего этого будет тот, что с точки зрения колебаний, происходящих от неровностей пути, выгодно ставить на подвижном составе рессоры сколь возможно более гибкие, не переходя однако пределов, о которых мы еще будем говорить при изучении вопроса о закруглениях пути.

Это заключение о статическом прогибе передних рессор кажется очень простым после изучения наших теорий; оно подтверждено изучением результатов многочисленных опытов, сделанных в данном направлении. Однако эти опыты никогда ранее не были объяснены, и мы должны сказать, что еще очень многие железнодорожные инженеры имеют об этом предмете понятия, совершенно противоположные изложенному выше. Часто все еще утверждают, будто выгодно ставить спереди паровоза очень жесткие рессоры с целью избежать галопирующего колебания и происходящей от него разгрузки колес. Действительность говорит как раз противоположное. С такими паровозами, у которых статический прогиб передних рессор едва достигает 0,025 м, может случиться полная разгрузка передних колес при дурном пути, а сделанные в этом смысле опыты, о которых мы еще упомянем в восьмой части, с очевидностью подтверждают сказанное.

Напоминаем, что мы придаем особое значение следующим нашим воззрениям и формулам:

- 1) формула центра колебаний (§ 20 и приложение XV),
- 2) длительность колебаний боковой качки (§ 20),
- 3) опасный статический прогиб (§ 20).

При решении задач о подвижном составе главное достоинство вышеприведенных формул сводится к тому, что они дают возможность вычислить нижепоименованные элементы в функции путевых данных:

1) *Статический прогиб рессор.*

2) *Запас изгиба рессор*, т. е. возможный прогиб рессоры от ее статической нагрузки до точки, когда рессора достигает упора. Этот последний элемент легко вычислить, потому что мы знаем максимальную амплитуду колебаний кузова относительно колес; при этом вычислении нужно также брать в расчет влияние закруглений пути, как мы увидим далее.

3) *Пропорциональное трение*, наиболее подходящее для рессор. Мы знаем, что его можно изменять по желанию в довольно широких пределах, соответственно расположением рессорных листов, их числу, длине, ширине и толщине.

Но все эти различные элементы нельзя вычислить окончательно иначе, как после изучения *всех* колебаний; это мы сделаем в седьмой части.

Наконец нужно твердо помнить, что условие сходимости $h \leq 4fa$ вполне соответствует практической действительности для случаев двухосных вагонов. Но эта формула будет *преувеличенно требовательна* для случая многих осей, как мы показали в § 13 и в приложении XII.

Мы определили это условие сходимости при многочисленных осях во всех случаях посредством наших диаграмм графической динамики; но ничто не доказывает, что именно эти выбранные случаи суть наиболее невыгодные из всех.

• В случае многих осей можно утверждать, что формула $h < 4fa$ приложима à priori. Повидимому можно также утверждать, что на практике, в случае многочисленных осей, условие сходимости будет $h \leq Lfa$, где L — коэффициент, который возрастает от 4 до бесконечности, когда количество осей будет возрастать от 3 до бесконечно большого числа. Другими словами, можно удовлетворяться тем меньшей величиной f , чем число осей будет больше.

Однако не следует придавать этому замечанию слишком непреложного теоретического характера. Действительно, если паровоз со многими осями будет такого рода, что расстояние между всеми соседними его осями будет равно длине рельса, то такой паровоз будет колебаться так, как будто у него одна только ось.

Возьмем теперь случай обыкновенного паровоза со многими осями, предполагая, что длина рельсов будет очень большая сравнительно с общей колесной базой паровоза; тогда паровоз опять будет колебаться так, как будто у него одна только ось. В этих двух случаях условие сходимости будет $h < L$, где L будет равна 2 для теоретических прямоугольных неровностей пути и приблизительно 4 в случае действительных, встречающихся на практике, неровностей. Оба эти случая не могут существовать на практике при нынешних путях.

Все эти замечания относятся лишь к условиям сходимости колебаний, происходящих от неровностей пути. Но пропорциональное изменение сжатия рессор остается то же самое, и оно дано формулой (17), каково бы ни было количество осей.

В первой части мы вывели три нижеследующие формулы, соответствующие наиболее часто встречающемуся случаю совпадающих рельсовых стыков.

1) Формула (7):

$$f = 2 \varphi (n-1) \frac{c}{l}$$

для пропорционального трения листовых рессор.

2) Формула (14)

$$h < Lfa,$$

которую можно преобразовать в такую форму:

$$f > \frac{h}{La}$$

(где h — периодическое нарушение уровня пути на стыках, a — статический прогиб и f — пропорциональное трение рессор). L есть числовой коэффициент, который равен в точности 2 для теоретического случая прямоугольных неровностей пути, и приблизительно равен 4 в обычном практическом случае; затем этот коэффициент быстро возрастает по мере увеличения длины паровоза или вагона и числа осей сверх двух.

3) Формула (17):

$$D \leq \frac{h}{a} + f \left(1 \pm \frac{h}{a} \right),$$

которая дает максимальное пропорциональное измерение нагрузки рессор при вертикальных колебаниях (плюс для перегруза и минус для разгрузки). Эта формула независима от длины единицы подвижного состава и от количества осей; величина D та же самая, как в случае бесконечно большого числа осей, так и в случае только двух осей.

Две последние формулы содержат в себе элементы пути в соединении с элементами подвижного состава. Вторая из этих формул показывает выгод-

ность трений для воспрепятствования резонансам, а третья показывает неудобство этих трений, вредящих спокойному движению, а равно и безопасности с точки зрения схода с рельсов. Вывод из обеих последних формул будет тот, что трение f должно быть насколько возможно малым и в то же время оставаться настолько большим, чтобы было выполнено условие $f > \frac{h}{La}$.

Для случая двух осей удобно принять $L = 4$ и сохранять это условие за исключением довольно редких случаев, когда резонанс по различным причинам оказывается невозможным. Вообще же нужно ограничиться для случая двух осей применением листовых рессор, при которых данное условие почти всегда оказывается выполненным.

Но по мере того как увеличивается длина паровоза или вагона и количество осей, коэффициент L быстро возрастает, так что условие $f > \frac{h}{La}$ становится все менее и менее необходимым. Тогда можно выгодно соединить рессоры без трения (спиральные) с рессорами листовыми.

Можно даже употреблять и одни только рессоры без трения в тех случаях, когда резонанс заведомо невозможен; эти случаи становятся все более и более многочисленными, по мере того как увеличивается длина паровоза и количество осей. Само собою понятно, что спокойствие движения улучшается вместе с увеличением числа осей.

Приведенные выше три формулы независимы от скорости. Две последние приложимы к критической скорости и à priori к остальным скоростям. Этот последний вывод очень важен для уточнения условий устойчивости подвижного состава, если мы значительно превысим существующие ныне предельные скорости.

Однако необходимо сделать важное ограничение для этого вывода. В четвертой части мы увидим, что при очень больших скоростях, например выше 130 км/час, инерция колес и осей, которые не подвешены, сообщает каждому рельсовому стыку удар, пропорциональный квадрату скорости; этот удар увеличивает вообще величину h ; из этого вытекает, хотя и косвенно, что две последние формулы дают результаты все более и более неблагоприятные, по мере того как скорость возрастает. Когда будут достигнуты большие скорости, то придется придать путям большую прочность и в то же время сохранить в них некоторую эластичность.

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

ТЕОРИЯ КОЛЕБАНИЙ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА НА КРИВЫХ, ПРИ ВХОДЕ НА КРИВУЮ И ПРИ СХОДЕ С НЕЕ

ГЛАВА I

История и предварительные сведения

§ 34. История. Колебания единиц подвижного состава на своих рессорах при входе на кривую и при сходе с нее, насколько известно, не были предметом изучения до настоящего времени.

Но, как мы укажем ниже, издавна применялись переходные кривые в горизонтальной трассе железных дорог специально для уменьшения этих опасных колебаний. Приведем краткую историческую справку по вопросу переходных кривых.

Будем называть *возвышением пути* (surhaussement) в данной точке высоту наружного рельса по отношению к внутреннему или тангенс угла с горизонталью (угол наклона), который делает прямая, расположенная на рельсах нормально к оси пути.

Возвышение пути, соответствующее центробежной силе, определяется из условия, что тангенс угла должен быть равен $\frac{\Phi}{P}$ (Φ — центробежная сила, P — вес поковки), так как при этом равнодействующая Φ и P нормальна к пути.

Если это условие в кривой постоянного радиуса и при постоянной скорости выполнено, рессоры правой и левой стороны останутся одинаково нагруженными, а давления колес на рельсы — равными с обеих сторон.

Но как дать мгновенное возвышение рельса соответственно упомянутому условию, если прямая резко переходит в кривую, — ведь возвышение наружного рельса придется начинать до кривой постепенно, еще на прямой, где возвышение не нужно и даже вредно?

Во избежание этого неудобства в Германии Вейсбах в 1863 г., а во Франции Шаве (Chavés) в 1865 г. придумали горизонтальные смягчающие кривые, научное обоснование которым дал Нордлинг (Nordling) в „Annales des Ponts et Chaussées“ в 1867 г.

Нордлинг дает наружному рельсу равномерный уклон еще до кривой, заменяя часть прямой — вставкой *смягчающей* кривой, обладающей тем свойством, что при данной скорости кривизна этой вставки меняется: в каждой ее точке тангенс угла наклона всегда равен $\frac{\Phi}{P}$. При этом условии ясно, что равнодействующая центробежной силы и веса будет нормальна во всех точках. Нордлинг определил, что такому условию удовлетворяет параболическая кривая 3-го порядка (так называемая полукубическая парабола).

Соответственно максимальным скоростям того времени в 60 — 70 км/час возвышение наружного рельса, по Нордлингу, определялось в 0,002 (см. § 71).

После Нордлинга по тому же вопросу вышли интересные работы: Галлад (Hallade) усовершенствовал смягчающие кривые, придав концам их более плавный переход („Revue Générale des chemins de fer“, апрель 1908 г., апрель 1910 г.), Фор (Fort) ввел упрощения в расчет смягчающих кривых („Revue Generale“, март 1903 г.), Декуб (Descubes) дал замечательную работу по этому вопросу в „Revue Generale“. (Июнь 1922 г.)

§ 35. Предварительные сведения. Смягчающие кривые Нордлинга дают равнодействующую центробежной силы и веса, всегда нормальную к пути.

Чтобы это условие выполнить при современных скоростях (до 120 км/час), нужно давать, при очень малых радиусах кривых, возвышения до 30 см, что весьма неудобно для товарных поездов (при этих малых скоростях).

Поэтому даже для скоростей 120 км/час и при кривых с радиусами 600–800 м приходится ограничивать максимальные возвышения 100—150 мм, не более 200 мм в случае очень коротких или сопряженных единиц.

Как бы то ни было, при очень больших скоростях условие Нордлинга выполнимо лишь частично. Благодаря этому, даже при смягчающих параболических вставках, на кривых получают колебания повозок, в особенности при входе на кривую и при выходе с нее.

Изучение этих колебаний и составляет предмет настоящей части. Будут рассмотрены:

1) колебания боковой качки на кривых при входе и выходе на извилистых (sinueuses) путях;

2) колебания виляния при входе на кривую и при выходе с нее, а также на извилистых путях;

3) колебания, получаемые на стрелках и пр.

Во всех этих случаях, как всегда, мы найдем максимальные значения сжатия рессор и максимальное боковое давление колес на рельсы — с точки зрения возможности схода с рельсов.

Предварительно дадим общее описание типов тележек и бисселей, служащих для облегчения прохода кривых.

ГЛАВА II

Общее описание тележек и бисселей

§ 36. Тележки паровозов. Хотя эти тележки общеизвестны, все же напомним принципы, на которых они построены. Рисунки, помещенные ниже, представляют собой только схемы.

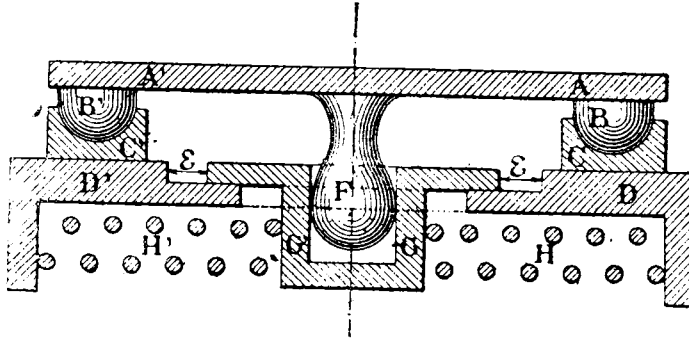
а) Тележки старых типов. Отметим только, что в этом случае верхнее строение опирается на тележку посредством двух больших дисков с центральным шкворнем; в большинстве тележки не имеют бокового перемещения (старые паровозы вообще короткие).

б) Тележки со сферическими боковыми опорами. Эти тележки носят название „эльзасских“, весьма распространены и представляют отличную конструкцию. Фиг. 17 дает представление о соединении тележки с верхним строением паровоза. Котел AA' двумя полушариями BB' опирается в гнезда CC' , которые могут скользить во всех направлениях на горизонтальных плоскостях верхней части рамы тележки DD' . Оси тележки связаны с рамой ее DD' (фиг. 18) четырьмя рессорами независимого подвешивания, по одной на колесо. С другой стороны, головка F (с боков сферическая), составляющая одно целое с AA' , входит в гнездо GG' , не имея однако опоры снизу. Далее гнездо GG' может иметь боковые перемещения в обе стороны с игрой ε в 40—60 мм.

Наконец две рессоры H и H' , спиральные или листовые, служат для возвращения системы в среднее положение. Эти рессоры, сопряженные или нет, имеют начальное натяжение (tension initiale). Боковое сопротивление этих рессор около 3000 кг (в среднем положении игра $\varepsilon = 0$).

Как видно, эта система может позволить следующие движения:

- 1) вращение всей тележки около центрального шкворня F со скольжением гнезд C и C' перпендикулярно к плоскости (фиг. 17),
 - 2) боковые перемещения тележки со скольжением гнезд C и C' в том же направлении,
 - 3) вращение всей тележки около горизонтальной оси, проходящей через центры полушарий B и B' и перпендикулярной к направлению рельсов (фиг. 17).
- Благодаря последнему вращению вся тележка может свободно проходить случайные препятствия на рельсах почти так же, как если бы рессоры тележки были сопряжены продольными балансирами.



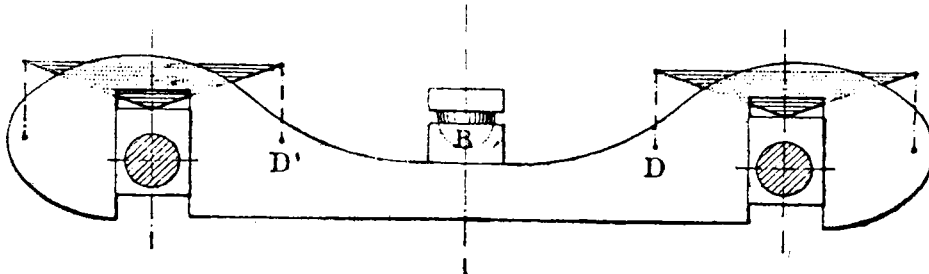
Фиг. 17.

Гнезда C и C' должны быть хорошо смазаны по своим трущимся поверхностям, чтобы тележка не могла заклинить и тем самым вызвать увеличенное боковое давление первой колесной пары тележки на рельс.

Важно отдать себе отчет, по какому закону изменяется сопротивление боковому перемещению тележки в зависимости от величины последнего:

- AB — тележка с боковыми сферическими опорами,
- EF — " с сферической опорой,
- CD — " с подвесками.

Этот закон представляется кривыми фиг. 19, где абсциссы — величины боковых перемещений, а ординаты — сопротивление боковым перемещениям.



Фиг. 18.

Как мы уже сказали, рессоры имеют натяжение (полное) 3000 кг в начале игры и 5000 кг в конце этой игры ($v = 0$). Кроме того необходимо преодолеть трение гнезд C и C' на смазанных поверхностях. Если тележка несет груз 15000 кг , коэффициент трения примем в $0,10$, то получим добавочное сопротивление в $15000 \cdot 0,10 = 1500 \text{ кг}$.

Таким образом общее сопротивление боковому перемещению будет $3000 + 1500 = 4500 \text{ кг}$ при $v = \text{max}$ и $5000 + 1500 = 6500 \text{ кг}$ при $v = 0$. Закон изменения представлен на фиг. 19 прямой AB . Тележка эльзасского типа оказывает достаточно большое сопротивление как боковому перемещению, так и вращению, и имеет большое распространение. Подвесные рессоры зачастую имеют статический прогиб не больше 35 мм , что не представляет опасности в смысле

схода благодаря наличию боковых сферических опор, играющих роль балансира между осями. Для большей безопасности в последнее время статический прогиб рессор стали делать в 50 мм.

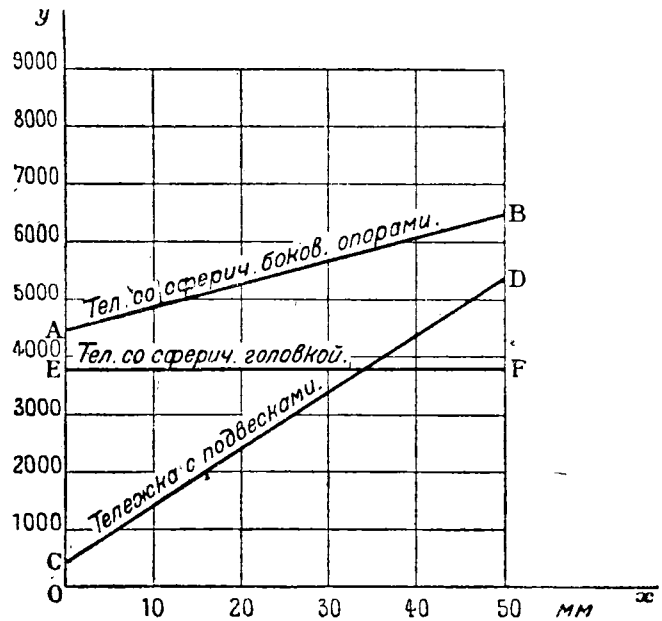
с) *Тележка Адамса.* Тележка этой системы распространена в Англии. Она, как и тележка эльзасского типа, имеет рессоры для бокового перемещения и трение в скользунах; отличие заключается в том, что боковые опоры ее — плоские, а распределение нагрузок между двумя осями достигается балансирами.

д) *Тележка с простыми подвесками.* Эта тележка американского типа. Подвески одновременно служат для уменьшения и сопротивления боковому перемещению и вращению тележки. Фиг. 20 дает понятие о соединении низа котла с рамой тележки.

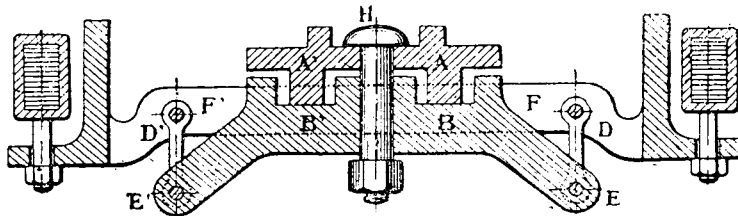
Передняя часть паровоза AA' опирается небольшой плоской кольцевой поверхностью на подвижную поперечину BB' , подвешенную на вертикальных подвесках DE , $D'E'$ к поперечине FF' главной рамы тележки. Болт H — шкворень — служит соединением, допускающим вращение тележки.

В тележке этой системы возможны следующие перемещения:

- 1) вращение тележки с значительно меньшим сопротивлением, чем в тележке эльзасского типа, благодаря меньшему пути, проходимому силой трения при вращении,
- 2) боковое перемещение, облегчаемое игрой подвесок,
- 3) благодаря тому, что болт H прижат лишь слегка, часть AA' может получить небольшой поперечный наклон по отношению к части BB' и наоборот.



Фиг. 19.



Фиг. 20.

рот; эта особенность системы как бы придает ей свойства поперечных балансиров и кроме того позволяет получить в паровозе то, что называется „подвешиванием в трех точках“.

4) наконец в этой системе имеются только две рессоры, расположенные между осями и исполняющие роль продольных балансиров (фиг. 20).

Таким образом эта система обладает свойствами, как если бы она была снабжена сопряженными продольными и поперечными балансирами. Закон изменения сопротивления поперечному перемещению тележки представлен на фиг. 19 (прямая CD).

Если P — нагрузка на тележку, то сопротивление равно $P \operatorname{tg} \alpha$, где α — угол подвесок с вертикалью. Длина подвесок около 0,15 м. Если поперечная игра $\varepsilon = 0,05$ м, то

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{0,05}{0,15} = \frac{1}{3} \text{ (max.)}$$

Таким образом сопротивление боковому перемещению в связи с нагрузкой $\frac{15\,000}{3} = 5\,000$ кг, где $15\,000$ кг = P .

Остается определить боковое давление от трения в осях подвесок. Последние имеют диаметр около 0,05 м, так что путь, проходимый силой трения, равен $\frac{0,025 \text{ м}}{0,150 \text{ м}}$ или $\frac{1}{6}$ пути, проходимого рамой тележки при своем боковом перемещении. Так как имеется 2 системы осей (вверху и внизу), то путь силы трения удваивается.

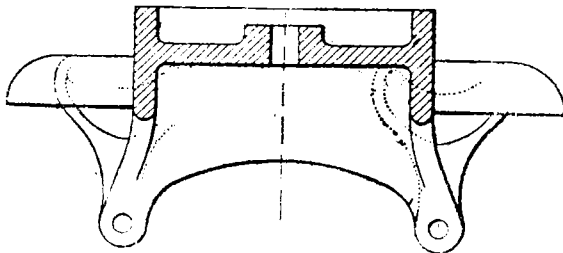
При $P = 15\,000$ кг сопротивление боковому перемещению от сил трения равно

$$15\,000 \cdot 0,10 \cdot \frac{1}{3} = 500 \text{ кг.}$$

Таким образом вначале полное сопротивление боковому перемещению равно $0 + 500 = 500$ кг, а в конце ($\varepsilon = 0$) $5\,000 + 500 = 5\,500$ кг (см. прямую CD на фиг. 19).

Тележка американской системы представляет незначительное сопротивление вращению, а сопротивление боковому перемещению, незначительное вначале, становится потом достаточно большим.

е) *Тележки с двойными подвесками.* В САСШ очень распространена другая система с подвесками (фиг. 21). Она отличается от предыдущей тем, что ось



Фиг. 21.

заменена двумя осями. Эта система дает значительное сопротивление боковому перемещению уже вначале (как и тележка эльзасского типа), что имеет большое значение.

Фиг. 22 дает аналогичную конструкцию; вместо подвесок здесь — перевернутые сердца или призмы. Сопротивление боковому перемещению при этой конструкции — постоянное, особого значения это не имеет.

г) *Тележки со сферической головкой.* В этой системе (фиг. 23)

строение AA' котла соединено с шаровой головкой B , которая опирается в гнездо CC' ; последнее опирается на раму тележки посредством наклонных плоскостей. На рисунке сплошной чертой изображена наклонная плоскость для бокового перемещения вправо, пунктирной — влево. Эта система в том виде, как она принята компанией P. L. M., может иметь следующие движения:

1) вращение тележки около вертикальной оси, проходящей через центр шаровой головки,

2) вращение около горизонтальной оси, перпендикулярной к рельсам и проходящей через центр шаровой головки, что играет роль продольных балансиров между осями тележки,

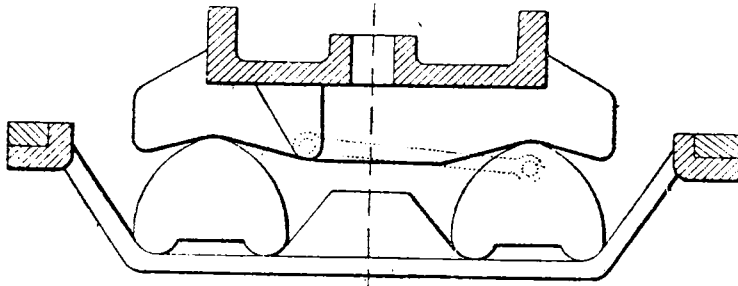
3) вращение около оси, параллельной рельсам и проходящей через центр шаровой головки, что играет роль поперечных балансиров.

Закон изменения сопротивления боковому перемещению таков.

Наклонная плоскость имеет тангенс угла наклона, равный 0,15, что дает сопротивление от веса $15\,000 \cdot 0,15 = 2\,250$ кг; к этому прибавляется сопротивление от трения $15\,000 \cdot 0,10 = 1\,500$ кг; таким образом полное сопротивление равно $2\,250 + 1\,500 = 3\,750$ кг. Оно — постоянно; на фиг. 19 изображено прямой EF

В тележке Р. Л. М. нагрузка передается при посредстве листовых рессор, составляющих балансиры (фиг. 24).

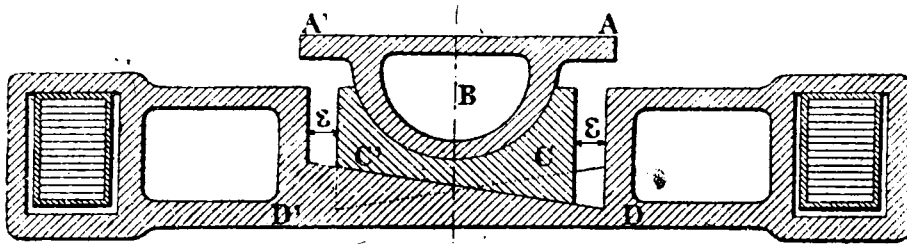
В этой тележке сверх того имеется устройство, которое представляет легкое сопротивление вращению посредством наклонной плоскости в виде спи-



Фиг. 22.

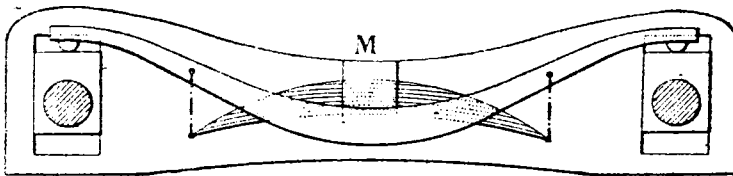
рали. Это устройство, не показанное на рисунке, заменяет собой возвращающий прибор в других конструкциях.

В Бельгии и в Скандинавских странах очень распространена система тележки со сферической тягой и простыми или двухосными подвесками.



Фиг. 23.

При этих различных системах тележек очень важно, чтобы какие-нибудь случайные упоры не помешали обоим колесам одной стороны иметь одновременное и свободное соприкосновение с рельсом—в кривых или при вилянии, даже при крайнем боковом перемещении тележки. В противном случае могут получиться вредные движения виляния на прямой или сходы на кривых.



Фиг. 24.

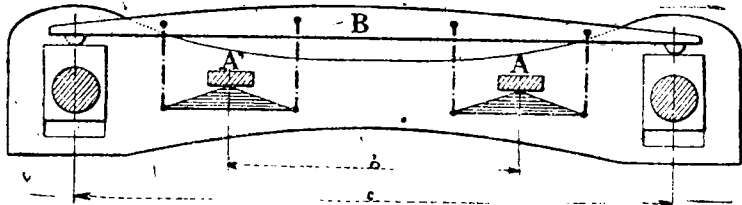
Здесь мы говорим не о центральных упорах, которые ограничивают боковое перемещение тележки или ход рессор возвращающего прибора.

Случайные упоры, о которых мы говорили выше, могут быть в трех случаях:

1. Когда слишком заторможенные обе оси тележки препятствуют последней получить необходимое боковое перемещение; очевидно, в этом случае возможен сход на кривой малого радиуса.

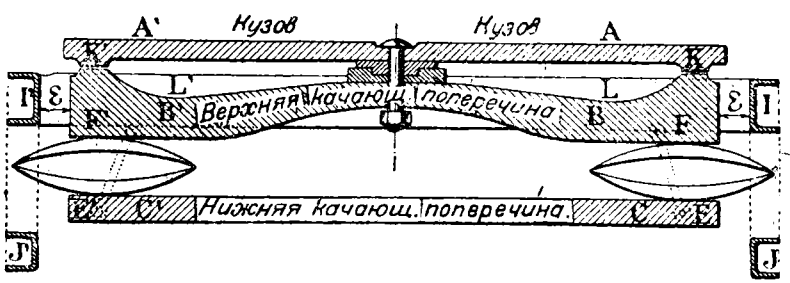
2. Когда только один гребень бандажа передней оси тележки соприкасается с рельсом. В этом случае тележка теряет свои преимущества: боковое усилие на рельс не разделяется между двумя осями, угол набегания положителен и значителен. Все это облегчает возможность схода.

3. Когда только один гребень бандажа задней оси тележки соприкасается с рельсом. С точки зрения схода с рельсов этот случай менее опасен, так как угол набегания здесь отрицательный, но он вызывает неудобство при вильянии на прямой: после бокового удара от рельсов тележка отбрасывается в обратном направлении, что увеличивает вильяние или вызывает его, если его не было.



Фиг. 25.

Таким образом мы видим, что надо заботиться, чтобы ничто не мешало тележке исполнять свои функции; от этого могут быть и бывали серьезные последствия. Необходимо не только при проектировании, но и при приемке пар-

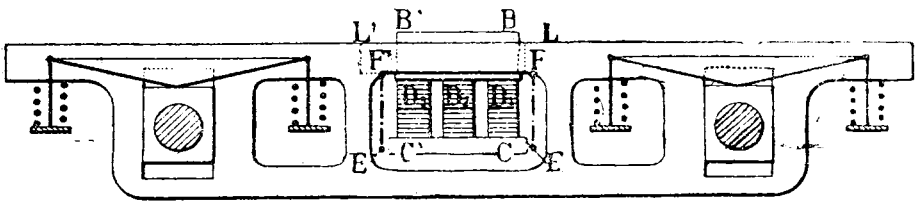


Фиг. 26.

возов не допускать никаких недостатков в этом направлении, так как здесь даже 2—3 мм могут иметь большое значение.

Сравнение тележек различных систем будет сделано дальше в § 129.

В описанных трех системах тележек иногда употребляют другое расположение рессор для передачи нагрузки от тележки осям (фиг. 25): нагрузка от



Фиг. 27.

частей А и А', составляющих одно целое с рамой тележки, передается листовым рессорам, от них — коромыслу В, от последнего на буксовые коробки. В Англии применяют аналогичное устройство со спиральными рессорами (фиг. 28).

Дальше мы увидим, что коромысло В только частично выполняет роль продольного балансира, так как здесь не одна рессора, соединенная со серединой коромысла.

По формулам (27) и (28) легко определить относительное изменение давления колес на рельс А, когда переднее колесо преодолевает случайное препятствие.

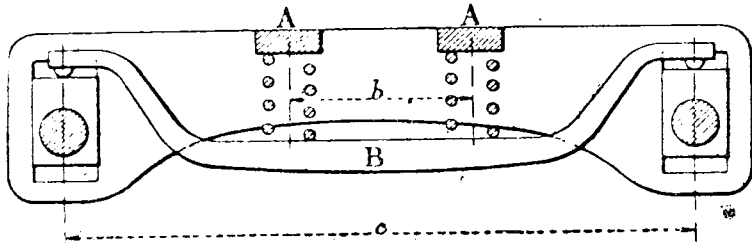
Изменив обозначения и назвав b —расстояние между рессорам и c —между осями, получим:

$$\Delta_1 = \frac{h}{a} \cdot \frac{b^2 + c^2}{2c^2} \text{ (переднее колесо),}$$

$$\Delta_2 = \frac{h}{a} \cdot \frac{b^2 - c^2}{2c^2} \text{ (заднее колесо);}$$

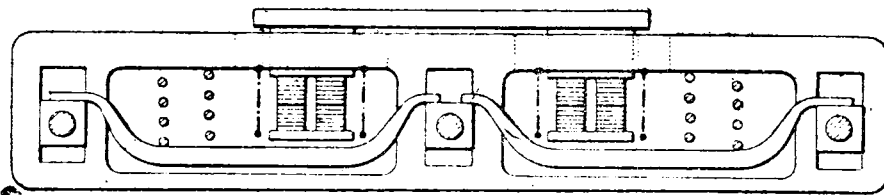
a —статический прогиб рессор.

Это расположение дает значение Δ большее, чем для фиг. 21 и 24. Мы не советуем придавать тележкам одни рессоры без трения, за исключением очень длинных паровозов. Хорошие результаты получаются от соединения рессор с трением с рессорами без такового.



Фиг. 28.

§ 37. **Тележки вагонов.** Тележки американских вагонов соединены с главной рамой так: кузов AA' (фиг. 26) опирается на верхнюю качающуюся поперечину BB' тележки посредством гнезда со шкворнем, поперечина B —на нижнюю поперечину CC' посредством шести рессор D_1, D_2, D_3 (три справа, три слева—фиг. 27). Наконеч поперечина CC' подвешивается на тягах EF и $E'F'$ к шарнирам F и F' поперечин LL' (фиг. 26 и 27). Эти последние жестко соединены с рамой LL' и служат одновременно для направления верхней поперечины при ее качаниях относительно рамы тележки — в направлении движения поезда, что очень важно



Фиг. 29.

например при торможении. Рамы LL' тележки имеют обыкновенное тройное подвешивание с помощью листовых рессор и рессор Тиммиса (фиг. 27). Можно видеть, что кузов подвешен к тележке наподобие „гамака“. При малых поперечных колебаниях кузова качается около оси, параллельной рельсам и проходящей через точку пересечения осей наклонных подвесок EF и $E'F'$ почти на высоте потолка кузова. С каждой стороны имеется игра в 4—5 мм, которая в этих пределах допускает поперечные колебания около упомянутой оси.

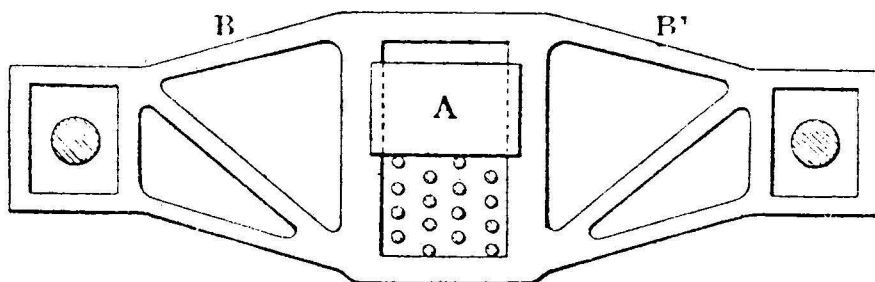
Но как только величина ε превзойдена, кузов перестает качаться около верхней оси и участвует только в обыкновенной поперечной качке, как в повсзках без тележек, в условиях, которые будут изучены в дальнейшем.

При своем вращении на шкворне поперечина A опирается боковыми скользунами KK' .

Важно отметить, что благодаря большой длине подвесок, несмотря на их наклон, такая система не оказывает никакого *начального упругого сопротивления* поперечному перемещению по сравнению с тележками паровозов, имеющих ша-

ровые опоры. Так как здесь подвески наклонные, а не вертикальные, как в паровой тележке, боковое перемещение будет en hatas, а не просто горизонтальным параллельным перемещением.

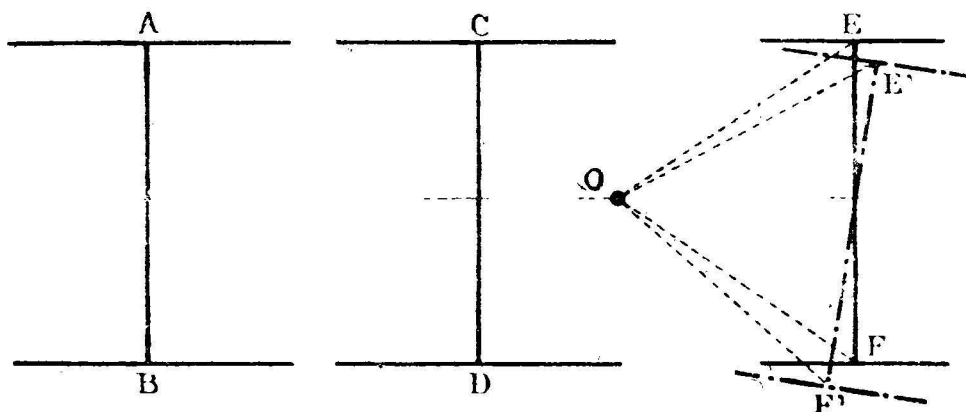
В этой конструкции сопротивление боковым перемещениям почти отсутствует, так как оси в них чаще всего заменены ножами, подвески—длинные, а оси (если они есть)—небольшие.



Фиг. 30.

В дальнейшем будет видно, что выгоднее применять короткие подвески и толстые оси, чтобы получить заметное сопротивление боковому перемещению и достаточно сильное трение, чтобы происходило затухание резонанса колебаний виляния.

Обычно (фиг. 27) комплект рессор состоит из 6 сопряженных рессор D_1 , D_2 , D_3 —листовых и Тиммиса. Сопряженные рессоры D и D' иногда заменяют спиральными. Листовые рессоры на буксовых коробках также могут быть заменяемы спиральными,—в таком случае без рессор Тиммиса (фиг. 28).



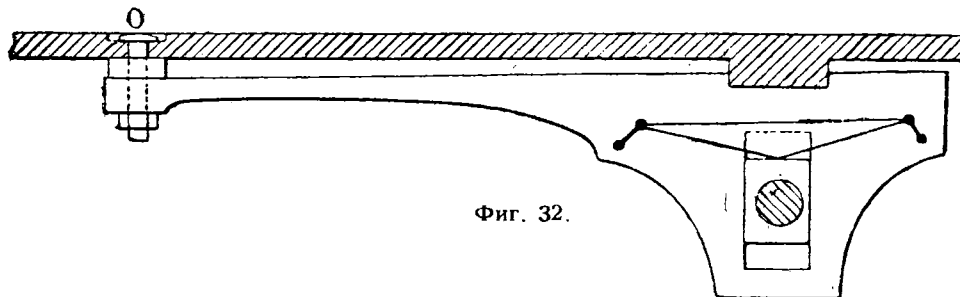
Фиг. 31.

Фиг. 29 представляет конструкцию тележки о трех осях с двумя качающимися поперечинами. Фиг. 30 дает понятие о тележке американских товарных вагонов.

§ 38. Биссели. Тележка о двух осях—безусловно наилучшее устройство для передних осей паровоза благодаря тому, что оно распределяет переднее боковое давление на путь на 2 колеса одновременно. Но тележка—тяжелая; затем для мощных машин ее вес велик по отношению к сцепному весу. Поэтому для машин средней скорости обычно предпочитают другие устройства.

Прежде употребляли конструкцию передней оси с буксами, имеющими наклонные направляющие, которые допускали боковое перемещение этих осей параллельно самим себе; это расположение имеет громадное неудобство и на кривой и при вилянии на прямой: колесо ударяется о рельс боком с положительным, иногда весьма значительным углом набегания, что, как мы увидим в дальнейшем из теории схода с рельсов, очень способствует сходу

Чтобы передние колеса оставались параллельными рельсам, издавна применяют конструкцию „Биссель“ (фиг. 31 и 32), в которой передняя ось может иметь вращение около неподвижной вертикальной оси O , расположенной сзади.

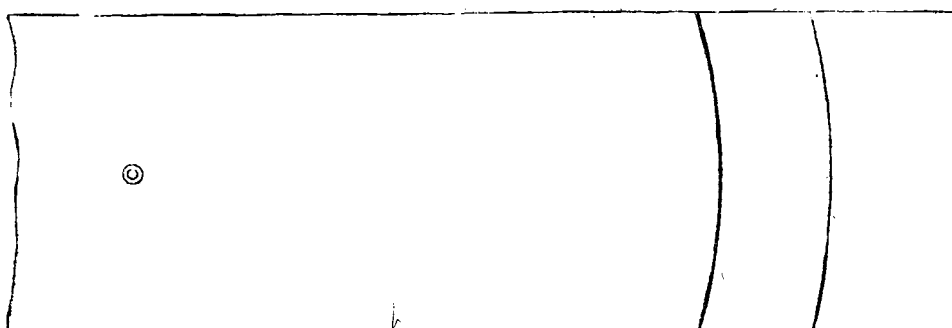


Фиг. 32.

Для переднего бегунка колесо при боковом ударе делает с рельсом *отрицательный* угол набегания, что уменьшает возможность схода.

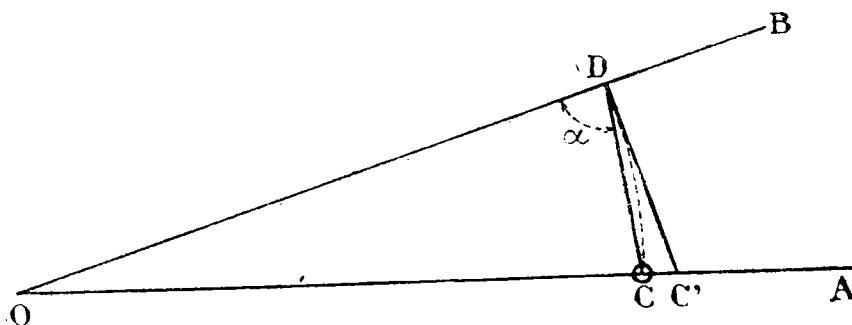
В старой конструкции Бисселя передняя часть бисселя скользит по раме (фиг. 32 и 33).

В настоящее время употребляют бегунки следующих систем:



Фиг. 33.

- 1) биссели с рессорным прибором возвращения,
- 2) биссели с прибором возвращения на подвесках,
- 3) биссели со сферической головкой и с прибором возвращения в виде наклонных плоскостей.



Фиг. 34.

Во всех трех системах шкворень служит для того, чтобы допустить небольшое вращение (фиг. 34), которое получается благодаря тому, что угол α перестает быть равным прямому при отклонении бисселя.

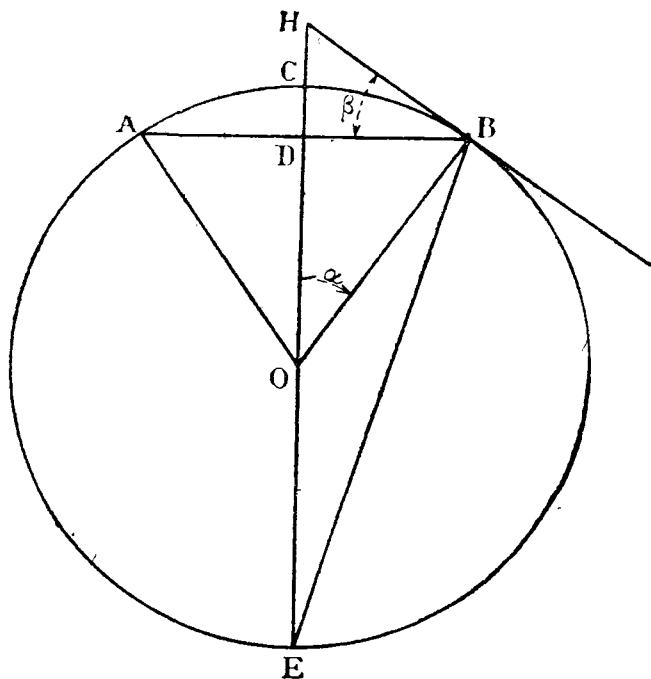
§ 39. Другие системы. Существует очень много различных систем тележек и бисселей. По этому вопросу имеются три интересных работы Боше (Bochet),

Юге (Hugues) и Минсар (Minsart) (см. „Bulletin de l'association internationale des chemins de fer“, октябрь и декабрь 1921 г.):

§ 40. Хорды и стрелки. Вычисление боковых зазоров (игры) тележек и бисселей.

Предварительно дадим очень простую формулу для определения стрелки дуги по хорде этой дуги при данном радиусе окружности (когда хорда весьма мала по отношению к радиусу).

Пусть AB (фиг. 35)—длина хорды l и CD —стрелка f . В прямоугольных треугольниках DBE и DCB



Фиг. 35.

$$\frac{CD}{CB} = \frac{CB}{CE},$$

но $CD = f$, а $CE = 2r$.

Что касается CB , то ее можно приравнять BD или $\frac{l}{2}$

При весьма малых углах дуги можно заменять их синусами; тем более можно заменить CB синусом BD , так как длина CB есть средняя между длиной дуги и длиной синуса.

Поэтому:

$$\frac{\frac{f}{2}}{\frac{l}{2}} = \frac{l}{2r}$$

или

$$\left(\frac{l}{2}\right)^2 = 2fr,$$

или

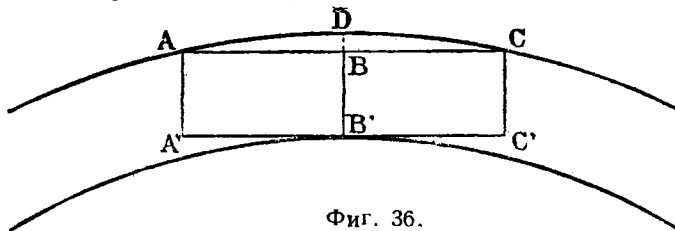
$$f = \frac{l^2}{8r} \quad (56)$$

Рассмотрим угол β , который делает повозка AB , вписываясь в кривую с тангенсом BH в B :

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \alpha = \frac{l}{2r}$$

(тангенс приравнен синусу, что допустимо при малом α).

$$(57)$$



Фиг. 36.

Укажем практические применения.

1. Рассмотрим (фиг. 36) товарную машину с тремя осями AA' , BB' , CC' с жесткой базой AC в 4 м; какой минимальный радиус может иметь кривая, чтобы эта машина прошла при зазоре в 0,02 м между ребром и рельсом?

$$f = BD = \frac{l^2}{8r} = \frac{16}{8r} = 0,02 \text{ м,}$$

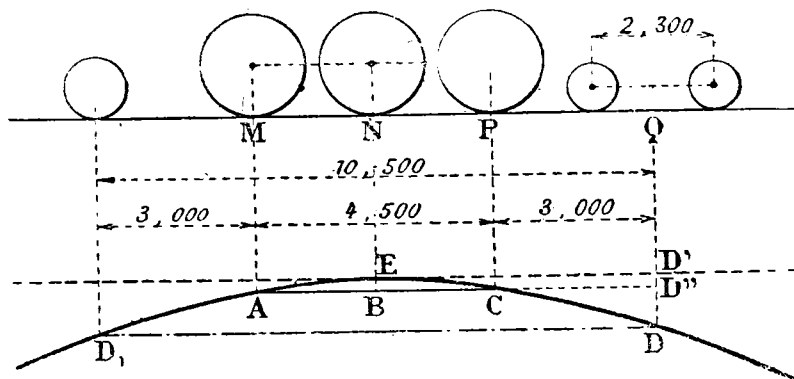
откуда

$$r = \frac{16}{8 \cdot 0,02} = 100 \text{ м.}$$

2. Рассмотрим паровоз Pacific (фиг. 37) с расстоянием от шкворня тележки до задней оси в 10,5 м, жесткой базой движущих колесных пар — 4,5 м, расстоянием от шкворня тележки до передней движущей оси в 3 м, расстоянием от оси бисселя до задней движущей колесной пары 3 м. Каково должно быть боковое перемещение тележки с каждой стороны, чтобы паровоз мог вписаться в кривую радиусом 200 м?

Прежде всего

$$f' = \frac{l'^2}{8r} = \frac{4,5^2}{8 \cdot 200} = \frac{20,25}{1600} = 0,013 \text{ м.}$$



Фиг. 37.

Жесткая часть паровоза легко вписывается в кривую, так как, согласно определению Бернской конференции, минимальная игра гребней с путем — 0,015 м. Необходимо только придать небольшую игру средней колесной паре вдоль оси или несколько утончить гребень передней движущей оси.

Найденное боковое перемещение

$$DD'' = DD' - D'D'';$$

DD' — стрелка дуги, имеющей хорду, равную двойной NQ ; $D'D''$ — стрелка, равная 0,013, как определилось выше.

Вычислим стрелку f'' , соответствующую хорде DD_1 , которая имеет длину, равную

$$l'' = 2 \left(3 + \frac{4,5}{2} \right) = 2 \cdot 5,25 = 10,5 \text{ м.}$$

так что

$$f'' = \frac{l''^2}{8r} = \frac{10,5^2}{8 \cdot 200} = 0,069 \text{ м.}$$

Боковое перемещение для тележки и для бисселя (одинаково) должно быть:

$$69 - 13 = 56 \text{ мм.}$$

3. Та же формула может служить для определения зазора, который нужно оставить при упорах впереди и сзади тележки, чтобы колеса одной стороны тележки всегда могли касаться рельса одновременно, даже при максимальном боковом перемещении.

Предположим, что упоры расположены в вертикальных плоскостях осей тележки; простой пропорцией можно будет определить зазор для какого угодно положения этих упоров.

Задача решается по предыдущему:
для упора впереди:

$$l' = 2 \left[3 + \frac{2,3}{2} + \frac{4,5}{2} \right] = 12,8 \text{ м.}$$

для упора сзади:

$$l'' = 2 \left(3 - \frac{2,3}{2} + \frac{4,5}{2} \right) = 10,3 \text{ м};$$

таким образом для переднего упора:

$$f' = \frac{l^2}{8r} = \frac{12,8^2}{8 \cdot 200} = 0,1 \text{ м},$$

что дает зазор для упора собственно:

$$j = 0,1 - 0,013 = 0,087 \text{ м};$$

с другой стороны для заднего упора:

$$f'' = \frac{l''}{8r} = \frac{8,2^2}{8 \cdot 200} = 0,042 \text{ м}$$

и соответственно

$$j = 0,042 - 0,013 = 0,029 \text{ м}.$$

Эти цифры относятся, повторяем, к кривой радиусом 200 м.

ГЛАВА III

Теория колебаний боковой качки

§ 41. Оси колебаний. Центр колебаний. В 1901 г. мы указывали, что повозка с колесами равного диаметра, на горизонтальном пути без возвышения рельса, получает колебание подвешенной части около оси, параллельной рельсам, если внезапно подвергается действию центробежной силы; эта ось находится в средней вертикальной плоскости подвешенной части и в плоскости, параллельной рельсам и проходящей через точку V соприкосновения буксовых направляющих с закраиной буксы U (фиг. 38).¹ Эта ось сохраняет свое положение в течение всего периода колебания.

Выше мы видели, что ось колебаний галопирования находится в плоскости, проходящей через геометрические оси колесных пар (в случае локомотивов — движущих колесных пар). Это — на несколько сантиметров ниже оси колебаний боковой качки.

Надо отметить, что высказанные мысли о расположении осей имеют лишь относительное значение, так как на практике, в зависимости от разных причин, оси могут несколько менять свое расположение. Как бы то ни было, самая концепция об осях очень облегчает разрешение поставленных задач.

Положение рессор подвешивания, выше или ниже осей, значения не имеет.

§ 42. Случай кривой постоянного радиуса. Условия опрокидывания. Пределы скорости. Кривая постоянного радиуса дает повозке при боковой качке постоянный наклон.

Наша цель получить предел скорости, при которой относительное уменьшение Δ нагрузки колес на рельс с внутренней стороны кривой не превышает того значения, которое вызывает опрокидывание.

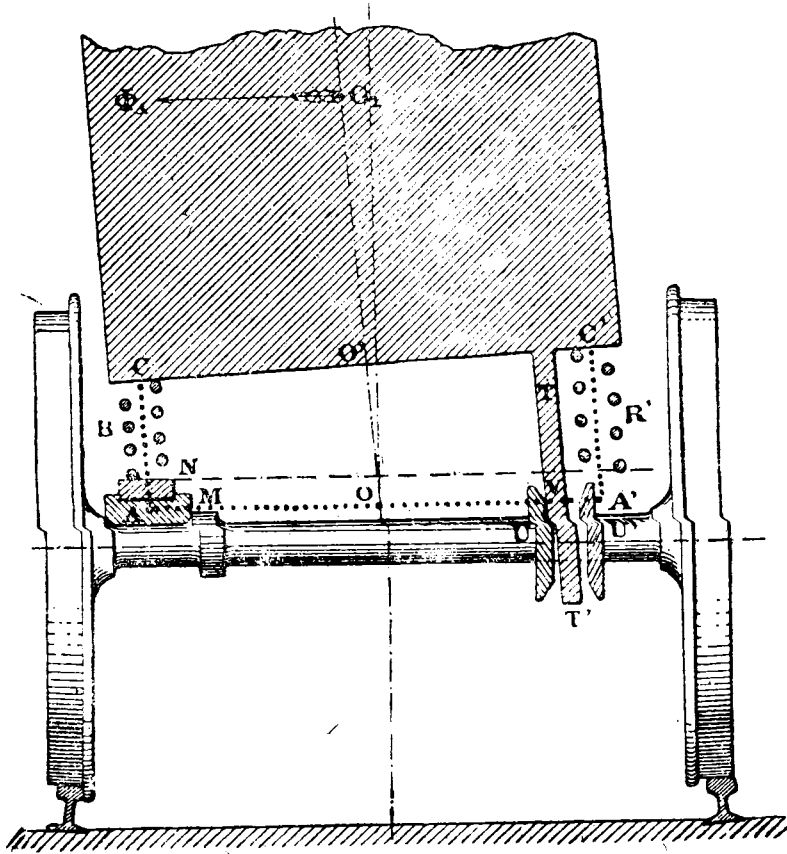
Назовем через P полный вес повозки, который составляется из веса подвешенной части P_1 и неподвешенной — P_2 .

¹ В своем закрытом письме 24—28 мая 1901 г. в Академию наук я предложил свою теорию колебаний при боковой качке при входе на кривую и при выходе с нее. В этом письме я высказал мысль о точке пересечения осей колебаний боковой качки и галопирования, которую я назвал „центром колебаний“. Инж. Герднер немного позднее пришел самостоятельно к той же мысли и назвал мой „центр колебаний“ — „центром упругости“.

Свою теорию Герднер изложил в „Revue Generale“, июнь 1905 г. У меня с Герднером нет никаких недоразумений по вопросу о приоритете.

Прим. переводчика. Теория Герднера изложена в журнале „Вестник металлической промышленности“, 1928 г

Изобразим (фиг. 39) точками A и B точки соприкосновения колес с рельсами. Путь имеет небольшое возвышение наружного рельса. Пусть:
 α — угол наклона пути; тангенс угла α равен величине возвышения, делённой на ширину пути.



Фиг. 39.

β — угол отклонения подвешенной части относительно плоскости, проходящей через оси, под влиянием двух сил: центробежной и горизонтальной составляющей P_1 , связанной с возвышением наружного рельса.

O — центр колебаний боковой качки,

G_1 — центр тяжести подвешенной части,

G_2 — центр тяжести неподвешенной части.

C и D — точки приложения рессор.

Назовем:

p — половину расстояния между рельсами,

m — половину расстояния между рессорами,

n — высоту G_1 над O ,

k — » O над рельсами на пути без возвышения,

h_1 — » G_1 над рельсами на пути без возвышения,

h_2 — » G_2 над рельсами на пути без возвышения,

Q и R — реакции рельсов на колеса A и B нормально к пути,

S — боковую реакцию рельса на гребень колеса в A ,

Φ_1 и Φ_2 — центробежные силы подвешенной и неподвешенной части, соответствующие скорости поковки v , которая предполагается постоянной,

Φ — их сумму для всей поковки,

Δ — относительное изменение давления колес на рельсы с внутренней стороны кривой под действием центробежных сил Φ_1 , Φ_2 и возвышения пути,

a — статический прогиб рессор, — предполагается однообразным для всей повозки,

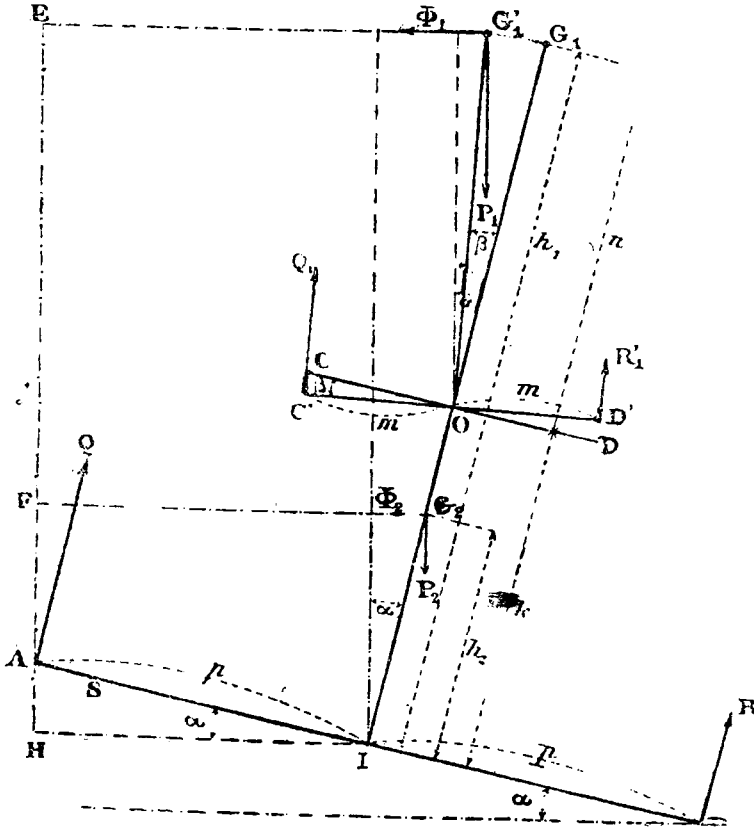
r — радиус кривой пути.

Из нашей теории выводятся следующие формулы.¹

Относительное приращение (в данном случае уменьшение) нагрузки рессор с внутренней стороны кривой или δ :

$$\delta = \frac{mn}{m^2 - an} \left(\frac{\Phi_1}{P_1} - \operatorname{tg} \alpha \right) = \frac{n}{m} \cdot \frac{m^2}{m^2 - an} \left(\frac{\Phi_1}{P_1} - \operatorname{tg} \alpha \right). \quad (58)$$

Эта же формула при незначительном возвышении дает приблизительно относительное увеличение нагрузки на рессоры с наружной стороны кривой.



Фиг. 39.

(В наших числовых примерах предполагаем, что тангенс угла α равен 0,05, что соответствует возвышению 0,075 м). Иногда возвышение бывает 0,15 м, редко больше.

Угол β — отклонение подвешенной части — определяется:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{an}{m^2 - an} \left(\frac{\Phi_1}{P_1} - \operatorname{tg} \alpha \right). \quad (59)$$

Скорость v м/сек. соответствующая данному значению Δ , определяется по формуле:

$$v^2 = \frac{\Delta p g r \left(1 + \frac{P_2}{P_1} \right)}{h_1 + h_2 \frac{P_2}{P_1} + \frac{an^2}{m^2 - an}} + g r \operatorname{tg} \alpha. \quad (60)$$

¹ См. приложение XVII

откуда

$$\Delta = \frac{h_1 + h_2 \frac{P_2}{P_1} + \frac{an^2}{m^2 - an}}{pgr \left(1 + \frac{P_2}{P_1}\right)} (v^2 - gr \operatorname{tg} \alpha). \quad (61)$$

Боковая реакция S наружного рельса на колеса дается формулой:

$$\frac{S}{P} = \frac{\Phi}{P} - \sin \alpha. \quad (62)$$

Делая $\Delta > 1$ в формуле (60), получаем скорость, при которой повозка опрокидывается, или „условие опрокидывания“.

Важно отметить, что в только что выписанных формулах Δ представляет относительное изменение давления колес на рельсы, *учитывая вес неподвешенной части*, тогда как значения Δ по формулам (27), (49), (50), (91) и (95) определяются *без учета веса неподвешенной части*.

§ 43. **Случай полного отсутствия смягчающих кривых. Колебания двойной амплитуды.** В этом случае центробежная сила прилагается мгновенно, без всякого перехода. При входе на кривую появляется боковая качка, колебания маятникообразного характера, которые быстро затухают благодаря внутреннему трению рессор и заклиниванию букс в их направляющих; то же самое — при ходе с кривой.

К этому случаю применяется известная в механике теория колебаний упругих стержней.

Элементы колебаний боковой качки определяются следующими формулами:

$$\delta = \frac{mn}{m^2 - an} \left(\frac{2\Phi_1}{P_1} - \operatorname{tg} \alpha \right), \quad (63)$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{an}{m^2 - an} \left(\frac{2\Phi_1}{P_1} - \operatorname{tg} \alpha \right), \quad (64)$$

$$v^2 = \frac{\Delta pgr \left(1 + \frac{P_2}{P_1}\right)}{2h_1 + h_2 \frac{P_2}{P_1} + \frac{2an^2}{m^2 - an}} + \frac{1}{2} gr \operatorname{tg} \alpha, \quad (65)$$

$$\Delta = \frac{2h_1 + h_2 \frac{P_2}{P_1} + \frac{2an^2}{m^2 - an}}{pgr \left(1 + \frac{P_2}{P_1}\right)} \left(v^2 - \frac{1}{2} gr \operatorname{tg} \alpha \right), \quad (66)$$

$$S = \Phi_2 + \Phi_1 \left(1 + \frac{n^2}{n^2 + \sigma^2}\right) - (P_1 + P_2) \sin \alpha. \quad (67)$$

Обозначения — попрежнему; σ — радиус инерции подвешенной части относительно оси, параллельной пути и проходящей через центр тяжести подвешенной части.

Практически формулу (67) можно упростить:

$$S = \Phi_2 + 1,5 \Phi_1 - (P_1 + P_2) \sin \alpha. \quad (68)$$

Из (64) видно по сравнению с (59), что $\operatorname{tg} \beta$ в данном случае почти вдвое больше. Поэтому рассмотренное колебание называют *колебанием боковой качки двойной амплитуды подвешенной части*.

Если в формуле (67) сделать $\sigma = 0$, предполагая следовательно, что вся масса подвешенной части сконцентрирована в ее центре тяжести, то второй член делается равным $2\Phi_1$. Таким образом колебание двойной амплитуды есть также колебание *двойной центробежной силы* подвешенной части.

§ 44. **Случай длинных смягчающих кривых.** В этом случае колебание боковой качки двойной амплитуды не проявляется. Так как радиусы смягчающей

кривой увеличиваются постепенно, приближаясь к радиусу кривой, то предельная скорость, определяемая по формуле (60) для постоянного радиуса, здесь тем более подходит.

§ 45. Случай коротких кривых смягчения. Таблица предельных скоростей. Кривые смягчения применяются все чаще и чаще, даже на старых дорогах.

Если кривая переходит из прямой математически точно, как это возможно на стрелках, колебание боковой качки при входе на кривую и при сходе с нее происходит, как описано в § 43, но на деле сильно ослабляется пассивными сопротивлениями, трением в листовых рессорах и трением от заклинивания бучек в своих направляющих при вращении около центра колебаний (см. приложение XVIII, где изложены изменения формулы в зависимости от этих сопротивлений).

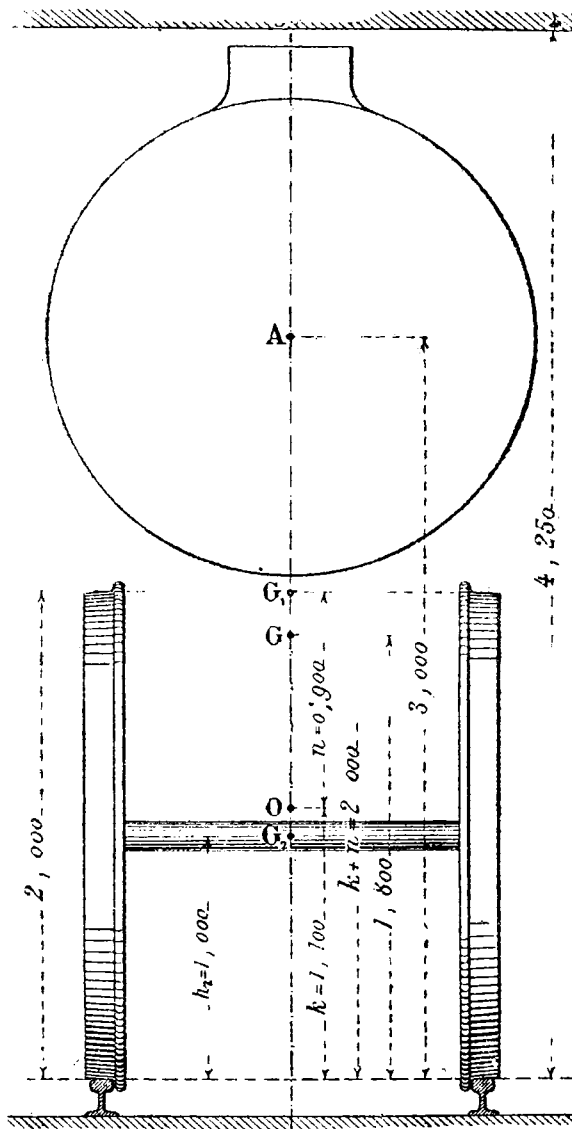
Здесь же, для упрощения, мы применим формулы § 42 [формулы (58)—(62)], выбирая Δ достаточно малым, чтобы учесть все эти обстоятельства.

Возьмем $\Delta = 0,30$; коэффициент безопасности против опрокидывания на полной кривой будет:

$$\frac{1}{0,30} = 3,33. \quad (69)$$

Этот коэффициент взят с большим избытком: можно смело считать, что при нем приняты во внимание даже самые неблагоприятные обстоятельства.

В этих предположениях составлена таблица, помещенная ниже по формулам (58)—(62). Возвышение примем в 0,075 м, что соответствует углу α , тангенс которого равен 0,05.



Фиг. 40.

Это вполне нормальное значение для линий большой скорости.

С другой стороны, предположим, что имеем дело с паровозом Pacific с внутренними рессорами (подробно см. в 7-й части), который имеет следующие поперечные размеры (обозначения берем по § 197) (фиг. 40).

$$\begin{array}{lll} p = 0,75 \text{ м,} & \frac{P_2}{P_1} = 0,25, & k = 1,1 \text{ м,} \\ n = 0,9 \text{ м,} & & \\ m = 0,6 \text{ м,} & h_1 = k + n = 2 \text{ м,} & h_2 = 1 \text{ м.} \end{array}$$

Помещенная ниже таблица дает предельные скорости для кривых различных радиусов и для различных значений статического прогиба рессор паровозов (с внутренними рессорами).

В таблице скорости даны в км/час, тогда как в формулах они выражаются в м/сек.

Радиусы кривых м	Значения статического прогиба в метрах						
	0,0	0,025	0,050	0,075	0,100	0,150	0,200
2000	210	209	207	204	201	194	180
1800	119	197	196	193	190	194	177
1600	188	186	185	182	179	173	166
1400	172	171	170	169	168	162	155
1200	162	161	160	156	154	150	144
1000	149	143	147	144	142	133	132
800	133	132	131	129	127	123	118
600	115	114	113	111	109	106	101
500	105	104	104	102	100	97	93
400	94	93	93	92	91	87	84
300	81	80	80	79	77	75	72
200	66	65	65	64	63	61	59
150	57	56	55	55	54	53	51
$\frac{S}{P}$	0,173	0,170	0,168	0,165	0,153	0,149	0,137
$\frac{S}{P} \cdot \beta$	0,123	0,120	0,118	0,115	0,103	0,099	0,087
$\text{tg } \beta$	0,003	0,003	0,017	0,023	0,06	0,056	0,086
δ	0,184	0,193	0,202	0,210	0,21	0,24	0,261

Естественно, что с увеличением a предельные скорости уменьшаются. Когда возвышение отсутствует, условие опрокидывания заключается в том, чтобы:

$$m^2 - an > 0$$

или

$$a > \frac{m^2}{n} = 0,40 \text{ м.} \quad (70)$$

Эта величина называется *опасным статическим прогибом*.

Не надо забывать, что мы взяли паровоз с рессорами внутри колес; так как мы положили $2m = 1,20 \text{ м}$.

При наружных рессорах можно допустить повышенные a , что даже полезно для прохождения паровоза в кривых при возвышении наружного рельса, как это следует из формулы (94) § 67 для вагонов и автомотрис.

Выходит, что в паровозах при наружных рессорах следует придавать последним большую гибкость, в особенности по концам паровоза. Построение таблицы мы начали для радиуса $r = 800 \text{ м}$, для которого по формуле (60) определили все значения предельных скоростей для различных a . Для других радиусов скорости получены умножением скорости, соответствующей радиусу 800 м на корень квадратный из отношения радиусов, как то следует из формулы (60).

С другой стороны, формулы (62), (59) и (58) показывают, что $\frac{S}{P}$, $\text{tg } \beta$ и δ не зависят от v ; они применимы ко всем столбцам таблицы.

Если забежать немного вперед и обратиться к формуле (84), которая дает боковую реакцию рельса на переднюю часть повозки в колебании виляния при входе на кривую [формулы (82) и (94)], можно увидеть, что для того, чтобы получить одно и то же значение F или боковое усилие, необходимо, чтобы скорость была пропорциональна корню квадратному из радиуса.

Эти два обстоятельства, ограничивающие скорости в кривых и при входе на кривую, бесспорно имеют весьма большое значение при колебаниях боковой качки и виляния. Оба они показывают, что скорость должна быть пропорциональна корню квадратному из радиуса; вот почему мы последовали этому правилу при составлении таблицы.

Однако для этого теоретического правила надо сделать одну оговорку: цифры, проставленные в таблице для $a = 0,05$ и для радиусов от 500 до 800 м включительно, соответствуют практике. Для радиусов же меньше 500 м на практике допускают меньшие скорости.

Уменьшить же предельные скорости в указанных выше пределах надо по таким соображениям:

1. В следующей главе мы увидим, что для очень коротких повозок, еще обращающихся на линиях с малыми радиусами, формула (82) неприменима; в этом случае вход на кривую вызывает резкий удар, который поворачивает повозку около вертикальной оси; формула (85) показывает, что для получения удара θ определенной силы нужно, чтобы скорость была пропорциональна не корню квадратному из радиуса, а самому радиусу. Вот почему в таблице необходимо уменьшить скорости пропорционально радиусам кривых ниже 500 м. Тогда получим такие предельные скорости (для $a = 0,05$).

Радиусы кривых км/час	Предельные скорости км/час	Предельные скорости, вообще допускаемые км/час
800	131	120
600	113	101
500	104	90
400	83	76
300	62	60
200	42	—
150	31	—

В последнем столбце даны скорости для какого угодно подвижного состава при отсутствии смягчающих кривых.

2. Действующие паровозы имеют тот недостаток, что у них отсутствует податливость движущих колесных пар в направлении их осей; утончение гребней первой и второй движущих осей есть только паллиатив, не для всех радиусов действительный.

3. При следовании по линии с малыми радиусами поездов с товарными вагонами, к тому же порожних и со статическим прогибом рессор в 20—25 мм и менее, является опасность в смысле схода при чрезмерных скоростях.

По мере усовершенствования пути и подвижного состава конечно возможно будет подойти к значениям предельных скоростей по таблице.

Галлад (Hallade) при смягчающих кривых своей системы рекомендует предельные скорости, очень близкие к табличным.

Скорости больше 130 км/час на практике также не реализуются по причинам:

1) как увидим в 7-й части на числовых примерах, иногда получает большое значение инерционное действие неподвешенной части; последнее может потребовать усиления пути и в особенности стрелок;

2) препятствием является недостаточная податливость движущих осей в направлениях их осей; утончение гребней, сделанное для радиуса, например для 600 м, не подходит для радиуса больше 1200 м.

Наши формулы позволяют составить таблицу для любой повозки. Фиг. 41 представляет вертикальный разрез багажного вагона, который при особом подвешивании допускает почти те же предельные скорости, что и рассматриваемый паровоз, но при наружных рессорах.

§ 46. Продолжительность колебания боковой качки. Таковая дается формулой:

$$2t = 2\pi \frac{s}{m} \sqrt{\frac{a}{g} \cdot \frac{m^2}{m^2 - an}} \quad (71)$$

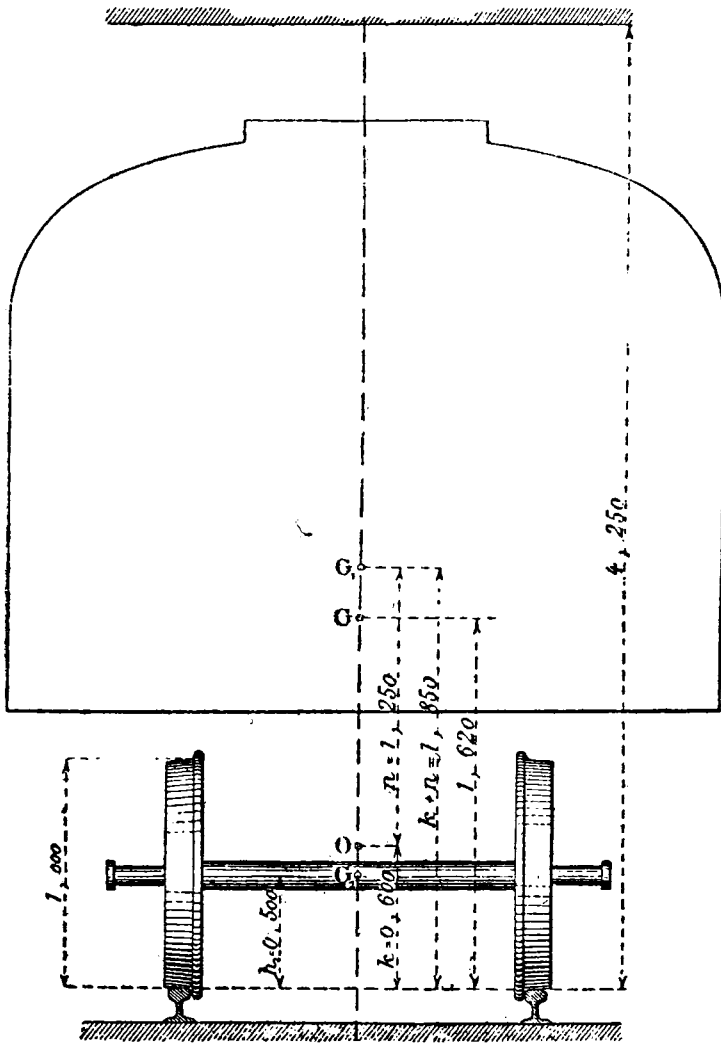
где: $2t$ —продолжительность полного колебания,

s — радиус инерции подвешенной части относительно оси колебаний.

Эта формула может быть представлена иначе:

$$2t = 2\pi \sqrt{\frac{a}{g} \cdot \frac{\sigma^2 + n^2}{m^2 - an}}; \quad (72)$$

σ — радиус инерции подвешенной части относительно оси, параллельной рельсам и проходящей через центр тяжести подвешенной части.



Фиг. 41.

Если σ почти равна n , формула упрощается:

$$2t = 2\pi \sqrt{\frac{a}{g} \cdot \frac{2n^2}{m^2 - an}}. \quad (73)$$

§ 47. Ослабление боковой качки при входе в кривую для длинных повозок. Ослабление получается благодаря тому, что задняя часть повозки вступает на кривую не одновременно с передней частью. Для вагонов с тележками— это заметное преимущество.

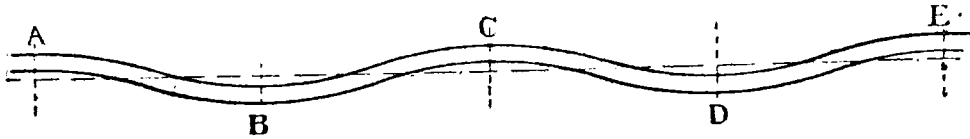
§ 48. Распределение бокового давления между осями. Об этом подробно— в 7-й части.

§ 49. Случай извилистого пути. Случается, хотя и очень редко, что кривая переходит в обратную кривую без прямой вставки. Применяем формулу (66), ко-

торая дает Δ после первой кривой; при переходе во вторую кривую, в случае резонанса, значение Δ' после второй кривой, приняв во внимание колебание двойной амплитуды и отсутствие возвышения:

$$\Delta' = \frac{v^2 \left(4h_1 + h_2 \frac{P_2}{P_1} + 4a \frac{n^3}{m^2 - an} \right)}{pgr \left(1 + \frac{P_2}{P_1} \right)} \quad (74)$$

При извилистом пути, как изображено на фиг. 42, в случае резонанса коэффициент 4 переходит в 8 и т. д. с каждым изгибом пути. В этом случае сход неизбежен.



Фиг. 42.

К счастью, последовательная качка сильно ослабляется пассивными сопротивлениями.

§ 50. Гибкость рессор передней части паровозов. Как мы говорили, a дают значение редко больше 0,04 м, обыкновенно 0,03 или даже 0,025.

Целый ряд инженеров однако допускает повышение значения a .

Дорога Great Eastern допускает a до 0,063.

P. L. M — для определенных машин — 0,05.

Бельгийские дороги для современных машин 0,11.

Дорога Illinois Central — 0,084.

Мы же советуем придавать очень большой статический прогиб рессорам тележки или бисселя, например $a = 0,08 - 0,10$ м для бисселя; для тележек же лучше применять систему с центральной головкой и с меньшими значениями a .

§ 51. Случай различных значений a . Если например рессоры тележки и бисселя имеют $a = 0,08$, а рессоры движущих осей $a_2 = 0,045$, среднюю величину a определяют как среднюю геометрическую a_1 и a_2 , приняв во внимание нагрузки осей.

Эта средняя величина и вводится во все формулы и таблицы.

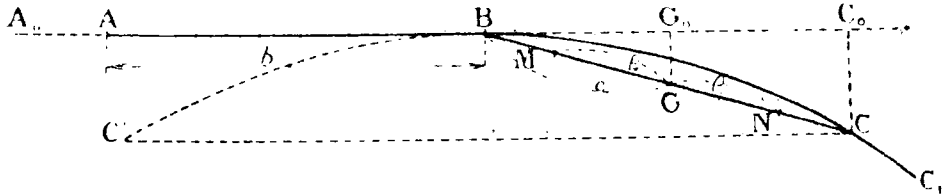
§ 52. Заключение. Если рассматривать только колебания, связанные с неравномерностями на совпадающих стыках, — нет предела гибкости рессор, только бы выполнялось условие совпадения, которое будет лучше, чем больше будет гибкость; иначе говоря, чем более гибки рессоры, тем меньше относительное изменение нагрузки колес на рельсы. Совсем другое на кривых и при входе на кривую. Наша таблица § 45 показывает, как надо уменьшать предельные скорости в зависимости от гибкости рессор, чтобы сохранить один и тот же коэффициент безопасности против опрокидывания. Наше мнение таково: рессорам передней и задней части паровоза следует давать большое значение a , рессорам движущих осей — умеренное, около 0,045 — 0,05 м не более, — чтобы не уменьшать предельных скоростей.

ГЛАВА IV

Колебания виляния при входе на кривую и при сходе с нее. Определение боковых реакций.

§ 53. Случай вагонов с тележками при полном отсутствии смягчающих кривых. При входе на кривую повозка, кроме колебаний боковой качки, получает также колебания виляния, которые дают большую боковую реакцию от наружного рельса на переднюю часть повозки. Эта реакция имеет большое значение для

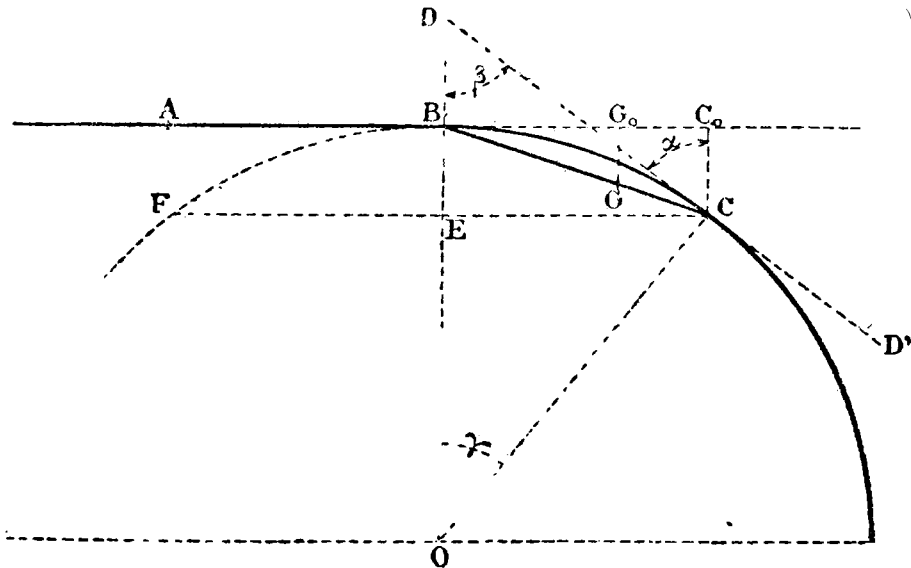
устойчивости повозки. Определение этой реакции начнем для самого простого случая — для багажного вагона, который, будучи хорошо спроектированным, является идеальной повозкой. Представим на плане (фиг. 43) ось пути линией A_0BC , у которой A_0B — прямая и BC — кривая, касательная в B к прямой. Точки A и B представляют расположение двух шкворней тележек точно



Фиг. 43.

в момент входа на кривую. Длина AB , расстояние между шкворнями, равна b . Представим посредством BC положение повозки, или, точнее, двух шкворней в самый момент входа на кривую. Предположим, что обе тележки не имеют качающейся поперечины, так что повозка *жесткая в поперечном направлении*. Пусть G — проекция центра тяжести повозки, расстояние которой от точки $B = c$. Путь не имеет возвышения наружного рельса. Для упрощения допустим, что рельсы расположены в горизонтальной плоскости, проходящей через центр тяжести повозки. Дальше мы покажем, что это допущение ставит повозку в более неблагоприятные условия, и боковая реакция получится несколько больше действительной.

Определим необходимую работу, чтобы повозку перевести из положения AB в положение BC . Воспользуемся теоремой теоретической механики: *живая сила системы, в ее абсолютном движении, может быть разложена на две части, из которых одна представляет живую силу системы, если бы вся ее масса была*



Фиг. 44.

эконцентрирована в ее центре тяжести, а другая — живую силу, которой система обладает в своем движении относительно постоянных осей, проходящих через центр тяжести.

Таким образом для нашего случая требуется определить живую силу повозки в предположении, что вся ее масса сосредоточена в G , и прибавить к ней живую силу от вращения повозки. Получим полную работу, необходимую для перевода из положения AB в положение BC .

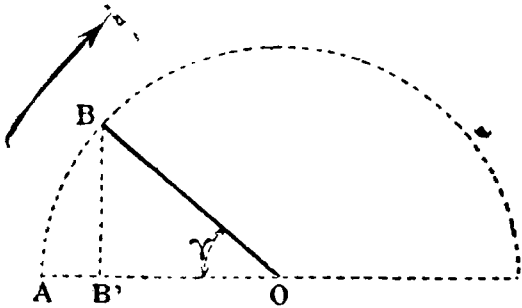
Для определения первой живой силы найдем скорость w , которую имеет масса, когда G_0 приходит в G . Пусть v — действительная скорость повозки в $m/сек.$, а w' — скорость в поперечном направлении шкворня передней тележки, когда он приходит в C . Скорость v направлена по касательной DD' кривой (фиг. 44). Пусть α — угол этой касательной с направлением C_0C , нормальным к прямой AB .

Имеем:

$$w' = v \cos \alpha.$$

Но угол α равен углу β , составляющему дополнение к углу γ , так что

$$w' = v \cos \alpha = v \sin \gamma. \quad (75)$$



Фиг. 44-а.

Так как практически угол γ весьма мал,

$$\sin \gamma = \operatorname{tg} \gamma = \frac{BC}{OB} = \frac{b}{r},$$

то

$$w' = v \sin \gamma = v \frac{b}{r}.$$

С другой стороны

$$w = w' \frac{BG}{BC} = w' \frac{b}{c}$$

или

$$w' = v \frac{b}{r} \cdot \frac{c}{b} = v \frac{c}{r},$$

$$\text{откуда живая сила} = \frac{1}{2} \cdot \frac{P}{g} v^2 \frac{c^2}{r^2} \Theta', \quad (76)$$

где P — полный вес повозки.

Теперь вычислим живую силу вращения повозки около G , когда шкворень передней тележки переходит в C .

В этот момент повозка вступает на кривую.

e — радиус инерции повозки около вертикальной оси, проходящей через G .

$$\text{Живая сила} = \frac{1}{2} \cdot \frac{P}{g} w''^2,$$

где w'' — скорость равномерного вращения конца радиуса инерции около G .

$$\text{С другой стороны } w'' = v \frac{e}{r},$$

так что:

$$\text{живая сила} = \frac{1}{2} \cdot \frac{P}{g} v^2 \frac{e^2}{r^2} = \Theta''; \quad (77)$$

или

$$\Theta = \Theta' + \Theta'', \quad (78)$$

$$\Theta = \frac{1}{2} \cdot \frac{P}{g} v^2 \left(\frac{c^2}{r^2} + \frac{e^2}{r^2} \right). \quad (79)$$

Теперь определим боковое усилие F , действующее в C (фиг. 43).

Для этого заметим, что боковое перемещение точки C при переходе из C_0 в C в относительном движении есть равномерно ускоренное движение. Это следует из того, что проекция равномерного вращения C есть движение равномерно ускоренное; это предположение, вообще неточное, справедливо при весьма малом угле γ . Действительно, рассмотрим (фиг. 44-а) равномерное вращение и движение проекции точки, участвующей в этом вращении. Путь, проходимый точкой AB :

$$e = r - r \cos \alpha;$$

скорость проекции этой точки

$$v = \frac{de}{dt} = r \sin \alpha;$$

ускорение

$$\frac{dv}{dt} = r \cos \alpha. \quad (80)$$

Это ускорение постоянно при весьма малых значениях угла γ . Таким образом движение C в поперечном направлении (фиг. 44) есть равномерно ускоренное движение. Отсюда следует, что при переходе из положения AB в положение BC боковая реакция F остается постоянной.

Определим длину C_0C бокового перемещения точки C — проекции шкворня передней тележки.

По формуле (56)

$$f = \frac{P}{8r}.$$

Здесь: $f = BE = C_0C$, r — радиус кривой, $l = FC$, которое можно считать равным $2b$.
Имеем:

$$C_0C = \frac{4b^2}{8r} = \frac{b^2}{2r}.$$

Теперь по закону сохранения энергии „работа равна живой силе“

$$F \frac{b^2}{2r} = \Theta_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{P}{g} v^2 \left(\frac{c^2}{r^2} + \frac{e^2}{r^2} \right) \quad (81)$$

или

$$F = \frac{1}{2} \cdot \frac{P}{G} v^2 \frac{2r}{b^2} \left(\frac{c^2}{r^2} + \frac{e^2}{r^2} \right)$$

или

$$F = \frac{P}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \left(\frac{c^2}{b^2} + \frac{e^2}{b^2} \right) \quad (82)$$

Примечание. Величина F по этой формуле прибавляется к величине бокового давления, которое получается при колебаниях боковой качки (§§ 41 и 42).

Такова простая формула для определения постоянного значения боковой реакции при входе на кривую или при сходе с нее (при отсутствии возвышения наружного рельса) для багажных вагонов без качающейся поперечины.

Заметим, что первый член формулы есть центробежная сила повозки на полной кривой.

В подтверждение сделанных вычислений сделаем $e = c = \frac{b}{2}$, что будет иметь место, если представить, что вся масса повозки разделяется на две массы $\frac{m}{2}$, сосредоточенные в шкворнях тележек; второй член будет равен:

$$\frac{b^2}{4b^2} + \frac{b^2}{4b^2} = \frac{b^2}{2b^2} = \frac{1}{2},$$

а уравнение (79):

$$F = \frac{1}{2} \cdot \frac{P}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \quad (83)$$

дает центробежную силу половины повозки.

Мы предположили, что сила F действует в горизонтальной плоскости центра тяжести, тогда как в действительности она действует ниже, именно в плоскости рельса. Вообще, когда сила действует на тело, имеющее части, подвешенные на рессорах, инерция тела уменьшается; подвешенные части приходят в движение с замедлением, зато сила действует более продолжительное время. В действительности во время действия F повозка, поворачиваясь около своего центра тяжести, наклоняется на рессорах в наружную сторону кривой; это уменьшает значение F , зато сила F (фиг. 43) продолжает действовать даже после того, как повозка приходит в положение BC .

В дальнейшем мы увидим, что влияние подвесных рессор в смысле ослабления боковых ударов тем больше, чем центр тяжести подвешенной части выше

по отношению к центру колебаний. Это выявляет преимущество высокого расположения центра тяжести.

Таким образом формула (82) дает результат более невыгодный, чем это наблюдается в действительности. В 8-й части мы укажем на опытное подтверждение последнего заключения.

§ 54. Случай с багажным вагоном при наличии смягчающих кривых. Пусть длина смягчающей кривой — l ; определим в этом случае значение F .

Сила F будет действовать дольше. Но по теореме моментов количества движения, если продолжительность действия силы F в n раз больше, то сама сила F будет в n раз меньше.

Таким образом мы получим значение F для нашего случая, если значение F , полученное по формуле (82), умножим на отношение $\frac{b}{b+l}$.

Предполагая скорость поезда равномерной, времена будут пропорциональны пройденным путям.

Но вместо длины l нужно считать только половину, потому что при смягчающей кривой значение F начинается с нуля и растет пропорционально пройденному пути (от начала смягчения).

Получаем формулу:

$$F = \frac{P}{g} \cdot v^2 \left(\frac{c^2}{b^2} + \frac{e^2}{b^2} \right) \frac{b}{b + \frac{l}{2}} \quad (84)$$

[См. примечание к формуле (82)].

Эта формула дает для F то же значение, что и формула (82), если $l = 0$; она дает $F = 0$, когда l бесконечно велико. Таково влияние смягчающих кривых.

§ 55. Случай с повозками короткими и жесткими в поперечном направлении. В § 53 мы видели, что стрелка f незначительна, кроме случаев кривых с весьма малыми радиусами. Отсюда следует, что при весьма коротких повозках, при отсутствии смягчающих кривых, уширение пути — величина того же порядка, что и стрелка f или перемещение точки C (фиг. 43). В данном случае дело происходит иначе. Боковое перемещение G не проявляется вовсе, оно теряется в уширении пути; формула (79) здесь неприменима, из нее для данного случая выпадает первый член, так что

$$\theta = \frac{1}{2} \cdot \frac{P}{g} v^2 \frac{e^2}{r^2} \quad (85)$$

Возьмем числовой пример.

Старый паровоз с весом в 40 т, $e = 2$ м, $r = 800$ м, $v = 39$ м/сек (140 км/час);

$$\theta = 19 \text{ кг/м.}$$

Тот же паровоз при $r = 300$ м и $v = 70$ км/час или 19,05 м/сек дает

$$\theta = 34 \text{ кг/м.}$$

Это цифры — значительные, особенно вторая; в данном случае живая сила приобретаетс^я мгновенно.

Значение F вычислить невозможно, оно зависит от податливости в поперечном направлении пути и рам паровоза.

Но и здесь нужно отметить, что подвесные рессоры смягчают боковой удар. Мы имеем определенную аналогию с теоремой удара жестких тел и колебанием виляния, связанного с уширением пути (см. приложения XIX и XX).

В 8-й части мы увидим, что в данном случае значение F легко определяется опытным путем.

Формула (85) дает еще одно наблюдение. Если определить значение v , то найдем, что оно пропорционально r . Наоборот, если определить значение v из формул (82) или (84), увидим, что таковое обратно пропорционально \sqrt{r} .

Вот почему в § 45 мы сказали, что для поездов, составленных из коротких вагонов, при радиусах меньше 800 м, следует уменьшать предельные скорости против табличных пропорционально просто радиусам, а не \sqrt{r} .

§ 56. **Случай с паровозом, тележка которого оказывает большое сопротивление боковому перемещению.** Назначение тележки, как известно, — направлять паровоз при движении его по кривой, освобождая от этой роли первую движущую колесную пару. Этот вопрос будет подробно рассмотрен в 7-й части.

§ 57. **Случай с паровозом, тележка которого оказывает малое сопротивление боковому перемещению.** При конструкции с подвесками тележка является направляющей лишь в слабой степени; это справедливо для кривых с малыми радиусами; в случае кривых с большими радиусами это также справедливо, если у первой и второй движущих осей сильно срезаны гребни. Если такого среза гребней нет, первая движущая колесная пара при больших радиусах кривых направление паровоза принимает на себя.

Приведенные выше формулы позволяют определить боковую реакцию для первой колесной пары при уверенности, что вторая пара в этом не участвует. Об этом подробно в 7-й части.

§ 58. **Случай с разными другими повозками.** Об этом подробно — в 7-й части.

§ 59. **Извилистый путь.** Резонанс, который получается при извилистом пути, в особенности проявляется для повозок, оси или тележки которых имеют упругое боковое перемещение без трения; предпочтительно выбирать конструкции, которые дают при этом перемещении достаточное трение.

§ 60. **Заключение.** Таковое будет дано в конце второй части.

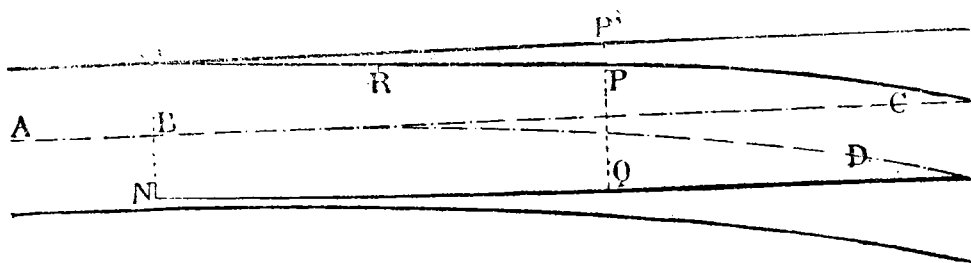
ГЛАВА V

Стрелки

§ 61. **Вычисление стрелок.** Острия стрелки, вообще говоря, не представляет собою части окружности, к которой прямая часть пути (со стороны идущего поезда) являлась бы касательной. Острия — прямая, составляющая небольшой угол с прямой частью пути.

Таким образом стрелки являются элементом пути, прохождение по которому представляет особые затруднения.

Для изучения колебаний повозки при прохождении ее по стрелкам представим себе (фиг. 45) стрелку, по которой поезд идет против шерсти, на боко-



Фиг. 45.

вой путь. Стрелка проведена таким образом, что средняя окружность BD бокового пути касательна в B к средней прямой AB . Совершенная стрелка должна была бы состоять из двух рельсов, представляющих собою часть двух окружностей, касательных в M и N к рельсам прямой части. Пусть P и Q — шарниры стрелки, которая, как известно, состоит из двух прямых острияков MP и NQ .

Называют „отклонением“ стрелки (*deviation*) расстояние PP' в свету между отклоненным рельсом (пятой острияка) и рельсом прямого пути; это отклонение равно толщине гребней бандажей, или 5 см, плюс толщина головки рельса, или 6 см, т. е. всего 11 см.

Легко определить радиус окружности, касательной в M , при отклонении в P на 11 см; это окружность, которая имеет хорду, равную двум MP , при стрелке, равной 11 см по формуле (40)

$$f = \frac{l^2}{8r} \quad (86)$$

или

$$r = \frac{l^2}{8f}$$

при $l = 20$ (остряк—10 м), $r = 456$ м.

Эти радиусы вообще незначительны, благодаря чему по стрелкам нельзя проходить с большими скоростями, что представляет большие неудобства по многим причинам.

При двойных стрелках можно отклонение уменьшить в два раза, благодаря чему радиусы увеличиваются также в два раза, т. е.:

$$\begin{array}{ll} \text{при остряке в } 5 \text{ м} & \text{радиус } r = 288 \text{ м,} \\ \text{„ „ „ } 10 \text{ „} & r = 912 \text{ м.} \end{array}$$

§ 62. Колебания боковой качки. Как мы видели, вход на стрелку есть вход на кривую сразу, без какого-либо смягчения.

В этом случае применимы формулы с теоретическим колебанием двойной амплитуды (§ 43), которые дают предельные скорости, значительно меньшие табличных.

Во Франции при шарнирных стрелках с остряками 12 м на паровозах уменьшают скорость до 100 км/час (вместо 120 км/час) для скорых поездов. В Англии применяются несколько большие скорости. Повышать эти скорости можно при гибких остряках.

§ 63. Колебания виляния. Здесь мы применим формулы (76)—(85) (§§ 53—58).

Мы видели, что хорда MP заменяется дугой окружности, касательной в M к прямому рельсу. Получается по отношению к теоретической окружности почти мгновенное отжатие бандажа в середине MP , величину коего можно определить по формуле:

$$f = \frac{l'^2}{8r}.$$

Но здесь l' —длина остряка, тогда как при вычислении „отклонения“ PP' мы брали двойную длину остряка; поэтому f равна $1/4$ от отклонения в 11 см, т. е. равна 27 мм, независимо от длины остряка.

Во всяком случае отжатие в 27 мм легко осуществляется большинством колесных пар в тележках паровозов и вагонов, по своей конструкции допускающих боковое перемещение; то же самое для двух- и трехосных вагонов, если рессоры их подвешены на кольцевых серьгах.

Движущие же оси получают в этом случае довольно сильный боковой удар, что, по моему мнению, является одной из главных причин участившихся в последнее время поломок коленчатых осей. Но с точки зрения схода с рельсов в этом нет большой опасности, так как движущие оси имеют меньше стремления к сходу по двум причинам:

1) при небольшой скорости удар получается небольшой, так как паровоз имеет время повернуться около точки R остряка,

2) при большой скорости нет времени для схода, так как движущие оси все время расположены почти нормально к рельсам; самый сход происходит весьма медленно.

Кроме того в точке R остряк под большим боковым давлением сам немного изгибается, облегчая проход и ослабляя давление.

Как бы то ни было, отжатие остряка также является причиной для уменьшения предельных скоростей, получаемых по формулам.

§ 64. Заключение для пути. На практике радиусу кривой дают значения несколько большие, в особенности на коротких стрелках.

В последнее время усовершенствовали длинные стрелки, применив гибкие острия вместо шарнирных (точки P и Q). Этим избегают „отжатия“ бандажа и получают вход на стрелку, как на кривую без смягчения. При двойных стрелках с остриями в 10 м получают радиусы до 1 000 м. Дальнейшее увеличение этих размеров настолько утончает иглу (конец) острия, что она ломается.

В этих условиях колебания качки и виляния при входе на двойные стрелки и сходе с них точно подходят к описанному в §§ 44 и 54.

ГЛАВА VI

Различные проблемы

§ 65. Боковое усилие при очень малом радиусе кривой по сравнению с коничностью бандажей. Как известно, бандажи делаются с конической поверхностью катания для того, чтобы устранить продольное (вдоль пути) скольжение бандажей по рельсам, получающееся потому, что два колеса одной пары пробегают на кривой разные пути благодаря разнице радиусов наружного и внутреннего рельсов.

Пусть j — уширение пути, R — радиус кривой, r — радиус колеса, c — расстояние между рельсами и i — тангенс угла коничности; найдем условие, при котором не будет скольжения. Для этого необходимо, чтобы отношение радиусов наружного и внутреннего рельсов равнялось отношению самого большого и самого малого радиусов (по конусу) бандажа, т. е.

$$\frac{R}{R+c} = \frac{r}{r+ji}$$

или

$$R(r+ji) = r(R+c),$$

или

$$Rji = rc,$$

или

$$R = \frac{rc}{ji} \tag{87}$$

На практике $c = 1,5$ м, $j = 0,03$ м, $i = 0,05$ м, $r = 0,5$ м:

$$R = \frac{0,50 \cdot 1,50}{0,03 \cdot 0,05} = 500 \text{ м};$$

для $r = 1$ м:

$$R = 1000 \text{ м}.$$

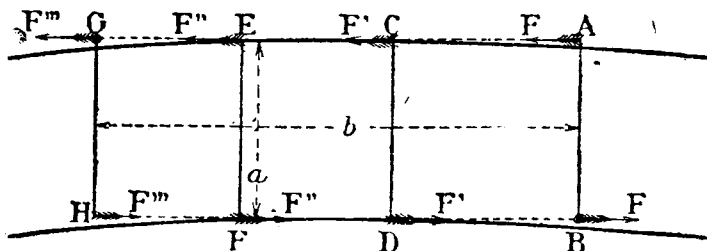
Таким образом при коничности в $1/20$ и уширении пути в 3 см колесо диаметром в 1 м скользит на кривой с радиусом меньше 500 м, а движущее колесо диаметром в 2 м — 1000 м. На кривых уширение допускается еще больше, чем на прямой.

Что же происходит при скольжении бандажей, если таковое все-таки имеет место?

Фиг. 46 дает повозку без тележки в состоянии скольжения.

AB, CD, EF, GH представляют геометрические оси колесных пар.

На внутреннем рельсе колеса вращаются более медленно, так что силы трения F, F', F'', F''' , явившиеся вследствие недостатка коничности бандажей этих колес, добавляются к движущим силам. На наружном рельсе силы трения — силы сопротивления.



Фиг. 46.

Определим пару вращения в этом случае. Пусть P — полный вес повозки или по крайней мере вес, приходящийся на скользящие колеса. Силы трения каждой стороны равны:

$$\frac{P}{2} \cdot \varphi;$$

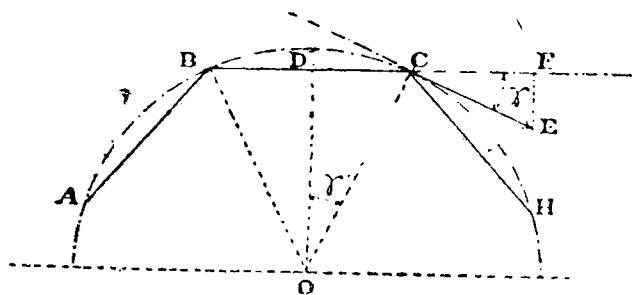
φ — коэффициент трения между бандажом и рельсом.

Пара имеет своим плечом ширину колес c .

$$\text{Моменты пары} = \frac{P}{2} \cdot \varphi c \quad (88)$$

Действие этой пары нужно добавить к прочим силам при определении полного бокового давления наружного рельса на гребень.

Таким образом при равенстве центробежной силы стремление к сходу при малых скоростях и малых радиусах будет больше, чем при больших скоростях и больших радиусах.



Фиг. 47.

по кривой малого радиуса сила тяги упряжи дает составляющую (проекцию) или боковую реакцию рельса на колеса, которой нельзя пренебрегать.

Пусть AB, BC, CH — три повозки, вписанные в кривую радиуса r (фиг. 47). Точки B и C — центры стяжек.

Пусть θ — сила тяги CE , которая направлена по касательной к кривой; её составляющая, перпендикулярная к BC , есть $\theta \sin \gamma$; с другой стороны, в B появляется такая же сила, так что повозка подвергается действию боковой силы

$$2\theta \sin \gamma = S.$$

Определим $\sin \gamma$.

Угол γ равен центральному углу γ' , тангенс которого

$$\text{tg } \gamma' = \frac{DC}{OC} = \frac{d}{r} = \frac{d}{2r}$$

(d — длина BC повозки между центрами стяжек и r — радиус кривой).

Так как угол мал, синус можно заменить тангенсом:

$$S = 2\theta \frac{d}{2r} = \theta \frac{d}{r} \quad (89)$$

При $d = 20$ м и $r = 300$ м

$$S = \theta \frac{20}{300} = \theta \cdot 0,066.$$

Этот вопрос представляет интерес только для очень малых скоростей и очень малых радиусов, при которых является боковая реакция, связанная с наклоном (devers), неуравновешенная центробежной силой, в особенности для товарных поездов, для которых θ — значительно.

§ 67. Пертурбации, связанные с уклоном пути на смягчающих кривых. Такие разделяются на статическую и динамическую.

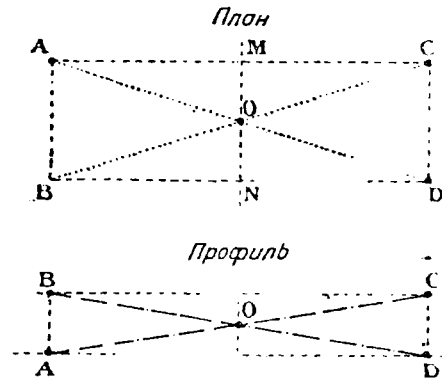
а) *Статическое изменение нагрузки колес.* Как известно, возвышение наружного рельса кривой сопровождается постепенным уклоном рельса; в одних случаях это возвышение получается отчасти до начала кривой, отчасти после начала, в других — все возвышение выбирается до входа на кривую. При смягчающих кривых возвышение производится на всем протяжении смягчения. Возвышение получают или только подъемом одного рельса или одновременным подъемом одного и опусканием другого.

Таким образом на таком косом пути машина естественно перекашивается, благодаря чему меняется давление рессор, особенно для крайних осей, и тем сильнее, чем больше уклон возвышения и чем длиннее паровоз. Вопрос этот имеет актуальное значение для настоящего времени, когда приходится строить длинные паровозы.

Рассмотрим *симметричную* двухосную повозку с равномерной нагрузкой (фиг. 48), представленную в плане своими точками A, B, C, D соприкосновения с рельсами.

Прежде всего условимся, что в первом положении пути A, B, C, D будут в одной горизонтальной плоскости, а самая повозка — в покое.

Затем возьмем второе положение повозки, также в состоянии покоя, но перекашиваем путь, оставляя точки M и N неподвижными и придавая рельсу AC подъем от A к C , а рельсу BD спуск от B к D . Далее, рельсы AC и BD остаются прямыми линиями, составляющими с горизонтальной плоскостью угол, тангенс которого равен $\frac{i}{2}$, так



Фиг. 48.

что по отношению друг к другу эти линии имеют уклон i . Таким образом мы заставляем один рельс подниматься, а другой — опускаться. Если бы тот же результат достигался только подъемом одного рельса, получился бы тот же случай, но с добавлением пертурбации, описанной в § 27.

В первом положении все 4 колеса и все 4 рессоры нагружены равномерно.

Перейдем к определению для второго положения относительного приращения (изменения) нагрузки A колес на рельсы. Положим, что рессоры помещены над колесами. Напомним, что a — общий статический прогиб для всех рессор.

При этих условиях относительное приращение нагрузки рессоры в A — отрицательное; нагрузка уменьшилась, потому что хомут рессоры в A опустился по вертикали на величину

$$AM \cdot \frac{i}{2} = \frac{b}{2} \cdot \frac{i}{2} = \frac{bi}{4}$$

Относительное уменьшение нагрузки рессоры в A :

$$\frac{bi}{a} = \frac{bi}{4a}$$

В C получится подобное же относительное увеличение.

В B и D соответственно получают подобные же увеличение и уменьшение.

Точки B и C поднялись, точки A и D опустились, все на одну и ту же величину.

Такое положение перекоса является положением равновесия, так как моменты относительно O сил, действующих в точках B и C , а затем в A и D , остаются равными.

Так как рессоры на самом деле располагаются не над колесами, а рядом с ними, то, обозначая через m половину расстояния между рессорами одной и той же оси и через p — половину расстояния между рельсами (0,75 м), получим относительное изменение нагрузки рессор:

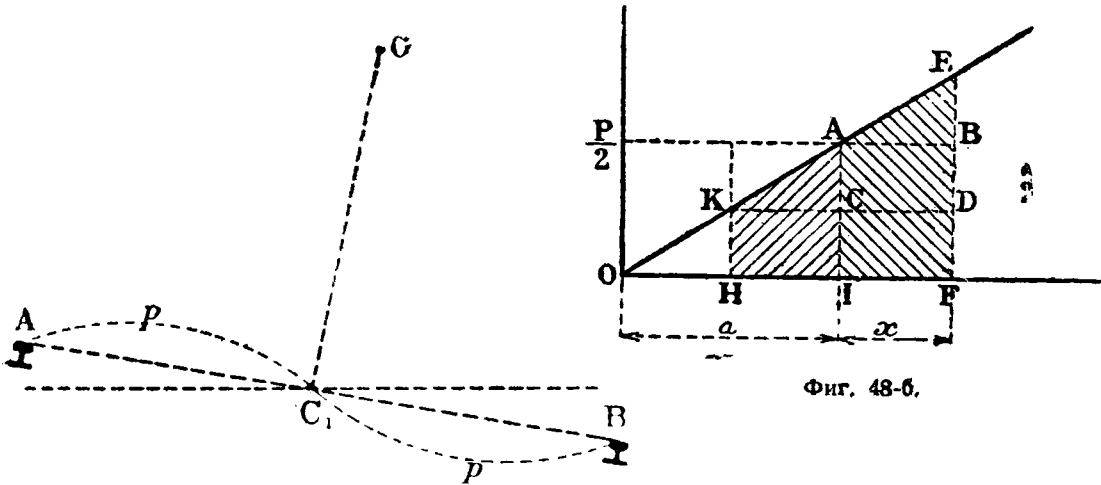
$$E = \frac{1}{4} \cdot \frac{b}{a} \cdot i \cdot \frac{m}{p} \quad (90)$$

Для получения относительного изменения давления колес на рельсы достаточно умножить E на $\frac{m}{p}$ по теореме о моментах:

$$\Delta = E \cdot \frac{m}{p} = \frac{1}{4} \cdot \frac{b}{a} \cdot i \cdot \frac{m^2}{p^2} \quad (91)$$

Эта формула не учитывает влияние веса и инерции колесных пар. Об этом уточнении см. § 201.

Только что выведенные формулы применимы и для многоосных повозок; требуется только, чтобы повозки были симметричны относительно MN и чтобы статический прогиб всех рессор был одинаков.



Фиг. 48-б.

Фиг. 48-а.

Сюда почти точно подходят современные паровозы с двумя тележками или двумя бисселями; с известными оговорками можно отнести Pacific.

Значение E и Δ можно уменьшить:

а) уменьшая i ; этого можно достигнуть, если половину возвышения осуществить до входа на кривую, а половину — после;

б) увеличивая a ; это прекрасное средство, которое мы рекомендуем для крайних рессор;

с) уменьшая b ; это достигается частичным сопряжением рессор продольными балансирными, а именно крайних осей, являющихся ведущими (подробней см. §§ 122 и 128);

д) другими средствами; например применением к крайним осям поперечных балансиров.

Следует заметить, что различные средства для уменьшения b придают машине известную неустойчивость в поперечном направлении, уменьшающую предельную скорость.

В помещенной ниже таблице приведены [по формуле (91)] значения Δ для повозки с базой в 10 м (между шкворнями тележек).

Положим $m = 0,60$ м для внутренних рессор и $m = 1$ м для рессор внешних.

$a =$	База 10 метров					
	$i = 0,002$			$i = 0,005$		
	0,025 м	0,050 м	0,100 м	0,026 м	0,050 м	0,100 м
Внутренние рессоры	0,13	0,06	0,03	0,32	0,16	0,08
Наружные рессоры	0,35	0,18	0,09	0,88	0,44	0,22

Внутренние рессоры имеют преимущество, но на кривой они дают значительно более сильную боковую качку.

Сопоставляя все вместе, следует выбирать для локомотивов внутренние рессоры, а для пассажирских вагонов — внешние, так как здесь для спокойствия хода нужны очень гибкие рессоры.

Наружные рессоры предпочтительны также для электрических локомотивов определенных типов.

б) Колебание боковой качки, связанное с резким уклоном при возвышении. Рассмотрим случай, когда повозка из точки, где существует уклон i возвышения пути, мгновенно переходит в точку, где этот уклон сразу прекращается; в этот момент повозка обладает живой силой боковой качки, которая продолжает существовать пока не поглотится внутренним трением рессор.

Каково значение этой живой силы и относительного изменения давления колес на рельсы?

Так как повозка находится на уклоне i (фиг. 48-а), то она участвует в равномерном вращении боковой качки около точки C_1 — середины расстояния между рельсами.

$$\text{Живая сила } ee = \frac{1}{2} J \omega^2,$$

где J — момент инерции всей повозки относительно продольной оси, проходящей через C_1 , и ω — угловая скорость.

Скорость восхождения колеса в A :

$$w \cdot \frac{i}{2}.$$

Скорость опускания колеса в B та же по величине.

С другой стороны $w = \omega \cdot p$ (p — половина расстояния между рельсами), так что:

$$\omega = \frac{w}{p} = \frac{v}{p \cdot 2}$$

(v — скорость поезда).

Искомая живая сила:

$$\frac{1}{2} J \omega^2 = \frac{1}{2} \cdot J \left(\frac{v}{p} \cdot \frac{i}{2} \right)^2$$

Затем, называя u — радиус инерции по отношению к продольной оси, проходящей через центр тяжести G всей повозки:

$$J = M(u^2 + h^2) = \frac{P}{g}(u^2 + h^2);$$

h — высота G над C_1 .

Искомая живая сила:

$$V = \frac{1}{2} \cdot \frac{P}{g}(u^2 + h^2) \left(\frac{vi}{2p} \right)^2 = \frac{P}{2G} v^2 (u^2 + h^2) \frac{i^2}{4p^2} \quad (92)$$

Каково будет относительное изменение Δ нагрузки колес на рельсы в конце затухания колебаний боковой качки?

Подвешенная часть качается около продольной оси, проходящей не через C_1 , но через центр колебаний повозки. Пусть попережнему a — статический прогиб рессор повозки и x — добавочный прогиб рессор с внутренней стороны кривой в конце колебания боковой качки; с наружной стороны рессоры получают уменьшение x прогиба рессор.

Колебание боковой качки прекратится, когда живая сила, вызвав упомянутые изменения прогиба рессор, делается равной U .

Определим эту работу; для упрощения предположим, что вес неподвешенной части равен нулю и что трение между листами рессор отсутствует.

Тогда P_1 (подвешенный вес) равен P .

Рассмотрим сначала рессоры с внешней стороны кривой: они несут нагрузку $\frac{P}{2}$.

Представим (фиг. 48-б) через OE кривую усилий в функции прогибов, как мы это всегда делаем; в статическом состоянии для прогиба a усилие равно $\frac{P}{2}$; с этой стороны разгрузка.

Полный прогиб ($a - x$) вместо a , т. е. OH .

Рессоры противоположной стороны подвергаются перегрузке: полный прогиб здесь ($a + x$) или OF . Для колебания при затухании получится положительная поглощенная работа, по величине равная площади трапеции $AEFJ$ и отрицательная работа $AJHK$. Разность даст площадь $ABDC$.

Определим эту площадь: AB есть x ; $BD = BE$ на основании подобия треугольников ABE и OJA :

$$BD = BE = \frac{Px}{2a}$$

так что площадь $ABDC$ равна:

$$x \frac{Px}{2a} = \frac{Px^2}{2a}$$

Окончательно

$$U = \frac{P}{2g} v^2 \frac{u^2 + h^2}{p^2} \cdot \frac{i^2}{4} = \frac{Px^2}{2a}$$

Разделив на a и P и умножив на 2 обе части, получим:

$$\frac{x^2}{a^2} = \frac{v^2}{ga} \cdot \frac{u^2 + h^2}{p^2} \cdot \frac{i^2}{4}$$

или

$$\frac{x}{a} = \sqrt{\frac{v^2}{ga} \cdot \frac{u^2 + h^2}{p^2} \cdot \frac{i^2}{4}}$$

или

$$\frac{x}{a} = \frac{vi}{2p} \sqrt{\frac{u^2 + h^2}{ga}} \quad (93)$$

это — относительное изменение нагрузки рессор.

$$\Delta = \frac{m}{p} \cdot \frac{x}{a} = \frac{vmi}{2p^2} \sqrt{\frac{u^2 + h^2}{ga}} \quad (94)$$

это — относительное изменение нагрузки колес' на рельсы в конце колебания боковой качки при затухании.

Вот что происходит в момент прекращения уклона i .

Та же формула применяется и к случаю внезапного вступления на уклон i . Здесь еще имеется то преимущество, что a будет большим.

Для паровоза Pacific (см. 7-ю часть), при $i = 0,003$ м, значение $a = 0,05$ м, скорость — 131 км/час (36,4 м/сек) $h = u$, эта формула дает:

$$\frac{x}{a} = 0,203; \quad \Delta = 0,203 \cdot \frac{0,60}{1,50} = 0,081.$$

Это — важный вывод: получается разгрузка с внешней стороны кривой, которая уменьшает перегрузку; это очень выгодно в связи с действием центробежной силы; колебание увеличивает стремление к сходу.

Формула показывает, что Δ пропорциональна vi . Таким образом, если скорость поездов на линии увеличивается, следует уменьшать i в той же пропорции, если не хотят увеличить Δ .

Затем длина смягчающих кривых должна быть пропорциональна скорости поездов.

Заметим, что для больших линий регламентируется предельная скорость в 120 км/час, i редко берут больше 0,003.

§ 68. Равновесие повозки в состоянии покоя на сильном возвышении пути.

Мы видели, что для того чтобы повозка на кривых могла достигнуть больших скоростей, ограничивают статический прогиб рессор.

Можно ли сделать отсюда вывод, что при малых скоростях этот прогиб можно увеличивать?

Нет, потому что следует озаботиться равновесием повозки в состоянии покоя на кривой с сильным возвышением пути и равновесием повозки на прямой при малых скоростях.

Для кривой опасный статический прогиб давался формулой:

$$a = \frac{m^2}{n},$$

где a — статический прогиб, m — половина расстояния между рессорами одной и той же оси, n — превышение центра тяжести подвешенной части над центром колебаний.

С другой стороны, мы уже рассмотрели случай повозки, расположенной в состоянии покоя, на пути с углом наклона α и имеющей рессоры со статическим прогибом, равным половине указанного выше опасного. В этом случае графически было показано, что повозка наклоняется на своих рессорах так, что кузов делает с осями угол β , равный углу наклона α .

Все элементы поставленной задачи можно изучить графически, но мы дадим решение простым аналитическим путем, а именно:

По формуле (61) § 42:

$$\Delta = \frac{h_1 + h_2 \frac{P_2}{P_1} + \frac{an^2}{m^2 - an}}{pgr \left(1 + \frac{P_2}{P_1}\right)} (v^2 - gr \operatorname{tg} \alpha).$$

Для настоящего случая следует переменить знаки и сделать $v = 0$; получим:

$$\Delta = \frac{h_1 + h_2 \frac{P_2}{P_1} + \frac{an^2}{m^2 - an}}{p \left(1 + \frac{P_2}{P_1}\right)} \cdot \operatorname{tg} \alpha;$$

$$\Delta p \left(1 + \frac{P_2}{P_1}\right) = \left(h_1 + h_2 \frac{P_2}{P_1} + \frac{an^2}{m^2 - an}\right) \operatorname{tg} \alpha;$$

$$\Delta p \left(1 + \frac{P_2}{P_1}\right) (m^2 - an) = h_1 (m^2 - an) \operatorname{tg} \alpha +$$

$$+ h_2 \frac{P_2}{P_1} (m^2 - an) \operatorname{tg} \alpha + an^2 \operatorname{tg} \alpha.$$

Откуда:

$$a = \frac{m^2 \cdot \Delta \cdot p \left(1 + \frac{P_2}{P_1}\right) - m^2 \operatorname{tg} \alpha \left(h_1 + h_2 \frac{P_2}{P_1}\right)}{n \cdot \Delta \cdot p \left(1 + \frac{P_2}{P_1}\right) - n \operatorname{tg} \alpha \left(h_1 + h_2 \frac{P_2}{P_1}\right) + n^2 \operatorname{tg} \alpha}, \quad (95)$$

Не следует превосходить этот предел для a , если не хотят, чтобы относительное давление колес на рельс превосходило данное значение Δ .

Прямые подтверждения этой формулы:

если $m=0$, $a=0$, как и должно быть;

если $\operatorname{tg} \alpha=0$; $a = \frac{m^2}{n}$ независимо от Δ , как и должно быть (опасный статический прогиб).

С другой стороны, важно знать относительное изменение δ сжатия рессор, чтобы оно не сделалось слишком малым.

По формуле (58)

$$\delta = \frac{mn}{m^2 - an} \left(\frac{\Phi_1}{P_1} - \operatorname{tg} \alpha \right).$$

Меняем знаки и опускаем центробежную силу Φ_1 :

$$\delta = \frac{m^2}{m^2 - an} \operatorname{tg} \alpha \quad (96)$$

Наконец уравнение (59), если переменить знаки и делая $\Phi_1 = 0$, получает вид:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{an}{m^2 - an} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (97)$$

Такова величина наклона кузова по отношению к осям.

Применим две последние формулы к нашему паровозу с высоким центром тяжести (насколько это позволяет габарит).

Имеем: $m=0,6$ м; $p=0,75$ м; $n=0,90$ м; $k=1,1$ м; $h_1 = n + k = 2$ м; $h_2 = 1$. Предположим, что возвышение наружного рельса равно 0,24 м:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{0,24}{1,50} = 0,16.$$

Даем, как предел, $\Delta = 0,50$; вычисление по формуле дает $a = 0,16$ м.

Определим δ при том же значении $\operatorname{tg} \alpha$ для $a = 0,235$:

$$\delta = \frac{0,60 \cdot 0,90}{(0,60)^2 - 0,235 \cdot 0,90} \cdot 0,16 = 0,57;$$

δ — остается удовлетворительным.

Обратимся к нашей повозке с высоким, предельным по габариту центром со следующими данными:

$m=1,00$ м (или 0,96 м, вычитая боковой зазор качающейся поперечины тележки, который = 0,04 м);

$n=1,25$ м; $k=0,60$ м; $h_1 = n + k = 1,25 + 0,60 = 1,85$; $h_2 = 0,5$ м.

Положим $\operatorname{tg} \alpha = 0,16$.

Возьмем как предел $\Delta = 0,75$ для кривой; берем 0,75 вместо 0,50, так как здесь рессоры имеют значительно больший статический прогиб, благодаря чему прохождение неровностей пути сопровождается значительно меньшим изменением нагрузки колес на рельсы. Вычислением находим

$$a = 0,47 \text{ м.}$$

Для этого значения a

$$\delta = \frac{0,96 \cdot 1,25}{(0,90)^2 - 0,47 \cdot 1,25} \cdot 0,16 = 0,57.$$

Здесь δ еще остается очень умеренным.

Возвратимся к случаю паровоза.

Мы нашли $a = 0,23$ м для $\Delta = 0,50$.

Опасный статический прогиб в этом случае:

$$a_1 = \frac{(0,50)^2}{0,90} = 0,40 \text{ м.}$$

Это немного более половины опасного статического прогиба.

На практике следует держаться меньшей цифры, чтобы не слишком ограничивать скорость на кривой и чтобы машина при боковой качке не имела больших размахов, опасных при прохождении искусственных сооружений.

Мы берем как предел $a = 0,10$ м для внутренних рессор паровозов, как то получилось для боковой качки на кривой.

Формулы показывают, что для наружных рессор можно и должно давать большую гибкость. Если машина имеет половину своего веса на рессорах, сопряженных поперечными балансирами (см. 4-ю часть), как например в случае тележки со сферической головкой, a не следует брать больше 0,05 м для рессор, не сопряженных поперечными балансирами.

Напомним, что большую гибкость надо давать передним и задним рессорам паровоза и меньшую — рессорам движущих осей.

Таковы пределы для статического прогиба рессор у паровозов с очень высоким центром тяжести.

§ 69. Замечание. Все сказанное относится к удовлетворительному состоянию пути.

ГЛАВА VII

Общие заключения для подвижного состава и пути

§ 70. Общие заключения для подвижного состава и пути. Исследование колебаний боковой качки при резком входе на кривую без смягчения или при сходе с нее показало исключительно важное значение кривых смягчения, которые избавляют от колебаний двойной амплитуды. Исследование колебаний виляния при входе на кривую подтвердило большую пользу от смягчающих кривых, даже очень коротких. Последние значительно уменьшают боковую реакцию рельса на переднюю часть повозки при входе на кривую. Эти кривые легко построить и на старых линиях, почти везде.

Мы обратили внимание на опасность слишком большого значения i (уклона пути при возвышении наружного рельса) в отношении статических и динамических воздействий.

Наконец наши формулы боковой качки на кривой и при входе на кривую обнаружили преимущества больших значений возвышения при условии распространения этого возвышения на большую длину.

§ 71. Заключения для пути. В 7-й части мы увидим подтверждение на примере того, что подвижной состав вообще может довольствоваться сравнительно невысоким техническим уровнем состояния пути, а именно можно допустить: возвышение от 0,075 в кривых, уклон i возвышения одного рельса над другим — 0,003, весьма короткие кривые смягчения, длиной 25—30 м.

Все эти допущения не надо понимать в смысле совета инженерам пути не прогрессировать по своей специальности, напротив, необходимо всячески улучшать путь, как то указывают специалисты, а именно:

а) Применять кривые смягчения Нордлинга („Annales des Ponts et Chaussées“, 1867).

При небольших скоростях того времени можно было довольствоваться небольшими значениями возвышения для того, чтобы равнодействующая веса повозки и центробежной силы была нормальна к пути (условие отсутствия бокового давления). Кривая смягчения Нордлинга есть полукубическая парабола.

Технические правила (во Франции) о нагрузках предписывают вставлять между двумя обратными кривыми прямую длиной в 100 м. Если желательно ввести кривые смягчения на обеих кривых, для каждой из них можно использовать только $\frac{100}{2} = 50$ м.

Центры прежних кривых должны быть раздвинуты (для введения смягчающих кривых) на 30—70 см, что иногда (из-за искусственных сооружений) может представить затруднения.

Наши формулы для колебаний виляния при входе на кривую показывают, что при $i = 0,002$ на длине 100 м смягчающая кривая уменьшает значения боковой реакции до допустимых размеров. Возвышение при этих практических условиях получается $2 \cdot 100 = 200$ мм.

б) *Применять смягченце профиля.* Технические правила о нагрузках французских дорог предписывают на переломах профиля вставлять площадки длиной в 100 м.

В первой части была изложена теория статики и динамики вопроса о влиянии на подвижной состав и путь резких переломов профиля.

На практике смягчают профиль вставками кривых (в вертикальной плоскости) радиусом от 2 000 до 5 000 м — согласно постановлению ж.-д. конгресса. Центробежная сила, которой подвергается повозка в этот момент (в вертикальной плоскости) дает относительное увеличение нагрузки колес на рельсы

$$\delta = \frac{v^2}{gR},$$

где v — скорость поезда, R — радиус вертикальной кривой.

Для $v = 120$ км/час (33,33 м/сек)

$$\delta = \frac{33,33^2}{9,81 \cdot 2000} = 0,057.$$

Для 60 км/час $\delta = 0,014$.

Отсюда заключаем, что радиус 2 000 м достаточен для малых скоростей и мал для больших.

с) *Использовать труд Декуба.* В июне 1922 г. в „Revue generale“ инж. Декуб (Descubes) опубликовал свой труд о правилах применения смягчения кривых и переломов профиля.

В этом труде он допускает возвышение наружного рельса в 0,15 м. Длину смягчающей кривой l считает пропорциональной скорости, а значение i — обратно пропорциональным той же скорости. Это вполне согласуется с нашей теорией; формула (94) показывает, что относительное увеличение нагрузки рессор при колебании боковой качки пропорционально произведению $v \cdot i$.

По своим соображениям он дает $l = 90$ м для радиуса 300 м и максимум скорости 90 км/час и $l = 140$ м для радиуса 800 м и скорость 120 км/час. Для i в первом случае он находит 0,0016 и во втором — 0,0011.

С другой стороны, для смягчения профиля он советует применять для больших скоростей радиусы кривых до 7 000 м при выходящих углах профиля и 14 000 м — при входящих.

Мы считаем, что при скорости не больше 120 км/час достаточно 7 000 м в обоих случаях.

Труд Декуба очень полезен инженерам пути.

д) *Использовать труд Галлада.* Этот труд помещен в „Revue generale“, 1908 и 1910 гг., под названием „Новый метод смягчения кривых“.

Галлад дает i переменное значение, от нуля при выходе из первой кривой, до максимума на середине расстояния между двумя обратными кривыми и до нуля при входе на вторую кривую. Значение i следует таким образом вертикальной кривой, которую он называет *doiscine* (выкружкой) и которая представляет собою синусоиду.

е) *Заключения.* Необходимо отметить, что методы Декуба и Галлада дают отличные результаты. Они дают способы смягчения кривых, которые позволяют

даже несовершенному подвижному составу мягко переходить из одной кривой в другую.

§ 72. Заключение для подвижного состава. В первой части мы видели, что более гибкие рессоры создают более выгодные условия как с точки зрения схода с рельсов, так и спокойствия хода (за исключением редких случаев, как например стыков рельсов вразбежку).

Во второй части гибкость рессор ограничена углом наклона кузова при боковой качке — при входе на кривую и выходе с нее, без смягчения. В первой части результаты формул при рассмотрении для критической скорости (наиболее неблагоприятный случай) показали, что они не зависят от скорости.

Для боковой качки результаты также не зависят от скорости поезда при условии, что предельные скорости пропорциональны корням квадратным из радиусов кривых.

Следует рессорам придавать возможно большую гибкость без излишне большого уменьшения предельных скоростей. Выгодно большую гибкость давать рессорам по концам паровоза, принимая во внимание однако достаточность их сопротивления боковой качке.

Очень важно, чтобы подвижной состав был в состоянии ходить безопасно по путям даже с большим значением i , т. е. по всей сети, что необходимо например при мобилизации. Этого можно достигнуть употреблением поперечных балансиров по концам паровоза или тележек с сферической головкой, в особенности для длинных паровозов (см. дальше).

Для паровозов выгодно давать тележкам большие сопротивления боковому перемещению, в особенности на путях без параболических смягчающих кривых.

Мы подчеркнули выгоду большой высоты центра тяжести подвешенной части. Но необходимо оговорить, что эта выгода существует только при недостаточной эластичности повозки в поперечном направлении; такой случай часто бывает для движущих осей.

Если бы все оси допускали перемещение вдоль своих осей и были бы снабжены возвращающими приборами, преимущество высоких центров тяжести исчезло бы.

Мы думаем, что придется вернуться к низкому положению центра тяжести для определенных типов электровозов и автомоторов.

§ 73. Пределы скорости. Если пути построены по методу Нордлинг-Декуба или Галлада, то для современного и длинного подвижного состава несомненно можно допустить предельные скорости по нашей первоначальной таблице.

Этот вывод вполне согласуется с мнением Галлада.

§ 74. Замечания. Из сказанного отчетливо выступает, что почти все формулы для изучения устойчивости подвижного состава должны содержать как элементы подвижного состава, так и элементы пути.

К сожалению, часто наблюдается, что между службами тяги и пути не чувствуется общности технических интересов, отчего являются различные взгляды на общее дело, конечно во вред обеим специальностям.

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ

ТЕОРИЯ КОЛЕБАНИЙ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ НЕГО САМОГО

ГЛАВА I

История и предварительные сведения

§ 75. История. а) С момента появления паровозов сразу обратили внимание, что всякий паровоз подвержен колебаниям, заметным для машиниста и вредным для самого паровоза и для пути. Эти колебания главным образом были: виляние и подергивание, реже — галопирование и боковая качка.

Почти с самого начала строители паровозов снабжали движущие колеса противовесами для того, чтобы уравновесить центробежные силы вращающихся масс (пальцы кривошипов, головки шатунов и сцепных шатунов).

б) *Труды Нолло (Nollau) и Лешателье (Le Chatelier)*. Первый в Германии, второй во Франции, в 1848 г. впервые занялись исследованием колебаний.

Оба исследовали колебания паровоза, подвесив его на пеньковом канате (фиг. 49) и заставив вращаться вхолостую с нормальной скоростью.

Лешателье установил, что паровоз получает следующие колебания:

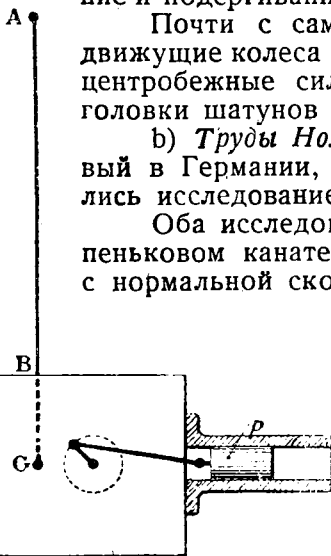
1. Колебания подергивания с очень малой постоянной амплитудой, всего несколько миллиметров, синхронные с оборотом движущих колес, с амплитудой, независимой от скорости.

2. Колебания виляния около вертикальной оси, также весьма малой амплитуды, синхронные с оборотом колес; амплитуда также не зависит от скорости.

3. Вертикальные колебания, иногда незначительные, иногда — при определенных скоростях — весьма сильные, даже внушающие опасение.

Лешателье в своем труде дал точную математическую теорию колебаний подергивания и виляния в свободно подвешенном паровозе и установил тождество между амплитудами, измеренными при опыте и по его теории. Затем он дал теорию колебаний галопирования и боковой качки, связанных с вертикальной составляющей действия пара на параллели.

Теории вертикальных колебаний Лешателье не дал, но все-таки он отметил зависимость их от упругости строения повозки и от ее подвешивания; слово *резонанс* почти было произнесено.



Фиг. 49.

В своем классическом труде *Куш (Couché)* дал очень простую теорию колебаний подвешенного паровоза.

Вкратце изложим сущность этих теорий.

Будем рассматривать паровоз с двумя горизонтальными цилиндрами при постоянной скорости; предположим, что центробежные силы вращающихся частей полностью уравновешены противовесами, а центробежные силы колеблющихся (возвратно движущихся) масс не уравновешены; пусть P — вес поршня с принадлежностями с одной стороны паровоза; угол между кривошипами равен 90° . Шатуны предполагаем бесконечной длины.

Теоретические выводы таковы.

1. Сила инерции каждого поршня p в каждый данный момент равна горизонтальной проекции центробежной силы, которую дает вес p , будучи сосредоточен в пальце кривошипа. Закон изменения этой проекции — синусоида; максимум ее равен самой центробежной силе по концам хода поршня, в середине хода ее значение равно нулю.

2. В отношении колебаний подергивания надо складывать силы инерции обоих поршней, т. е. надо складывать ординаты двух синусоид; сумма этих сил инерции почти эквивалентна силе инерции одного поршня, имеющего тот же ход, но с кривошипом, ось которого делит пополам угол 90° между данными кривошипами, и с весом, равным — $p\sqrt{2}$.

3. В отношении колебаний виляния, вращения около вертикальной оси, надо рассматривать моменты сил инерции относительно вертикальной средней плоскости; силы надо брать как ординаты синусоиды, получившиеся в результате сложения двух упомянутых выше синусоид; можно также брать моменты сил инерции при фиктивном поршне, согласно п. 2, с плечом, равным половине расстояния b двух поршней.

Вернемся к свободно подвешенному паровозу Лешателье (фиг. 49). Начнем с колебаний подергивания.

Предположим, что канат AB достаточно длинен, чтобы можно было пренебречь вертикальной составляющей силы тяжести — условие, которое можно считать выполненным, так как колебания от этой причины весьма незначительны.

Затем, согласно предыдущему, можем заменить два поршня одним фиктивным с весом равным $p\sqrt{2}$.

В этих предположениях, как заметил Куш, можно определить амплитуду колебания подергивания, применяя „принцип неподвижности центра тяжести“ веса всего паровоза P (вместе с весом фиктивного поршня $p\sqrt{2}$). Если b — ход поршня, а x — амплитуда полного колебания подергивания, то:

$$P \cdot x = p\sqrt{2} \cdot c,$$

откуда

$$x = \frac{p\sqrt{2}}{P} \cdot c.$$

Если $P = 50\,000$ кг, $p = 250$ кг и $c = 0,50$ м

$$x = 0,00353 \text{ м.}$$

Для колебаний виляния можно поступить аналогично: если b — радиус инерции подвешенного паровоза относительно вертикальной оси, проходящей через его центр тяжести, равен половине расстояния между осями поршня, то

$$y = \frac{P\sqrt{2}}{P} \frac{b}{e} c,$$

y — полная амплитуда колебания виляния подвешенного паровоза, измеренная по линии осей цилиндров. При тех же данных и $e = 2$ м, $b = 0,95$ м (наружные цилиндры), найдем:

$$y = 0,01170 \text{ м.}$$

При четырехцилиндровых паровозах вычисления дают близкие к этому результаты.

Как можно усмотреть, эти амплитуды чрезвычайно малы.

Опыты Лешателье полностью подтвердили его вычисления. Лешателье однако не делает вывода, что на практике эти различные колебания также незначительны; простое непосредственное наблюдение убеждает в противном; мало того, не останавливаясь на своих вычислениях и опытах, он изыскивает способ проектирования таких противовесов, которые возможно больше уменьшили бы колебания виляния и подергивания, которых он опасался. Он пришел к мысли, что движущие колеса надо снабжать противовесами более тяжелыми, чем это необходимо для уравнивания сил инерции вращающихся масс, — для уравнивания прочих колеблющихся масс; его противовесы были достаточны для полного „горизонтального“ уравнивания в ущерб „вертикальному“. Для больших скоростей настоящего времени этого конечно недостаточно; теперь все чаще возвращаются к старому английскому способу одного вертикального уравнивания, в особенности для четырехцилиндровых машин; при двух цилиндрах уравнивают полностью центробежные силы и только в незначительной мере горизонтальные силы инерции, например $\frac{1}{3} - \frac{1}{4}$.

с) *Позднейшие объяснения.* С 1849 г. до конца прошлого столетия указанные работы не были пересмотрены; часто придерживались даже того мнения, что теория и опыты Лешателье доказывают, что на практике колебания виляния, боковой качки и подергивания имеют незначительные амплитуды, независимые от скорости, чего сам Лешателье никогда не говорил. Это мнение основывалось на таком соображении: *теория и опыты показывают, что в подвешенном паровозе колебания виляния имеют постоянную, весьма малую амплитуду; то же должно быть и на практике, так как трение бандажей о рельсы могут ее только уменьшить.*

Это соображение — не верно; действительно, изложенная теория предполагает, что вес P не имеет никакой горизонтальной связи; при наличии связи теория должна отпасть. На практике такими связями являются упряжь и реакция рельса на колеса; мало того, мы видели, что боковые трения бандажей по рельсам могут быть движущими силами, вместо того, чтобы быть силами сопротивления.

d) *Теория Поше (Pochet) и Надаля (Nadal).* В 1882 г. Поше дал теорию колебаний виляния повозок под действием коничности бандажей, не принимая в расчет влияния колеблющихся масс паровоза (см. „*Theorie du mouvement en courbe sur les chemins de fer, par Leon Pochet*“, 1882 г.) Это — интересный труд, но, к сожалению, автор преимущественно рассматривает случай бандажей с конической поверхностью, но без гребней; это — мало реальный случай. Он доказывает, что трение бандажей по рельсам может быть источником колебаний виляния.

В 1896 г. Надаль опубликовал в „*Annales des Mines*“ труд, в котором он именно по поводу колебаний виляния объясняет, что таковые могут вызвать расстройство пути. Анализ колебаний виляния Надаля дал в своем труде „*Locomotives à vapeur*“ в 1908 г.

e) *Опыты Р. Л. М.* В 1889-1890 гг. Генри (Henry) произвел испытание с подвешенным паровозом, обставив опыты насколько возможно условиями практики.

1. Прежде всего он повторил опыт Лешателье со свободно подвешенным паровозом, с ходом вхолостую. Как и нужно было ожидать, ничего нового Генри не получил.

2. Затем он произвел опыт с паровозом, связав его в горизонтальном направлении с неподвижными точками следующим образом. Фиг. 50 представляет горизонтальную проекцию подвешенного паровоза: A — проекция каната, на котором подвешен паровоз; B и C — горизонтальные рессоры, которые связывают паровоз с неподвижными точками B' и C' , заменяющие собой как бы реакции упряжи (при колебаниях подергивания).

Затем 4 рессоры D, E, F и H связывают паровоз с четырьмя неподвижными точками D', E', F' и H' , заменяющими собою боковые реакции рельса на гребни бандажей крайних колесных пар.

Все 6 рессор — спиральные, с приборами, позволяющими произвольно менять их начальное натяжение.

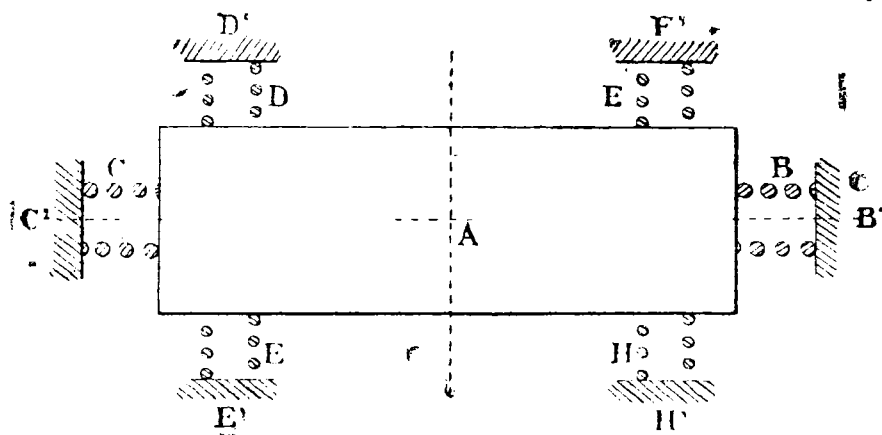
(См. Essais des locomotives à grande vitesse de différents chemins de fer français et anglais, faits en 1889 et 1890 entre Paris et Laroche; труд, автографированный Р. Л. М. для консультации в библиотеке Société des Ing. civ.).

Для удобства опытов рельсы были градуированы.

Прежде всего при различных скоростях измерялись боковые усилия колебаний подергивания и виляния (путем изменения начального натяжения рессор и наблюдения значений этого натяжения в момент начала колебаний). Затем при каждой скорости предоставляли колебаниям увеличиваться, чтобы видеть, действительно ли их амплитуды незначительны и не зависят от скорости, как то наблюдается в свободно подвешенном паровозе.

„В действительности рессоры всегда деформируются и колебания их, по крайней мере при подергивании, быстро увеличиваются; приходилось останавливать машину во избежание поломок приборов“ (см. по этому вопросу: „Observations sur les trains à marche rapide“, par Worms de Romillu, 1891 г.).

Эти опыты дали значения минимальных, а не максимальных действующих сил.



Фиг. 50.

Труд этот не дает выводов; имеющиеся в нем замечания, что колебания паровозов не безвредны для пути, не доказаны. Но все же эти опыты очень интересны; они соединены в описании с опытами на различных дорогах, с обращением паровозов при скоростях до 140 км/час. Труд дает полное описание всех испытаний.

ф) *Различные опыты.* В Америке, в Альтоне производились опыты над паровозами на катках. Цель опытов заключалась в измерении силы тяги динамометром.

г) *Объяснение опытов Р. Л. М.* Как мы увидим, аномалии, которые отмечены в испытаниях Р. Л. М., только кажущиеся и легко объясняются по нашей теории.

Прежде всего паровоз был „подвешен“, но не „свободно подвешен“. Отсюда следует, что нельзя применять принцип неподвижности центра тяжести, включая и p , как то было допущено (§ 75 с). Мало того, можно получить резонанс того рода, который мы уже рассматривали и будем еще исследовать дальше в § 93 по поводу колебаний виляния.

Мы не думаем, чтобы в опытах Р. Л. М. получался резонанс в точном смысле этого слова. Повидимому там получалось нечто, напоминающее резонанс, т. е. просто увеличивающиеся колебания, с амплитудой большей, чем то получалось при свободно подвешенном паровозе, которые и позволяли рессорам выбирать полный свой ход. Это явление называется *псевдо-резонансом*; об нем подробно излагается в VI части по поводу так называемых „принудительных колебаний“.

Эти опыты лишней раз доказывают, что при периодических колебаниях малые силы, повторяясь, могут вызвать большие действия.

Мы дадим характерное сравнение, чтобы показать, что принцип неподвижности не применяется к случаю, когда имеются связи в направлении движения. Когда человек качается на упругой доске, он заботится о том, чтобы его центр тяжести не был неподвижным; колебания будут увеличиваться по мере того, как он будет качаться.

Вспомним также старый пример с Анжерским висячим мостом, который упал при проходе „в такт“ части войска. Таким же образом мы объясняем „увеличивающиеся вертикальные колебания“, которые Лешателье наблюдал со своим подвешенным паровозом: здесь вертикальные колебания были „в направлении связи“, здесь был резонанс или псевдо-резонанс благодаря упругости, без трения рессор, пеньковых канатов подвешивания и самого строения, к которому была укреплена неподвижная точка подвеса.

Словом, и теория и практика не могли выявить, что колебания паровозов незначительны, безопасны для пути и что их амплитуда не зависит от скорости. В дальнейшем мы увидим, что колебания вращающихся или колеблющихся частей вообще не вызывают тяжелых действий. Но существует другое колебание виляния, связанное с зазором между гребнями колес и рельсами, которое может иметь большие значения и оказаться вредным для прочности пути, осей и даже с точки зрения схода. Эти колебания могут иметь место во всех повозках, даже в электрических локомотивах.

§ 76. Наблюдения над паровозами в ходу. Вот наиболее важные из наших личных наблюдений:

1. Сильные колебания паровозов исключительны.

2. Колебания подергивания вообще синхронны с оборотом движущих колес; при малой скорости они иногда могут следовать изменениям движущего момента.

3. Колебания виляния при малой скорости, когда они имеются, синхронны с продолжительностью оборота движущих колес; мы заметили, что при скоростях 60—80 км/час этот синхронизм пропадает; мало того, начиная с этой скорости продолжительность колебаний иногда постоянна для одного и того же паровоза; она равна около $\frac{2}{3}$ сек. для полного колебания (туда и обратно) современного паровоза с высоким центром тяжести.

а) Главные колебания. Дальше мы дадим свою теорию колебаний виляния, связанных с коничностью бандажа или, точнее, с зазором гребней с рельсами, для всех повозок; мы покажем, что эти колебания несравненно больше колебаний, связанных с не вполне уравновешенными, вращающимися и колеблющимися частями. Отсюда заключают, что это колебание виляния играет роль преобладающего колебания, или главного, которое заставляет все другие колебания, в сумме, следовать своей продолжительности. Мы увидим, что эта продолжительность почти постоянна и не зависит от скорости. Таким образом все совершенно согласуется с нашими наблюдениями. Мы увидим также, что эти главные колебания могут быть слегка увеличены, иногда уменьшены, колебаниями второстепенными — виляниями, связанными с инерцией поршня при их прямолинейно-возвратном движении. С другой стороны, существуют другие „главные“ колебания, способные подчинить своей продолжительности равнодействующую колебаний, в первую очередь колебания галопирования, связанные с неровностями пути. К этим колебаниям могут добавляться также колебания второстепенные, связанные с вертикальной составляющей действия пара на параллели, о чем мы говорили в предыдущем параграфе.

б) Второстепенные колебания. Вернемся к нашему главному колебанию виляния; как мы уже говорили, его значение может несколько увеличить второстепенное колебание, связанное с прямолинейно-возвратным движением поршня; при малой скорости, когда продолжительность оборота движущих колес около $\frac{2}{3}$ сек., оно будет действительно второстепенным для главного; при двойной скорости будут иметь место два второстепенных колебания для главного; понятно, эти два второстепенных колебания могут взаимно уничтожиться.

Мы добавим, что при больших скоростях второстепенные колебания дают только импульсы, которые можно определить по общему закону о количествах движения.

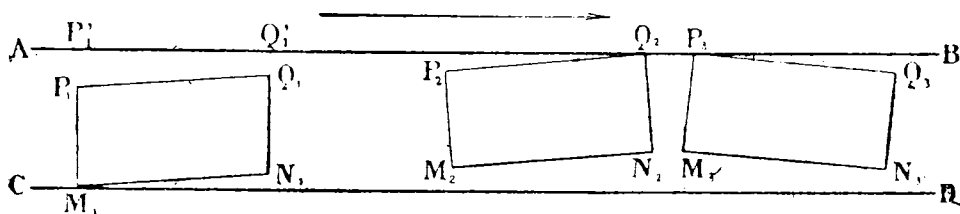
Колебания виляния подвижного состава, связанные с зазором гребней бандажей с рельсами пути или с коничностью бандажей. Вычисление боковых усилий

§ 77. Общая формула работы этого колебания на прямом пути. Представим себе прежде всего различные фазы колебания виляния, как они происходят на практике.

Предположим, что повозка имеет определенный зазор ϵ между гребнями и рельсами пути; имеет мало значения, будут ли бандажи с конической поверхностью, будут ли колеса насажены на оси крепко или свободно.

Вообще такого рода колебания приписывают коничности бандажа вместе с крепкой насадкой колес на оси; это — заблуждение, на самом деле старый подвижной состав, колеса коего были свободны на осях, также имели колебания виляния.

AB и CD — две нитки рельсов пути; пусть повозка будет с произвольным числом осей, не вращающимися и не имеющими передвижения вдоль своих геометрических осей. Представим (фиг. 51), что 4 точки M_1, N_1, P_1 и Q_1 — точки бокового соприкосновения гребней бандажей крайних осей с рельсами. Предположим, что по какой-либо причине повозка принимает по отношению к рельсам косое положение $M_1 N_1 P_1 Q_1$; расстояние $P_1 P_1'$ — полный зазор ϵ гребней с рельсами. В таком случае повозка покатится боком по косой, более или менее прямой линии до положения $M_2 N_2 P_2 Q_2$, в котором она имеет боковой удар в Q_2 . Затем вследствие этого удара повозка повернется, получит второй, более легкий удар сзади в точке P_2 , так что примет положение $M_3 N_3 P_3 Q_3$ и т. д.



Фиг. 51.

Повозка из своего первого положения во второе катится не строго по прямой линии; этому сопротивляются инерция в поперечном направлении и, если имеется, коничность бандажей. Повозка описывает кривую с боковым скольжением бандажей по рельсам; но это, как мы увидим, имеет мало значения.

Какова же будет работа силы, производящей это колебание? Легко вычислить высший предел этой работы.

Максимум силы будет $P \cdot \varphi$ (P — вес повозки, φ — коэффициент трения бандажей по рельсам). Путь, проходимый бандажами в поперечном направлении, равен ϵ , так что

$$T = P \cdot \varphi \cdot \epsilon. \quad (98)$$

Это — общая формула максимальной работы силы, вызывающей колебание, даже при условии, что трение будет все время движущей силой, а не силой сопротивления, — случай более неблагоприятный, чем в действительности, как это мы увидим дальше.

§ 78. Распределение боковых реакций между осями. По фиг. 51 видно, что боковая реакция пути на переднюю колесную пару больше, чем на заднюю, так как повозка частично поворачивается, отходя вбок от рельса, о который ударились. По нашим наблюдениям, первая реакция приблизительно в 2 раза больше второй; поэтому мы примем, что удар на переднюю ось представляет $\frac{2}{3}$ значения T (формула 98), а на заднюю $\frac{1}{3}$. Весьма простые опыты, описанные

в § 292 восьмой части, позволяют определить это распределение более точно для различных случаев.

Предположим, что

$$T' = \frac{2}{3} P \cdot \varphi \cdot \varepsilon \quad (\text{передняя колесная пара}) \quad (99)$$

$$T'' = \frac{1}{3} P \cdot \varphi \cdot \varepsilon \quad (\text{задняя колесная пара}) \quad (100)$$

§ 79. Применение к очень простому случаю. Применим предыдущие вычисления к электрической автомотрисе на двух тележках обычного паровозного типа, представленной на фиг. 17, т. е.

- а) с боковым перемещением,
- б) с естественным трением поковки на тележке, когда последняя поворачивается под повозкой,
- с) с возвращающим прибором, пружина которого имеет начальное натяжение,
- д) с боковыми шаровыми опорами.

Эту автомотрису вполне можно уподобить двухосной тележке, которую мы рассматривали выше. В частности, определим максимальную боковую реакцию пути, с точки зрения определения коэффициента безопасности против схода с рельсов, для передней тележки, удар которой о рельс в 2 раза больше удара задней тележки. В данном случае удар

$$T' = \frac{2}{3} P \cdot \varphi \cdot \varepsilon.$$

Посмотрим, как этот удар будет поглощен передней тележкой.

Прежде всего налицо жесткий удар неподвешенной части, т. е. колесных пар; такого рода проблему мы исследуем в 4-й части; мы увидим, что таким ударом можно пренебречь, исключая очень больших скоростей, превосходящих 120 км в час, — случай, в котором пертурбации остаются все же довольно умеренными.

Рама тележки, подвешенная вертикально, нисколько не способствует поглощению бокового удара; с точки зрения последнего раму тележки следует рассматривать как неподвешенную; ее вес также сравнительно незначителен.

Настоящим поглотителем удара является прибор бокового перемещения тележки. С первого взгляда можно предположить, что достаточно принять в расчет поглощение удара пружинами (рессорами) возвращающего прибора; но это будет заблуждение; нужно учесть возможность резонанса в случае синхронизма между естественной продолжительностью колебания виляния, которую мы определим дальше, и естественной продолжительностью горизонтального колебания, связанного с рессорами возвращающего прибора.

В этом случае колебания виляния будут увеличиваться до тех пор, пока работа сопротивления трения возвращающего прибора не делается равной работе по формуле (99). Можно получить также псевдо-резонанс (см. §§ 88 и 174).

Если d — боковое перемещение тележки в обе стороны от среднего положения, то полное боковое перемещение в простом колебании, когда повозка перебрасывается от одного рельса на другой, будет равно $2d$.

Если Q — вес подвешенной части, приходящейся на переднюю тележку, работа трения полного бокового перемещения будет:

$$T_1 = Q \cdot \varphi' \cdot 2d = 2dQ\varphi'. \quad (101)$$

Амплитуда колебания виляния не будет увеличиваться, когда

$$T' = T_1,$$

или

$$\frac{2}{3} P \varphi \varepsilon = 2dQ\varphi', \quad (102)$$

или

$$d = \frac{1}{3} \frac{P \varphi}{Q \varphi'} \varepsilon. \quad (103)$$

Теперь легко вычислить значение боковой реакции F , которая соответствует боковому перемещению d . Это — известная функция начального натяжения рессор возвращающего прибора и гибкости рессор на одну тонну, или:

$$F = f(d). \quad (104)$$

Можно предположить, что передняя тележка воспринимает боковой удар полностью. Тогда будем иметь:

$$d \leq \frac{1}{2} \frac{P}{Q} \frac{\varphi}{\varphi_1'} \cdot s. \quad (104 \text{ bis})$$

Эта формула — чисто математическая, свободная от какой-либо гипотезы, основанной на наблюдениях практики, и применяется ко всякой скорости, как бы она ни была велика. Применительно к электрическим автомотрисам она дает довольно умеренное значение d ; то же самое для F по формуле (104) (см. § 262).

Мы знаем теперь максимальную амплитуду бокового перемещения передней тележки и ее максимальную боковую реакцию. Как мы увидим в 7-й части, это все, что нужно знать для исследования колебаний виляния, с точки зрения вычисления коэффициента безопасности против схода.

Для задней тележки значения F и d будут наполовину меньше.

Вот некоторые наблюдения, которыми мы полагаем необходимым поделиться.

Мы рассматриваем затухание колебаний в плоскости приборов возвращающей тележки, но работа получается в плоскости рельсов; следовательно кроме рассмотренного источника поглощения имеется еще другой, который заключается в следующем. Когда передняя тележка подвергается реакции рельса, центр тяжести подвешенной части продолжает перемещаться в поперечном направлении. Получается вращение подвешенной части около центра колебаний; подвесные рессоры сгибаются со стороны рельса, подвергшегося удару. Выходит, что часть бокового удара поглощается подвесными рессорами, а в случае резонанса — трением подвесных рессор. Это явление мы изучили в § 83 и вернемся к нему в приложениях XIX и XX. В этом обстоятельстве мы видим новое доказательство, что формулы (98) — (104) дают результаты для более неблагоприятных случаев, чем наблюдающиеся в практике. Нужно заметить однако, что поглощение этого рода, которое имеет место в особенности для повозок, жестких в поперечном направлении, происходит в значительно меньшей мере в тележках с упругим боковым перемещением или с наклонными плоскостями.

Формулы (98) — (104) независимы от скорости поезда; с другой стороны, можно заметить, что когда происходят колебания виляния при наличии резонанса, размер колебаний виляния увеличивается со скоростью.

Это противоречие объясняется так. При незначительных скоростях колебания естественно имеют значение, которое увеличивается вместе со скоростью, потому что путь, проходимый бандажами в колебании виляния, определяется геометрически, независимо от скорости; скорость бокового перемещения пропорциональна скорости поезда, а удары при движении виляния пропорциональны квадрату скорости поезда. Но при больших скоростях инерция повозки сопротивляется тому, чтобы бандажи следовали своему геометрическому пути, так что предыдущий закон уже неприменим. В этом случае получают трения движущие и трения сопротивления между бандажами и рельсами, — по очень сложному закону, который Pochet и различные немецкие инженеры только пытались изучить.

Пока эти сложные теории кристаллизуются, мы применим очень простые предыдущие формулы с предупреждением, что они представляют случай более неблагоприятный, чем в действительности.

До сих пор мы давали боковое перемещение тележкам рассматриваемой повозки; на самом деле — это ошибка, очень распространенная, что боковое перемещение тележек служит только для вписывания в кривую; инженеры опытов Берлин — Цоссен для этого снабдили тележками свои автомотрисы.

Это боковое перемещение необходимо даже в двухосных повозках, только при этом нужно придать ему известное трение, чтобы последнее поглощало колебания в случае резонанса; это—редкий случай, но если мы хотим повысить существующие предельные скорости, мы должны его предвидеть.

Закключаем, что рассматриваемая повозка, даже при очень больших скоростях, 150—200 км/час, будет иметь колебания виляния самое большее равные вычисленным.

§ 80. Коэффициент K . Предыдущие формулы слишком требовательны по отношению к существующему подвижному составу при обычных скоростях; они подходят лишь для теоретического исследования подвижного состава при очень больших скоростях. Эти формулы следует видоизменить, чтобы ими можно было пользоваться в повседневной практике.

Представим формулу (98) в таком виде:

$$T = K \cdot P \cdot \varphi \cdot \varepsilon. \quad (105)$$

K —коэффициент, определяемый опытом, различный для разных условий. Формулы (99) и (100) примут вид:

$$T' = \frac{2}{3} K \cdot P \cdot \varphi \cdot \varepsilon, \quad (106)$$

$$T'' = \frac{1}{3} K \cdot P \cdot \varphi \cdot \varepsilon. \quad (107)$$

§ 81. Определение K . Определим продолжительность $2t'$ полного колебания виляния (туда и обратно). Оно дается формулой:

$$2t' = 3 \sqrt{\frac{2\varepsilon}{g\varphi}}. \quad (108)$$

Эта формула получена из формулы (98).

С другой стороны, если исходить из формулы (105), найдем

$$2t'' = 3 \sqrt{\frac{2\varepsilon}{Kg\varphi}}. \quad (109)$$

Из этих двух формул получаем:

$$K = \left(\frac{2t'}{2t''} \right)^2 \quad (110)$$

Таким образом, чтобы получить K надо вычислить значение $2t'$ в различных случаях и наблюдать значение $2t''$.

Таким образом:

$K = 0,5$ для паровозов или старых повозок,

$K = 0,4$ для длинных паровозов.

$K = 0,3$ для вагонов с тележками.

Эти значения приближенны; их следует определить более точно. Трудность определения заключается в том, что это надо делать только при сильных и ритмичных колебаниях виляния—при установившемся резонансе. Затем нужно испытать различные скорости. Приведенные выше значения получены при скоростях 100—120 км/час.

§ 82. Применение к паровозу Pacific с тележкой, представляющей сильное сопротивление боковому перемещению. В 7-й части мы покажем, что этот случай можно уподобить случаю повозки с двумя тележками, но при условии, что гребни первой и второй оси будут срезаны: только при этом условии тележка будет действительно направлять при колебаниях виляния при входе на кривую и при сходе с нее (см. §§ 53—60). Если среза гребней не будет, то в колебаниях виляния одна первая движущая колесная пара воспримет боковой удар.

§ 83. Случай повозок, жестких в поперечном направлении. Этот случай касается повозок, колесные пары которых не имеют никакого приспособления для перемещения в направлении своих геометрических осей. Об этом случае изложено в приложениях XIX и XX.

Для этого вопроса мы применили общую теорему механики удара двух твердых тел. Конечная масса ударяет по бесконечной массе в точке, удаленной от линии, параллельной направлению движения ударяющей массы и проходящей через ее центр тяжести. Применяя эту теорему к рассматриваемой повозке, можно видеть, что гребни в первой фазе воспримут только $\frac{1}{5}$ всего удара, связанного с движением виляния [по формуле (105)]. Этот первый удар выражается всего несколькими килограммометрами; он легко поглощается благодаря поперечной податливости пути и рамы повозки. Затем повозка продолжает приближаться к ударяемому рельсу, как то позволяют связи, т. е. вращением около „центра колебаний“.

В этой второй фазе колебания (см. дополнение XX) подвесные рессоры изгибаются. Мы вычислили максимальную боковую реакцию на путь в момент, когда прогиб рессор достигает своего максимума.

Определение этой максимальной реакции и есть главная цель нашего настоящего исследования; это позволит нам определить коэффициент безопасности против схода по методам, указанным в 7-й части.

Эта теория бросает свет на преимущества высокого центра тяжести подвешенной части, в случае повозок, жестких в поперечном направлении. Но, повторяем, можно получить превосходные паровозы с очень низким центром тяжести, если все колесные пары будут иметь упругое перемещение вдоль своих осей с достаточным трением.

§ 84. Случай с паровозом, имеющим тележку или биссель с боковым перемещением, представляющим незначительное сопротивление. Если тележка паровоза Pacific имеет боковое перемещение с незначительным сопротивлением, она не способна поглотить удар колебания виляния. Этот удар воспримет первая движущая колесная пара. Тележки с подвесками относятся также к этому случаю, если гребни первой и второй движущих осей не срезаны; напротив, они представляют заметное сопротивление боковому перемещению, если гребни достаточно срезаны (утончены). В этом устройстве имеется трение, но меньше, чем в тележке фиг. 17 с боковыми рессорами возвращающего прибора. Эти тележки хуже поглощают колебания виляния, но зато они меньше способствуют проявлению колебаний виляния именно по причине их малого сопротивления боковому перемещению.

Американские тележки „heart shape links“ и с двойными подвесками должны относиться к тележкам с боковым перемещением большого сопротивления.

§ 85. Пассажирские вагоны с тележками. Вагоны с тележками, имеющими длинные тяги качающейся поперечины, естественно относятся к повозкам с тележками, имеющими боковое перемещение с незначительным сопротивлением.

Они могут иметь свое движение виляния, как описано выше, или могут перемещаться параллельно пути, как представлено на фиг. 52. Если эти вагоны находятся в поезде с хорошо нажатыми буферами, они не получают виляния. Тележки иногда испытывают быстрое движение виляния под повозкой; продолжительность коего легко определяется по нашим формулам; но это движение не сообщается самой повозке. Эта система превосходна для линий со смягчающими кривыми; при отсутствии последних дает боковые удары при входе на кривую и при сходе с нее. Герднер, следуя моим советам, построил вагоны, тележки коих, кроме обычных устройств, имеют горизонтальные листовые рессоры, дающие необходимое трение. В этом случае тележки вагонов приобретают способность оказывать сильное сопротивление боковому перемещению.

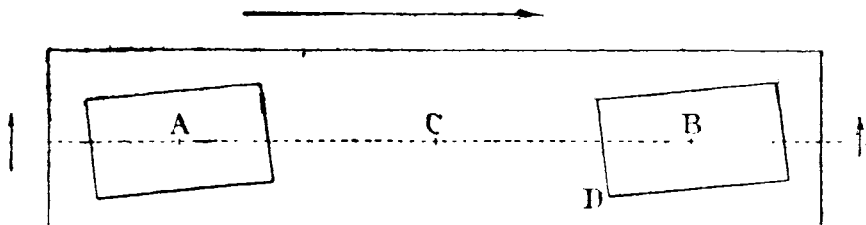
§ 86. Прочие повозки. Подобным же образом возможно рассматривать какие угодно повозки. Мы наблюдали, что для тендеров, уже весьма плохо приспособленных для восприятия вертикальных колебаний, первая ось или передняя тележка отчасти воспринимает боковые удары последней оси паровоза, насколько это позволяет упряжь.

Было бы естественно, если бы тендер мог иметь боковое перемещение относительно машины с трением, которое, как предохранительный клапан, защищало бы первую ось тендера; было бы также хорошо, если бы перед тендера

имел боковую упругость в боковом направлении. Компания P. L. M. в современных тендерах выполняет последнее пожелание.

§ 87. Колебание виляния в кривых. Эти колебания, связанные с зазором между гребнями и рельсами, не появляются на кривых, если скорости достаточно велики по отношению к радиусам кривой, т. е. если они близки к предельным скоростям нашей таблицы (II часть, § 45). В этом случае гребни под влиянием центробежной силы как бы прилипают к наружному рельсу.

§ 88. Замечания. Изученные колебания редко проявляются со всей своей силой; чаще всего при боковых реакциях бандажей (не гребней) на рельсы имеются трения сопротивления, которые отчасти поглощают движущие силы трения. Затем настоящий резонанс может проявиться в повозках только жестких в боковом направлении. Сила прибора возвращения тележки или бисселя вообще слишком незначительна, чтобы вызвать что-либо большее, нежели псевдо-резонанс (см. § 174).



Фиг. 52.

§ 89. Заключение. Заключение — общее с заключениями II части. Выгодно снабжать тележки с большим сопротивлением трения боковым перемещениям; на наш взгляд, это необходимо также, когда превосходят существующие скорости.

Затем выгодно располагать на большой высоте центр тяжести подвешенной части, кроме случая, когда все без исключения колесные пары имеют поперечную упругость с трением. В Англии и в Америке иногда уменьшают зазор между гребнями и рельсами до 20 мм, что уменьшает силу рассматриваемого колебания, но это требует тщательного ухода за путем.

ГЛАВА III

Колебания паровозов, связанные с неуравновешенными вращающимися и колеблющимися частями и с действием пара *

§ 90. Расчет противовесов. Хотя расчет противовесов движущих осей хорошо известен жел.-дор. инженерам, мы считаем полезным вкратце напомнить его принципы.

а) Противовесы вращающихся частей. Представим себе движущую колесную пару (фиг. 53), и пусть P_0 — вес вращающейся части, подлежащей уравниванию; пусть F_0 — ее центробежная сила при данной скорости.

Пусть P_1 и P_2 — найденные противовесы, а F_1 и F_2 — их центробежные силы при той же скорости. Применим обычные уравнения механики.

Первым возьмем уравнение моментов около средней плоскости правого колеса; из него получим значение F_2 . Вторым возьмем уравнение сил, из него получим F_1 . Получив при данной скорости центробежные силы, найдем веса противовесов. Пусть d_0 , d_1 и d_2 — их расстояния от геометрической оси колесной пары.

* Новые теории настоящей главы сильно отличаются от существующих, но их заключения почти одинаковы в отношении опасного воздействия вращающихся и колеблющихся частей. Однако колебания, которые могут получиться, никоим образом не могут сравниться с колебаниями машины, свободно подвешенной и вращающейся вхолостую.

Будем иметь:

$$\left(\frac{P_0}{g} \omega^2 d_0\right) a = \left(\frac{P_2}{g} \omega^2 d_2\right) b,$$

откуда

$$P_0 d_0 a = P_2 d_2 b$$

или:

$$P_2 = P_0 \frac{d_0}{d_2} \cdot \frac{a}{b}. \quad (111)$$

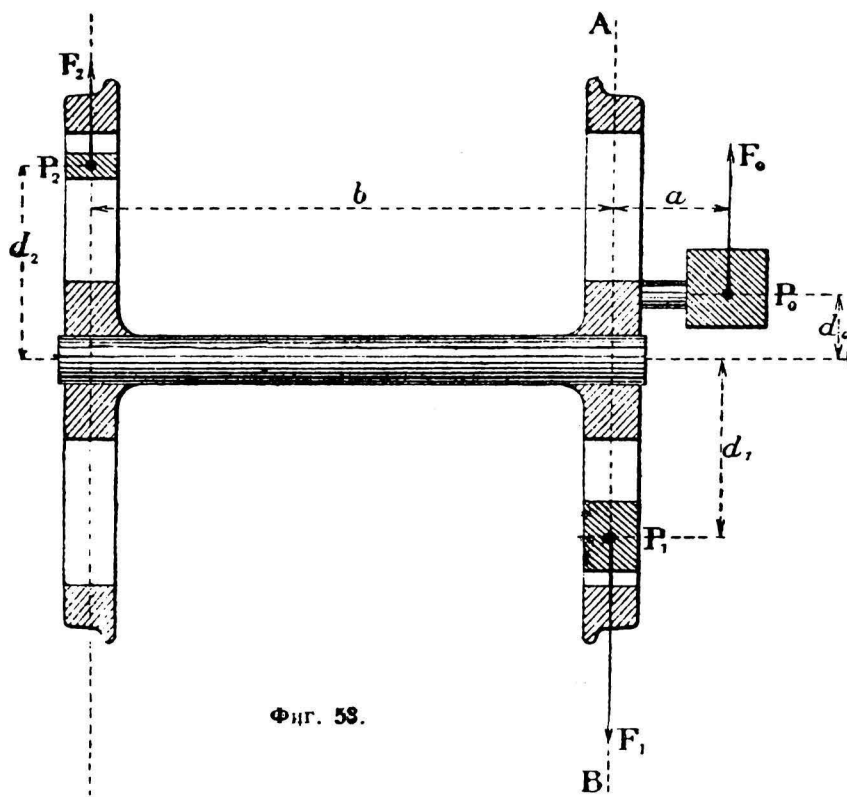
Таким образом

$$P_1 d_1 = P_0 d_0 + P_2 d_2,$$

откуда

$$P_1 = P_0 \frac{d_0}{d_1} + P_2 \frac{d_2}{d_1}. \quad (112)$$

Таким образом, определив противовесы для обоих колес одной и той же оси, получим на каждом колесе два противовеса, большой и малый, расположенные друг к другу под углом в 90° . Их можно заменить для каждого колеса одним эквивалентным.



Фиг. 58.

Тот же расчет применяется и в случае внутренних колес, меняются только знаки.

б) Противовесы колеблющихся (возвратно движущихся) частей. Рассмотрим колеблющиеся (возвратно движущиеся) массы в виде поршня с его штоком и ползуном и предположим шатун бесконечной длины. Мы увидим дальше, что сила инерции поршня в его переменном движении равна горизонтальной проекции центробежной силы массы того же веса, что и поршень, которая сосредоточена в пальце кривошипа. Если мы уравновесим вес этой фиктивной массы по указанному способу, то вес поршня будет уравновешен горизонтально. Но вертикально мы этим добавочным противовесом вводим добавочную пертур-

бацию; последняя периодически меняет нагрузку движущих колес, причем эти изменения пропорциональны квадрату скорости, как легко установить расчетом.

е) *Противовесы для шатунов (движущих)*. Лешателье уравнивает движущий шатун, предположив, что половина его массы относится к вращающимся массам, приложенным к пальцу кривошипа, а другая половина — к колеблющимся как поршень. Эта гипотеза достаточно близка к действительности, как и предположение, что шатун имеет бесконечную длину. Более точные расчеты читатель найдет у Куша и других новейших авторов, но эти расчеты большей частью бесполезны для практики.

Посмотрим теперь, как применяются на практике различные способы уравнивания.

д) *Полное вертикальное уравнивание*. Немного дальше мы увидим, что при больших скоростях для четырехцилиндровых паровозов колебания возвратно движущихся частей (колеблющихся) не внушают опасений; больше опасаются периодических изменений нагрузки, связанных с противовесами колеблющихся частей, так как они пропорциональны квадратам скорости. В таком случае колеблющиеся массы вовсе не уравнивают; зато со всем старанием уравнивают все вращающиеся части, даже распределение сцепных шатунов и т. д. и часть движущего шатуна.

е) *Полное горизонтальное уравнивание*. Лешателье превозносит полное горизонтальное уравнивание для уменьшения колебаний виляния и в особенности подергивания, но так как с его времени скорости значительно увеличились, даже для товарных поездов, в настоящее время от этого способа почти отказались.

ф) *Частичное горизонтальное уравнивание*. Чаще всего, особенно в двухцилиндровых машинах, уравнивают вращающиеся части и $\frac{1}{n}$ часть веса колеблющихся частей, например $\frac{1}{3}$, $\frac{1}{4}$ — смотря по обстоятельствам. Испытания показывают, что обыкновенно бывает достаточно несколько ослабить колебания подергивания, которые оказывают наибольшее инерционное действие со стороны колеблющихся масс. Затем добавочные противовесы горизонтального уравнивания нужно распределить по всем движущим колесам. Если движущая ось — первая из сцепных, ей давать противовес горизонтального уравнивания не следует, чтобы избежать всякой периодической разгрузки. Противовесы горизонтального уравнивания распределяются между всеми остальными сцепными колесами. Это важно потому, что, как мы видели, в определенных случаях первая ось воспринимает боковые удары от рельсов, когда первая подерживающая ось или тележка не достаточно сильны для принятия этого удара; необходимо не давать этой оси изменений нагрузки из опасения ее схода.

Два противовеса каждого колеса конечно заменяют одним эквивалентным.

Перейдем к изучению собственно колебаний.

§ 91. Классификация рассматриваемых колебаний. Представим себе (фиг. 54) поршень, шатун и кривошип паровоза с горизонтальной машиной; колеса — наружные, два внутренних цилиндра высокого давления с кривошипами под 90° и два наружных низкого давления под 180° к внутренним.

Возьмем случай самый неблагоприятный, когда противовесы движущих колес полностью уравнивают центробежные силы вращающихся масс, т. е. кривошип, палец и половину шатуна; предполагаем, что горизонтальные силы инерции, как-то: поршня, его принадлежностей и половины шатуна совсем не уравновешены; в дальнейшем будем говорить о полном и частичном уравнивании этих сил инерции.

В рассматриваемом случае 4 поршня своей инерцией вызовут следующие колебания:

1. *Колебание вращения* паровоза около вертикальной оси, проходящей через центр тяжести, вследствие изменений сил инерции 4 поршней; это колебание включается в „главное“ колебание виляния, связанное с зазором между гребнями и рельсами, имея продолжительность, значительно меньшую при больших скоростях.

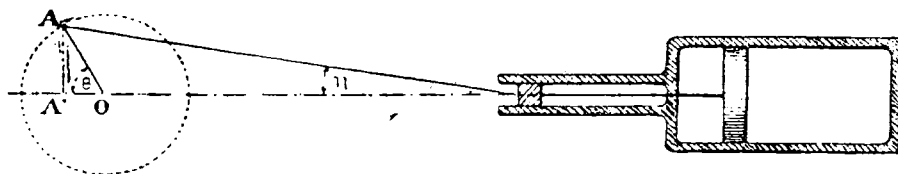
2. Горизонтальное колебание с переменной направлением или *колебание подергивания* паровоза, связанное с изменениями сил инерции 4 поршней.

3. Эти силы стремятся также придать паровозу колебание *галопирования* и колебание *боковой качки* под действием на параллели ползунов, связанных с вертикальной слагающей этих сил инерции.

Эти последние колебания, согласно теории Лешателье, совершенно незначительны.

С другой стороны, действие пара само по себе стремится вызвать следующие колебания:

1. *Колебание подергивания* паровоза в связи с изменениями движущей силы колеса на рельсе вследствие изменения движущего момента; оно имеет другую продолжительность, чем колебание подергивания, описанное выше; полная продолжительность этого колебания, туда и обратно, равна продолжительности полуоборота движущих колес в случае двух цилиндров, тогда как продолжительность колебания подергивания, связанная с инерцией поршня, равна продолжительности одного оборота колес. При малой скорости берет перевес продолжительность колебания в связи с непосредственным действием пара; при большой скорости — продолжительность колебания от сил инерции поршней.



Фиг. 54.

2. *Колебание галопирования* подвешенной части под действием изменений вертикальных составляющих на параллели давления пара на поршни. Мы увидим, что при больших скоростях это колебание превращается в постоянный подъем передней части паровоза.

3. *Колебание боковой качки* подвешенной части под действием изменений вертикальных слагающих на параллели, о которых только что говорили; оно мало при больших скоростях.

4. *Колебание виляния* паровоза под действием самого пара. Это действие всегда ничтожное или нулевое, потому что два движущих колеса одной и той же оси неподвижны друг к другу: одно колесо не может опередить другое. Однако Герднер указывает, что это колебание имеет место, так как фактически возможно кручение движущей оси; мало того, коничность бандажей также позволяет одному колесу забегать перед другим. Мы также, вопреки общепринятому мнению, полагаем, что прямое действие пара может дать легкую тенденцию к вилянию при незначительных скоростях; к этому мы еще вернемся.

Такова классификация различных колебаний, связанных с неуравновешенными колеблющимися и вращающимися частями и с действием пара. Приступим к детальному исследованию этих колебаний по нашему методу.

§ 92. *Колебания виляния.* Начнем с самого беспокойного с точки зрения сходов — с колебаний виляния всего паровоза.

а) *Принцип нашей теории* состоит в следующем. Прежде всего в наиболее неблагоприятном случае существует сильное колебание виляния, в связи с наличием зазора между гребнями и рельсами, которые мы называем *главным* и которое мы только что рассматривали. Оно имеет определенную продолжительность, почти независимую от скорости поезда, начиная с известной скорости. Эта продолжительность $\frac{1}{2} - \frac{3}{4}$ сек., смотря по типу паровоза, даже до 1 сек. при очень длинных паровозах.

С другой стороны, имеется стремление к колебанию виляния, связанному непосредственно с изменением моментов сил инерции поршней, как мы видели выше. Это колебание мы называем *второстепенным* колебанием виляния, потому

что сила, его вызывающая, незначительна по сравнению с силой, вызывающей главное колебание виляния.

Отсюда понятно, что главное колебание виляния *налагает свою продолжительность* на равнодействующее колебание виляния; второстепенное колебание виляния, весьма незначительное и значительно более быстрое при больших скоростях, может только слегка видоизменять главное колебание, как то будет видно дальше, то увеличивая его, то уменьшая.

Для уточнения высказанной мысли посмотрим, каковы продолжительности главного и второстепенного колебаний и каково их отношение.

Предположим, что имеем дело с небольшим паровозом, для которого полная продолжительность (туда и обратно) главного колебания виляния $\frac{1}{2}$ сек. Если движущие колеса имеют диаметр 2 м (длина окружности — 6,28 м), будем иметь один его оборот в 1 сек. при скорости в 22,6 км/час или один оборот в $\frac{1}{2}$ сек. при скорости примерно 42 км/час. Таким образом полное колебание нашего паровоза будет происходить в $\frac{1}{2}$ сек., т. е. за один оборот движущих колес, если скорость поезда 45 км/час, так что:

1 оборот колеса за одно колебание при	45 км/час
2 оборота	90
3 " "	135

Для достаточно длинного, современного паровоза с колесами в 2 м диаметром, в котором полное главное колебание виляния происходит $\frac{3}{4}$ сек., получим:

1 оборот колеса за одно колебание при	30 км/час
2 " "	60
3 оборота " "	90
4 " "	120
5 оборотов	150

Остановимся на этом последнем случае. Предположим, что машина имеет 4 цилиндра и идет со скоростью 150 км/час; она делает 5 оборотов в секунду; при скорости в 120 км/час она будет иметь 4 оборота в секунду, и так далее.

После этого пояснения посмотрим, как второстепенные колебания влияют на главное колебание.

К этому колебанию вращения применим известную теорему о моментах количеств движения и их импульсов, или

$$J\omega = \sum \int_0^{\theta} b \cdot F d\theta;$$

J — момент инерции паровоза относительно вертикальной оси, проходящей через его центр тяжести; ω — приращение угловой скорости с начала простого колебания виляния, связанного с зазором между гребнями и рельсами и до его конца или *нуль*, так как эта скорость вращения — нулевая как в конце, так и в начале; θ — продолжительность простого колебания или половина $\frac{3}{4}$ сек., т. е. $\frac{3}{8}$ сек.; F — каждая сила, действующая или сопротивляющаяся; b — постоянное плечо этой силы; наконец знак Σ обозначает суммирование всех моментов, а именно:

1) моментов импульсов сил действия, которые вызывают виляние, связанного с зазором между гребнями и рельсами и которое мы рассматривали выше;

2) моментов импульсов реакций рессор возвращающего прибора тележки и рельсов вследствие их боковой упругости;

3) моментов импульсов трений сопротивления, которые поглощают предыдущие главные движущие сопротивления, как трения бокового перемещения тележки;

4) моментов импульсов сил, которые вызывают второстепенное колебание виляния, т. е. моментов импульсов сил инерции поршней;

5) моментов импульсов добавочных трений, необходимых для поглощения второстепенных колебаний.

Три первых импульса относятся к главному колебанию виляния; их мы не будем определять, так как наша задача другая — определить, как второстепенные колебания видоизменяют главное.

Таким образом задача сводится к определению импульсов по п. 5 или добавочных трений, необходимых для уничтожения сил по п. 4.

Но раньше мы покажем, что между повторяющимися значениями моментов импульсов сил инерции поршней происходит внутренняя *компенсация*, которая сильно упрощает задачу.

Для ясного понимания представим в полярных координатах, как происходит сложение главного и второстепенного колебаний.

Начнем со скорости в 120 км/час, для которой одно колебание происходит за время 4 оборотов колеса.

Пусть *АВСД* или окружность представляют в полярных абсциссах время; тогда *АВС* представит продолжительность простого колебания виляния (туда), а *СДА* — обратно.

Представим в ординатах, внутри или наружу круга, значения моментов *равнодействующей* сил инерции 4 цилиндров. Момент сил инерции 4 поршней меняется в течение периода одного оборота, и этот период в свою очередь состоит из двух периодов, равных $\frac{1}{2}$ оборота. Немного дальше мы определим равнодействующий импульс $\Sigma fFdt$ для 4 цилиндров и его момент около вертикальной оси, проходящей через центр тяжести.

Заметим, что здесь мы имеем дело с временем t полуоборота, а не с временем θ полуколебания, которое значится под знаком интеграла.

Обозначим через S_1 этот равнодействующий импульс, забыв, что dt есть продолжительность $\frac{1}{2}$ оборота движущих колес. Через S_2 обозначим другой подобный импульс с обратным знаком. То же самое для S_3 и S_4 .

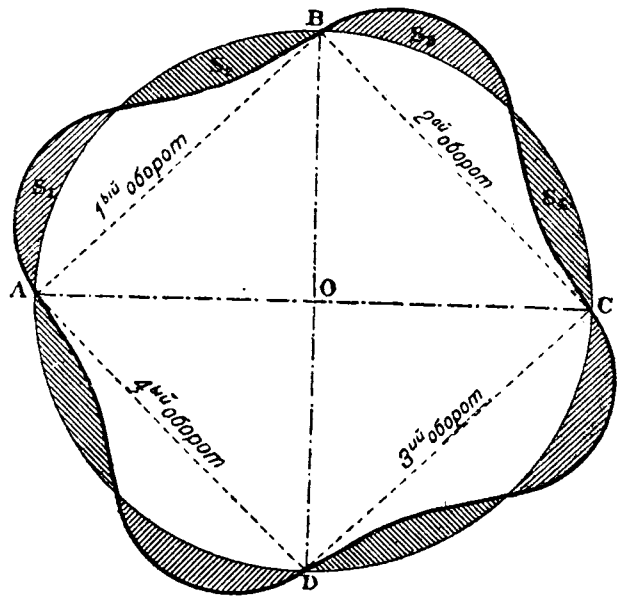
Вернемся к импульсам S_1 и S_2 . Импульс S_1 *увеличивает* момент количества движения колебания вращения и следовательно увеличивает скорость вращения в силу теоремы моментов количества движения.

С другой стороны, импульс S_2 , который равен S_1 с обратным знаком, *уменьшает* момент количества движения и скорость вращения. Так что действие импульсов S_1 и S_2 за определенный промежуток времени взаимно уничтожается. То же самое для S_3 и S_4 . Следовательно второстепенное колебание в этом случае оказывает нулевое действие и нисколько не изменяет условия затухания главного колебания.

Но оно дает *колебания в колебании* в виде маленьких фестонов, видных на фиг. 55.

Немного дальше мы увидим, что эти фестоны так незначительны, что их даже нельзя заметить в пути, наблюдая на паровозе колебание виляния, связанное с зазором между гребнями и рельсами — при большой скорости.

Теперь рассмотрим ту же самую машину при скорости в 150 км/час — крайний предел опытов с поршневой машиной, идущей резервом (*marchant seul*). В этом случае на одно колебание (полное) приходится пять оборотов или на $\frac{1}{2}$ колебания — 5 полуоборотов.



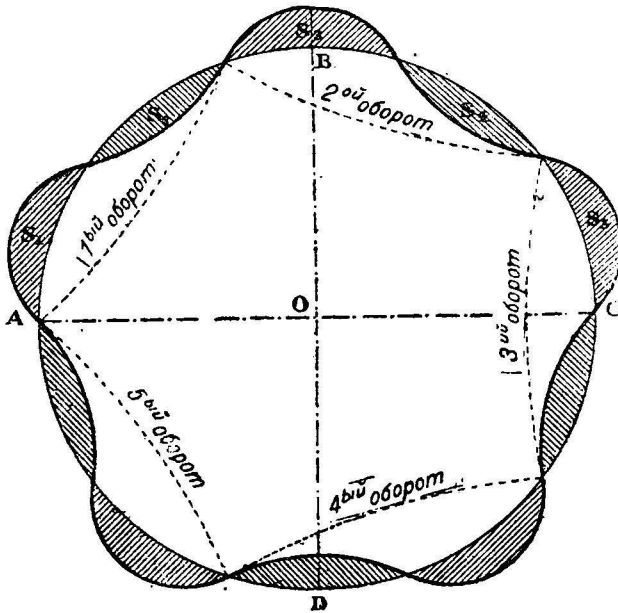
Фиг. 55.

Фиг. 56 представляет, что происходит в данном случае. Импульсы S_1 и S_2 взаимно уничтожаются; то же самое с S_3 и S_4 . Остается избыток S_5 , который увеличивает или уменьшает полное колебание влиания, соответственно тому, как располагается этот избыток S_5 —внутри или снаружи окружности (фиг. 56).

Вообще заключение таково:

Если продолжительность колебания в точности кратна четному числу оборотов, второстепенные колебания имеют нулевое значение. Если в точности кратна нечетному числу — второстепенное колебание увеличивает или уменьшает колебание влиания соответственно значению избытка импульсов.

В случае неточной кратности второстепенное колебание увеличивает или уменьшает главное колебание, но в меньшей мере, чем в случае точной нечетной кратности; в таком случае получается принудительное колебание, которое мы будем рассматривать в VI части.



Фиг. 56.

b) Вычисление момента импульса равнодействующей. Для ясности приведем числовой пример с паровозом Pacific, имеющим следующую характеристику:

Полный вес паровоза — 93 000 кг.

Вес каждого поршня HP (наружного) с принадлежностями и половиной движущего шатуна — 250 кг.

То же — BP (внутреннего) — 350 кг.

Расстояние оси поршней HP от вертикальной средней плоскости — 1,100 м. То же BP — 0,330 м.

Радиус инерции паровоза около оси, вертикально проходящей через центр тяжести — $r = 3$ м.

Диаметр движущих колес — 2 м.

Ход поршней — 0,650 м.

Расстояние центра тележки от центра тяжести — 4,450 м.

Два поршня HP повернуты друг к другу на 90° и два BP — на 180° соответственно к HP .

Для колебания влиания нужно проделать следующие вычисления.

Прежде всего с каждой стороны моменты сил инерции отчасти компенсируются (силы инерции поршней, повернутых на 180° один к другому); они компенсируются с таким остатком:

$$250 \cdot 1,100 - 350 \cdot 0,330 = 160 \text{ кг/м.}$$

Стало быть, этот равнодействующий момент сил инерции эквивалентен с каждой стороны моменту сил инерции одного поршня, расположенного как поршень HP с весом 160 кг и с плечем 1 м.

Приводим следовательно данный случай к машине с двумя цилиндрами, поршни которых, принадлежности и половины шатунов весят 160 кг.

Для дальнейшего нужно еще упростить и уподобить этот случай случаю одного поршня, вес которого подлежит определению при плече в 1 м.

Известно, что этот фиктивный вес равен $p \sqrt{2}$ [p —вес поршня с принадлежностями и половиной шатуна для случая двух цилиндров (согласно § 75)].

Следовательно после этого упрощения мы будем рассматривать только один колеблющийся вес, а именно $p\sqrt{2}$ с плечом 1 м.

Вернемся к нашим вычислениям.

1. Прежде всего, в виде справки, вычислим амплитуду колебания виляния паровоза в предположении, что он свободно подвешен, каковая амплитуда измеряется по оси фиктивного поршня, расположенного с плечом 1 м от средней вертикальной плоскости; применяя формулу § 75, имеем:

$$y = \frac{p\sqrt{2}}{P} \cdot \frac{b}{g} \cdot c = \frac{160 \cdot 1,41}{93\,000} \cdot \frac{1}{3} \cdot 0,65 = 0,00052 \text{ м.}$$

2. Вычислим момент максимальной силы инерции. Эта максимальная сила инерции, равная центробежной силе той же самой массы, приложенной к пальцу кривошипа, весьма близка по значению к $\frac{mv^2}{r}$.

Но m равно

$$\frac{160\sqrt{2}}{g} = \frac{226}{g}$$

Если скорость поезда 150 км/час или 41,7 м/сек, скорость пальца кривошипа

$$v = 41,7 \cdot \frac{0,325}{1,00} = 13,50 \text{ м/сек,}$$

следовательно:

$$\frac{mv^2}{r} = \frac{226}{9,81} \cdot \frac{(13,50)^2}{0,325} = 12\,900 \text{ кг.}$$

Откуда момент максимальной силы инерции равен $12\,900 \cdot 1 \text{ м} = 12\,900 \text{ кг.м}$.

3. Найдем среднее значение этого момента силы инерции, или Φ по уравнению

$$\Phi = b \int_0^t bF dt. \quad (113)$$

Эта высота прямоугольника, равновеликого площади синусоиды с тем же основанием. Интеграл легко вычислить: Φ оказывается равным максимальной ординате F' синусоиды, умноженной на $\frac{2}{\pi}$, т. е.

$$\Phi = F' \cdot \frac{2}{\pi} = 0,64 F' \quad (114)$$

или:

$$\Phi = 12\,900 \cdot 0,64 = 8\,250.$$

4. Продолжительность полуоборота движущих колес равна:

$$t = \frac{3,14}{42} = 0,075 \text{ сек.}$$

с) *Вычисление трения, поглощающего второстепенные колебания.* Итак, мы узнали избыток S_5 (фиг. 56) или момент импульса при второстепенном колебании. Какое трение необходимо иметь для поглощения этого второстепенного колебания в добавление к трениям поглощения главного колебания?

Для этого вычисления применим теорему моментов количества движения и моментов импульсов, но уже не в течение продолжительности $t = \frac{1}{2}$ продолжительности оборота колеса, а в течение продолжительности $\theta = \frac{1}{2}$ продолжительности колебания, т. е., так сказать, на всем протяжении полуокружности ABC (фиг. 56).

Увеличение момента количества движения равно нулю, так как мы исходим из начальной нулевой скорости в A и приходим к нулевой скорости в B . Следовательно сумма моментов всех импульсов должна быть равна нулю.

Предположим, что установился постоянный режим с резонансом, так что колебания перестали увеличиваться: трение, которое мы ищем, и есть то трение, которое необходимо, чтобы получить это ограничение колебаний.

Имеем уравнение:

$$\int_0^{\theta_1} b_1 F_1 d\theta + \int_0^{\theta_1} b_2 F_2 d\theta + \int_0^{\theta_1} b_3 F_3 d\theta + \int_0^{\theta_1} b_4 F_4 d\theta + \int_0^{\theta_1} b_5 F_5 d\theta = 0. \quad (115)$$

Таковы моменты импульсов всех сил, которые действуют на паровоз в течение продолжительности $\frac{1}{2}$ колебания; значения отдельных интервалов — следующие:

$\int_0^{\theta_1} b_1 F_1 d\theta$ — сумма моментов импульсов движущих трений между бандажами и рельсами, которые стремятся придать паровозу вращение, за вычетом сил трения сопротивления между бандажами и рельсами.

$\int_0^{\theta_1} b_2 F_2 d\theta$ — момент импульса, связанного с рессорами возвращающего прибора тележки или с реакцией рельса, если тележка не имеет бокового перемещения; этот интеграл равен нулю, потому что во втором квадранте BC (фиг. 56) значения сил F_4 и плеч b_4 равны, но противоположны по знаку с теми же силами первого квадранта AB .

$\int_0^{\theta_1} b_3 F_3 d\theta$ — сумма моментов импульсов трений сопротивления, которые аннулируют предыдущие движущие трения, так как мы предположили, что главное колебание поглощается и ограничивается достаточными трениями бокового перемещения тележки.

Итак, у нас остаются только два момента импульсов:

$\int_0^{\theta_1} b_4 F_4 d\theta$ или момент импульса второстепенного колебания и

$\int_0^{\theta_1} b_4 F_4 d\theta$ или момент импульса искомого трения, которое поглощает это второстепенное колебание.

Но $\int_0^{\theta_1} b_4 F_4 d\theta$ точно равен $\Phi t b$, что мы уже вычислили.

Если теперь положим:

$$\Phi_1 \theta b_1 = \int_0^{\theta_1} b_5 F_5 d\theta,$$

то получим:

$$\Phi t b = \Phi_1 \theta b_1,$$

откуда

$$\Phi_1 = \Phi \frac{t}{\theta} \cdot \frac{b}{b_1} \quad (116)$$

Иначе говоря, среднее трение поглощения должно быть равно значению средней силы инерции, умноженному на отношение t/θ и на отношение плеч b/b_1 средней силы инерции и трения.

Применим это к нашему паровозу.

Мы нашли $\Phi = 8\,250$ кг.

С другой стороны, $\frac{t}{\theta} = \frac{1}{5}$ по заданию.

Наконец $b = 1$ м и b_1 — расстояние силы трения тележки от вертикальной оси колебания, проходящей через центр тяжести, равно 4,45 м (приблизительно). Будем иметь:

$$\Phi_1 = 8\,250 \cdot \frac{1}{5} \cdot \frac{1}{4,45} = 371 \text{ кг.}$$

Но когда мы имеем тележку с боковыми сферическими опорами, трение бокового перемещения равно $0,20 \cdot 20\,000$ кг или 4 000 кг (20 000 кг — нагрузка на тележку). Следовательно наше второстепенное колебание поглощает только незначительную часть трения, несравненно меньшую, чем главное колебание, в связи с зазором между гребнями и рельсами. После того как будет поглощено главное колебание, останется достаточно трения, чтобы поглотить также и второстепенное.

По этому методу не трудно вычислить трение поглощения, необходимое в случае, когда силы инерции поршней будут частично или полностью уравновешены добавочными противовесами; оно будет, естественно, еще меньше.

Следовательно даже при большой скорости (150 км/час) второстепенным колебанием влияния можно пренебречь по сравнению с главным колебанием, — в случае четырехцилиндровой машины.

Другими словами, если главное колебание будет достаточно поглощено трением боковым перемещением тележки, второстепенное колебание не усугубит положения: незначительное увеличение этих трений или хода, используемого при боковом перемещении, достаточно, чтобы покончить и с второстепенным колебанием.

д) *Случай двухцилиндрового паровоза.* Предположим, что паровоз имеет только 2 наружных цилиндра с расстоянием их оси в 1,05 м от средней вертикальной плоскости; вес поршня с принадлежностями и половиной шатуна равен 500 кг; это — вес, эквивалентный весу

$$500 \cdot \frac{1,10}{1,00} = 550 \text{ кг,}$$

расположенному на расстоянии 1 м от вертикальной средней плоскости.

Мы имеем следовательно с каждой стороны инерцию веса 550 кг, тогда как при 4 цилиндрах мы имели инерцию веса в 160 кг с каждой стороны при том же плече в 1 м.

Следовательно в данном случае получим результаты, умножая таковые для 4 цилиндров на отношение

$$\frac{550}{160} = 3,44.$$

Тогда амплитуда колебания подвешенного паровоза будет 1,79 мм.

Максимальная сила инерции с одной стороны будет 44 400 кг. Средняя сила инерции будет 28 400 кг при плече в 1 м. Добавочное трение, необходимое для поглощения, будет равно 1 270 кг.

В итоге видно, что паровоз с двумя цилиндрами представляется еще достаточно сильным с точки зрения противодействия колебаниям влияния, но добавочное трение, необходимое для поглощения второстепенных колебаний, имеет значение, которым совершенно нельзя пренебрегать при скорости в 150 км/час. В Соединенных штатах и в других странах имеется достаточно паровозов Pacific с двумя цилиндрами.

Легко исследовать тот же случай с двумя цилиндрами, но внутренними, каковой случай будет гораздо более благоприятным.

Предположим, что расстояние их осей от средней вертикальной плоскости — 0,40 м; тогда 500 кг с расстоянием в 0,40 м эквивалентны 200 кг с расстоянием в 1 м; нужно умножить на $\frac{200}{160}$ цифры, относящиеся к четырехцилиндровой машине.

Амплитуда влияния (подвешенного паровоза) — 0,65 мм.

Максимальная сила инерции — 16 100 кг.

Значение средней Φ — 10 300 кг.

Добавочное трение поглощения — 475 кг.

Как и следовало ожидать, цифры получились более умеренные.

е) *Влияние скорости.* Наш паровоз имел 5 оборотов колес за одно колебание при 150 км/час, он же не имеет больше 4 оборотов за одно колебание при 120 км/час; итак, при этой скорости колебание второстепенное, в связи с инерцией поршней, имеет нулевое влияние; оно компенсируется как на фиг. 55.

При 90 км/час паровоз имеет 3 оборота колес за одно колебание. Это — нечетная кратность; в данном случае не получится никакой компенсации.

Как теперь должны быть уменьшены приведенные выше результаты? Мы знаем, что колебание подвешенного паровоза не меняется со скоростью. С другой стороны, значение максимальной силы инерции F и средней силы инерции Φ пропорциональны квадрату скорости.

Не то же самое будет с трением, необходимым для поглощения Φ_1 ; на самом деле по формуле (116) имеем:

$$\Phi_1 = \Phi \cdot \frac{t}{\theta} \cdot \frac{b}{b_1}$$

Φ_1 пропорционально Φ или квадрату скорости, но, с другой стороны, оно пропорционально t или продолжительности оборота, которая обратно пропорциональна скорости; θ или продолжительность главного полуперегиба — постоянно. Следовательно Φ_1 пропорционально просто скорости.

Вот какие цифры получим при 120 км/час, выведенные из цифр при 150 км/час, для четырехцилиндрового паровоза.

Полная максимальная сила инерции (при плече 1 м):

$$12\,900 \cdot \left(\frac{120}{150}\right)^2 = 8\,260 \text{ кг};$$

полная средняя сила инерции (при плече 1 м):

$$8\,250 \cdot \left(\frac{120}{150}\right)^2 = 5\,280 \text{ кг};$$

трение поглощения (в боковом перемещении тележки):

$$371 \cdot \frac{120}{150} = 296 \text{ кг}.$$

Эта последняя цифра в 296 кг не имеет никакого значения, так как в данном случае имеется полная компенсация благодаря четной кратности продолжительности колебания с продолжительностью оборотов колес. Не то заключение мы дадим при нечетной кратности при тех же 120 км/час, если диаметр движущих колес будет отличаться от 2 м или если продолжительность главного полуперегиба θ несколько изменится. Найдем следующие цифры для двухцилиндрового Pacific при 120 км/час:

полная максимальная сила инерции (при плече 1 м):

$$44\,400 \cdot \left(\frac{120}{150}\right)^2 = 28\,200 \text{ кг};$$

полная средняя сила инерции (при плече 1 м):

$$28\,400 \cdot \left(\frac{120}{150}\right)^2 = 18\,200 \text{ кг};$$

трение поглощения (в боковом перемещении тележки):

$$1\,270 \cdot \frac{120}{150} = 1\,020 \text{ кг}.$$

f) *Замечания.* Наш метод приводит нас к тому заключению, что влияние инерции поршней практически нулевое в отношении колебаний влияния для паровоза с 4-мя цилиндрами, колесами в 2 м диаметром и при большой скорости 150 км/час — наивысшем пределе при испытании паровозов; заслуживает некоторого внимания случай с двухцилиндровой машиной, когда цилиндры наружные, но это вполне допустимое устройство даже при скорости 120 км/час.

При незначительных скоростях, если хотим быть точными, следует учесть влияние колебаний Герднера (непосредственное действие пара с кручением движущих осей). Но это влияние незначительно, а самые вычисления сложны.

Под трением поглощения, о котором мы выше говорили, мы подразумевали боковое перемещение тележки.

Когда имеют дело с подвижным составом, жестким в поперечном направлении, роль этого трения играют подвесные рессоры.

§ 93. Колебания подергивания. *а) Практическое значение этих колебаний.* Лешателье обратил внимание на колебания подергивания, являющиеся следствием действия неуравновешенных сил инерции поршней, и дал их исследование в своем классическом труде, отмеченном нами выше. Он считает, что эти колебания заметны для обслуживающего персонала и бывают иногда настолько сильны, что уголь с тендера сбрасывается в будку машиниста. В своем труде Лешателье указывает, что для свободно подвешенного паровоза эти колебания имеют весьма незначительную амплитуду, — постоянны и независимы от скорости. Но, как и по отношению к колебаниям виляния, он остерегается сказать, что подмеченные законы распространяются на паровозы, когда они ходят по рельсам. Напротив он опасается этих колебаний в практике и дает метод расчета противовесов движущих колес для уравнивания сил инерции поршней. Его система противовесов, удовлетворительная для сравнительно малых скоростей того времени, в настоящее время неприменима из-за больших скоростей с сильными периодическими изменениями вертикальной нагрузки движущих колес.

Таким образом еще раз заключаем, что следует избегать слишком поспешного мнения, что законы для свободно подвешенного паровоза можно распространять на паровозы в практике. Затем следует отказаться от полного уравнивания сил инерции поршней. Чтобы знать, как бороться с этими колебаниями, приступим к их исследованию:

б) Колебания подергивания в свободно подвешенном паровозе. Когда паровоз свободно подвешен и его колеса вращаются вхолостую с какой-либо скоростью, его общий, включая и поршни, центр тяжести неподвижен.

Безразлично — имеет ли паровоз 2 или 4 поршня, так как их можно заметить одним.

Предположим, что машина имеет 4 поршня и ту же характеристику, что была при исследовании колебаний виляния.

Прежде всего здесь имеется частичная компенсация для двух поршней каждой стороны, но не по моментам, а по самим силам. Очевидно, что 2 поршня с весом в 350 и 250 кг, с углом между их кривошипами в 180°, эквивалентны одному — с весом в $350 - 250 = 100$ кг. Затем 2 равнодействующих на 100 кг эквивалентны одному с весом в $100\sqrt{2}$.

Две синусоиды могут быть заменены одной с углом фазы в 45°, равноделящим углы между двумя кривошипами действительных поршней; ординаты этой фиктивной синусоиды равны ординатам одной из действительных синусоид, умноженным на $\sqrt{2}$.

Словом, можно рассматривать один центральный поршень при том же ходе в 0,65 м, дающий те же самые горизонтальные силы инерции, что и все поршни вместе.

Амплитуда колебания подергивания в этом случае равна:

$$x = \frac{PV\sqrt{2}}{P} \cdot C = \frac{100\sqrt{2}}{93000} \cdot 0,65 = 0,00099 \text{ м.}$$

Это — колебание подергивания свободно подвешенного паровоза.

Для удобства анализа представим явление в полярных координатах (фиг. 57).

Предположим, что большой круг $ABCD$ представляет движение равнодействующего поршня, точнее — его пальца кривошипа.

Мы знаем, что амплитуда колебания паровоза изобразится малым кругом фиг. 57; но каково будет смещение фаз этих двух движений? Так как нет никакой упругой связи с внешними точками, движение ограничивается одними силами инерции равнодействующего поршня. С другой стороны, здесь строго применяется принцип неподвижности общего центра тяжести (свободно подвешенная машина).

Теперь, когда паровоз начинает движение с положением кривошипа в A с нулевой скоростью колебания и оказывается при положении кривошипа, в B с максимальной скоростью колебания, он *движется* инерцией поршня; наоборот,

когда кривошип переходит из B в C , он *сдерживается*, и его скорость падает до нуля в C ; то же самое от C до D и от D до A . Следовательно, когда поршень находится в A , положению паровоза соответствует точка A' ; видно, что поршень своей инерцией хорошо *двигает* паровоз, когда он (поршень) меняет свое положение из A в B , а паровоз — из A' и B' ; наоборот поршень *сдерживает* паровоз, когда он (поршень) идет из B в C , а паровоз — из B' в C' . Следовательно между двумя колебаниями имеется *смещение раз в полпериода*.

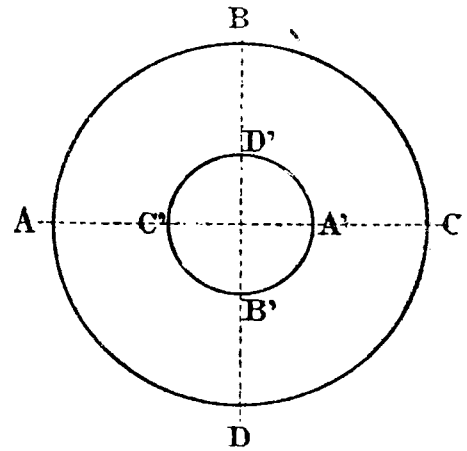
с) *Колебания подергивания на практике.* Возьмем паровоз, безразлично с 2 или 4 цилиндрами. Мы знаем, что силы инерции 4 поршней могут быть заменены силами инерции одного поршня. Имеются два колебания: во-первых, под действием рессор упряжи получается естественное колебание подергивания паровоза; пусть θ — продолжительность полупериода одного этого простого колебания.

С другой стороны, имеется воздействие сил инерции поршня; пусть t — продолжительность периода полуоборота пальца кривошипа; t — известно, а θ можно вычислить по массе паровоза (вместе с тендером) и по силе рессор упряжи поезда. Но для скоростей, даже умеренных, например 50 км/час, t значительно меньше, чем θ . Следовательно резонанс, который соответствует условию $t = \theta$, может получиться только при самых незначительных скоростях, не представляющих никакого практического интереса в отношении сил инерции.

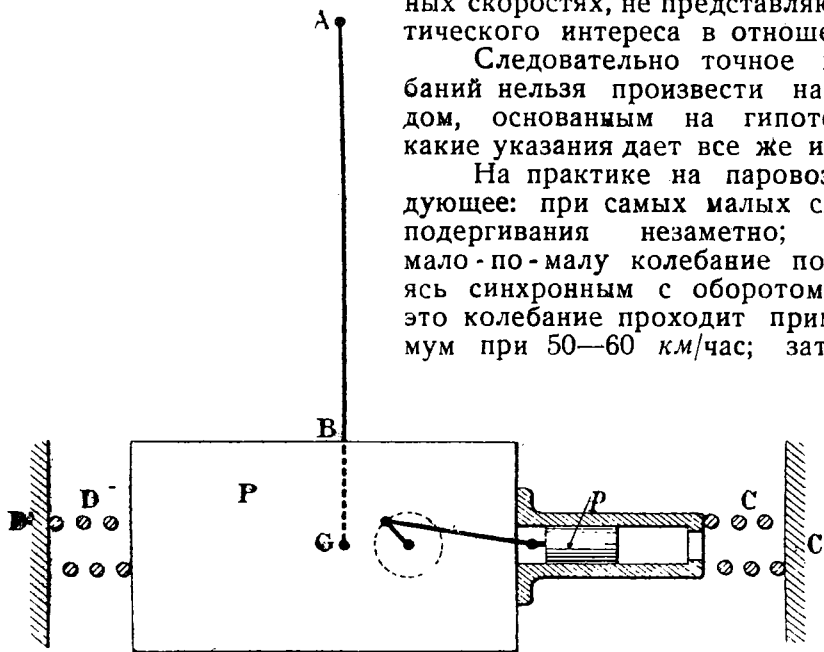
Следовательно точное исследование колебаний нельзя произвести нашим обычным методом, основанным на гипотезе резонанса. Кое-какие указания дает все же и этот метод.

На практике на паровозе происходит следующее: при самых малых скоростях колебаний подергивания незаметно; затем начинается мало-по-малу колебание подергивания, оставаясь синхронным с оборотом движущих колес; это колебание проходит примерно через максимум при 50—60 км/час; затем уменьшается и

делается незаметным при очень больших скоростях. Чтобы получить объяснение такого рода явления, представим себе (фиг. 58) подвешенный паровоз с одним равнодействующим поршнем и с горизонтальными



Фиг. 57.



Фиг. 58.

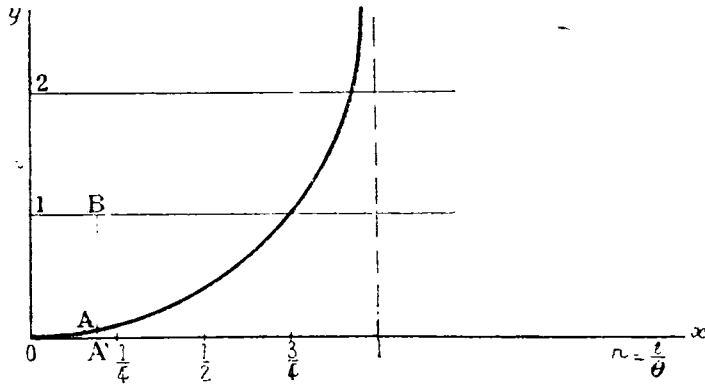
рессорами, имеющими начальное натяжение. Мы увидим при рассмотрении *принудительных колебаний* в 6-й части, что в конце определенного периода колеблющееся тело получает колебания, синхронные колебаниям силы, их вызывающей, с ее периодом, но с различным смещением фаз, смотря по обстоятельствам.

Предположим, что период t оборота будет постоянным и что рессоры подбираются так, чтобы получилось $t = \theta$.

В этих условиях построим кривую, аналогичную кривой фиг. 109 в 6-й части, характерную кривую принудительных колебаний.

На этой фигуре придадим абсциссам значение n отношения t/θ , а ординатам—значения отношения неизвестной амплитуды x колебаний подергивания к амплитуде c колебаний поршня. Как и на фиг. 109, эта кривая асимптотически приближается к ординате, соответствующей $n = t/\theta = 1$, потому что резонанс и амплитуды бесконечны.

С другой стороны, эта кривая (фиг. 59) вначале касательна к оси x -ов или, точнее, к линии, параллельной оси x -ов, которая дает амплитуды, равные амплитудам подвешенного паровоза; на рисунке эту параллельную линию нельзя изобразить, так как она сливается с осью x -ов. Кривая принимает форму фиг. 59.



Фиг. 59.

При больших скоростях, что соответствует точкам кривой, весьма близким от начала координат 0, отношение x/c исключительно мало. Оно равно отношению $\frac{AA'}{BA'}$. Таким образом при больших скоростях мы имеем случай „принудительных колебаний“ (см. 6-ю часть). Амплитуда колебания подергивания ограничивается потому, что она не имеет времени проявиться,—так же как для рессор без трения.

Вернемся к самому паровозу на практике. Предположим, что скорость постепенно возрастает от 0 до 120 км/час и дальше; вот что будет происходить: импульс инерции равнодействующего поршня $\int F dt$ увеличивается пропорционально просто скорости, так как сила F —инерции поршня—пропорциональна квадрату скорости, а время dt обратно пропорционально просто скорости. Но с другой стороны, с увеличением скорости амплитуда колебаний стремится к уменьшению, в силу принципа „принудительных колебаний“. Отсюда понятно, что имеется определенная скорость, для которой амплитуда колебаний подергивания проходит через максимум. Не следует видеть в изложенном выше точную теорию,—это только попытка объяснить явление колебаний подергивания.

При всех исследованиях колебаний исследование крайне затрудняется, когда колебания происходят не в условиях резонанса, который позволяет иметь весьма простые вычисления.

д) *Вычисления для самого неблагоприятного случая.* Как бы то ни было, попытаемся определить амплитуду колебаний подергивания и трения, необходимого для их поглощения; для этого возьмем простой случай, но значительно более неблагоприятный, чем может представиться на практике; это, когда рессоры упряжи достаточно сильны, чтобы допустить возможность резонанса, т. е. когда $t = \theta$. Мы видели, что максимальное колебание получается при скорости 50 км в час, на этой скорости и остановимся. В данном случае нет главного колебания, которое придавало бы равнодействующему колебанию свою продол-

жительность, как то было в случае смешанного колебания виляния; колебание подергивания синхронно продолжительности оборота движущих колес; следовательно, чтобы колебание подергивания имело безопасное действие, поглощаемое трением, достаточно, чтобы

$$\Phi_1 t_1 = \Sigma \int^t F dt, \quad (117)$$

F —сила инерции, переменная во времени, каждого поршня; t —продолжительность полуоборота движущих колес; знак Σ означает суммирование всех сил инерции; Φ_1 —постоянное трение поглощения, которое требуется вычислить.

Возьмем сначала случай паровоза с 4 цилиндрами. Мы видели, что 4 поршня могут быть заменены эквивалентным одним поршнем с весом $100 \sqrt{2}$ кг. Максимальная скорость поршней для скорости паровоза 150 км/час—13,5 м/сек, это дает 4,5 м/сек для скорости 50 км/час.

Полная максимальная сила инерции:

$$\frac{mv_2}{r} = \frac{100\sqrt{2}}{9,81} \frac{(4,50)^2}{0,325} = 898 \text{ кг.}$$

Средняя сила инерции

$$\Phi = 875 \cdot 0,64 = 573 \text{ кг.}$$

Это будет также значением трения поглощения. Упряжь иногда дает такие трения.

Возьмем теперь случай того же паровоза, но с двумя цилиндрами, внутренними или наружными—безразлично.

В этом случае нет более компенсации инерций поршней; мы имеем с каждой стороны поршень, весящий 500 кг вместо 100 кг, как было при компенсации с 4-мя цилиндрами.

Для получения результатов нужно полученные в предыдущем случае данные помножить на отношение $\frac{500}{100} = 5$. Следовательно среднее трение поглощения выразится: $573 \cdot 5 = 2865$ кг.

Упряжь дает трение значительно меньшее этой цифры, но, повторяем, мы и брали крайне неблагоприятный случай, так что можно быть почти уверенным, что на практике мы будем иметь также поглощение колебаний.

Вообще упряжь между паровозом и тендером бывает очень жесткая или она имеет очень сильное начальное натяжение.

Тем не менее возможно, что для машины с двумя цилиндрами, даже при больших скоростях, выгодней уравновесить часть сил инерции колеблющихся масс, как это делают для машин с двумя цилиндрами, предназначенными для малых скоростей. Для очень больших скоростей мы предпочитаем полное вертикальное уравнивание.

При очень больших скоростях, повторяем, по кривой фиг. 59 мы идем все более и более справа налево, что указывает на то, что амплитуда колебания подергивания уменьшается с увеличением скорости, даже при отсутствии трений. Это колебание во всяком случае может быть неприятным.

е) Другой род колебания подергивания. Подергивание может явиться результатом изменения движущей силы, но оно незаметно, кроме самых малых скоростей.

г) Замечания. В паровозе с 4-мя цилиндрами возможно аннулировать колебание подергивания, придавая с каждой стороны поршню BP с принадлежностями одинаковый вес с поршнем HP . Можно аннулировать колебание виляния от инерции частей, придавая с каждой стороны поршням BP вес, измененный по отношению к поршням HP в обратном отношении расстояний от средней вертикальной плоскости.

При исследовании колебаний виляния мы рассматривали случай, правда редкий, когда имеется сильное колебание благодаря наличию зазора между гребнями и рельсами. Мы указывали, что в этом случае получается сложение главного сильного колебания с более слабым, второстепенным, связанным с

инерцией неуравновешенных колеблющихся частей. Чаще всего это главное колебание отсутствует; остается одно второстепенное. В таком случае получается „принудительное колебание“ виляния, синхронное с оборотом движущих колес. В таком случае можно высказать соображения, аналогичные по отношению к колебаниям подергивания, и получить кривую, подобную фиг. 59; это колебание с увеличением скорости стремится уменьшиться, начиная с определенной скорости.

§ 94. Колебания галопирования. Как известно, действие пара на поршни дает место вертикальной составляющей или действию ползуна на параллели. Эта сила при движении паровоза вперед всегда направлена снизу вверх; действие повторяется два раза за один оборот кривошипа каждого цилиндра и достигает своего максимального значения в момент, когда шатун наиболее отклоняется от горизонтали. Это случается 4 раза за один оборот для машин с двумя цилиндрами. Эти повторяющиеся действия стремятся придать паровозу колебания галопирования, исключительно быстрые при больших скоростях благодаря упомянутым 4 колебаниям за оборот.

Понятно, что резонанс этих колебаний абсолютно невозможен и что их амплитуда может быть только весьма незначительной благодаря большому трению сопротивления подвесных рессор и весьма малой продолжительности этих колебаний. На практике при больших скоростях эти колебания совсем незаметны. Но если практически эти колебания, как таковые,—нулевые, это не значит, что они не вызывают никакого действия и при больших скоростях; в действительности эти силы, всегда направленные снизу вверх, вызывают остающийся подъем передней части паровоза, что оказывает свое влияние, так как разгружает ее; это явление мы рассмотрим немного дальше в § 97.

Отметим для уточнения понятия о колебаниях галопирования, что это колебание можно представить в другом виде. Можно иметь колебание галопирования в связи с неровностями пути на стыках (см. 1-ю часть). Это колебание—медленное и может играть роль главного колебания, как колебание виляния, связанное с наличием зазора между гребнями и рельсами (§ 92); в таком случае колебание галопирования, рассматриваемое в настоящем параграфе, может играть роль второстепенного колебания, как на фиг. 56. Но оно не внушает опасения, так как сильного трения рессор достаточно для его поглощения.

§ 95. Колебания боковой качки. Вертикальные составляющие действия пара на параллели дают также место колебанию боковой качки, так как для различных цилиндров эти действия проявляются в разные моменты. На практике при больших скоростях эти колебания незаметны. Но здесь получается постоянное действие этих колебаний по аналогии с остающимся подъемом передней части паровоза, о котором мы говорили выше, моменты этих сил то положительны, то отрицательны. Как в предыдущем параграфе, теоретически возможно получить смешанное колебание, в котором это колебание будет второстепенным, главным же колебанием боковой качки может являться колебание, связанное с неровностями пути в случае расположения стыков исключительно вразбежку. Но и здесь второстепенное колебание ничтожно по сравнению с главным и трения подвесных рессор совершенно достаточно для его поглощения.

§ 96. Различные колебания. Только для памяти перечислим различные весьма незначительные колебания, а именно:

колебания галопирования и боковой качки, связанные с вертикальными составляющими сил инерции неуравновешенных колеблющихся частей;

колебания виляния, связанные с непосредственным действием пара и с кручением движущей оси, отмеченные Герднером.

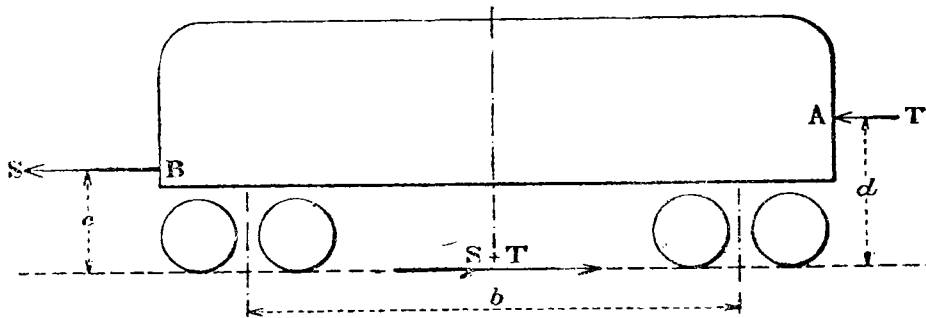
§ 97. Остающаяся разгрузка передней части паровоза. В § 94 мы видели, что вертикальная составляющая действия пара дает место переменным вертикальным силам, которые стремятся приподнять переднюю часть паровоза. При больших и даже при умеренных скоростях эти силы придают передней части паровоза остающийся подъем с малозаметными колебаниями галопирования около среднего положения подъема. Прежде чем изучить это действие на паровозе, рассмотрим более простой случай электровоза или автомотрисы.

а) *Случай электровоза или автомотрисы.* Предположим, что имеем дело с электровозом на двух тележках. Каждая ось имеет свой мотор, например с полым валом, полностью подвешенным к раме тележки. Пусть S (фиг. 60) — среднее усилие тяги на крюке и T — усилие, соответствующее сопротивлению воздуха на электровоз; через c и d отметим расстояния от уровня рельсов S и T . Переходя от статического положения к равномерному движению, получим пару сил S и T , действующую кверху, сцепление $(S + T)$ на уровне рельсов.

Пара дает момент:

$$Sc = Td.$$

Назовем: b — расстояние между осями тележек и x — уменьшение давления передней тележки на рельсы, равное увеличению нагрузки задней тележки.



Фиг. 60.

Будем иметь

$$x \cdot b = Sc + Td,$$

откуда

$$x = \frac{Sc + Td}{b}$$

Если P — полный вес электровоза, а $\frac{P}{2}$ — нагрузка каждой тележки на рельсы, относительная разгрузка A тележки (передней) будет:

$$A = \frac{Sc + Td}{b \cdot \frac{P}{2}} = 2 \frac{Sc + Td}{bP}. \quad (118)$$

Пусть электровоз имеет $P = 60 \text{ т}$, $S = 4000 \text{ кг}$, $T = 500 \text{ кг}$, $c = 1 \text{ м}$, $d = 1,80 \text{ м}$, $b = 6 \text{ м}$.

$$A = 2 \cdot \frac{4000 \cdot 1 + 500 \cdot 1,80}{6 \cdot 60000} = 100 = 2,5\%.$$

Таким образом относительная разгрузка передней части электровоза — всего 2,5%, такая же величина перегрузки зада электровоза; это — величина незначительная. Но в каждой тележке имеется также относительная разгрузка A' первой оси ее с равной перегрузкой второй оси; подобный же расчет дает:

$$A' = 2 \frac{F}{P'} \frac{c}{f}, \quad (119)$$

P' — давление тележки на рельс, F — усилие тяги тележки, c — расстояние шкворня тележки от уровня рельсов, f — расстояние между осями тележки.

$F = \frac{S + T}{2}$ предыдущей формулы и $P' = \frac{P}{2}$ (весу электровоза), уменьшенному на 2,5%.

Тогда для данного электровоза:

$$\Delta' = 2 \frac{\frac{4500}{2} \cdot 0,40}{\frac{58000}{2} \cdot 2,50} 100 = 2,48\%.$$

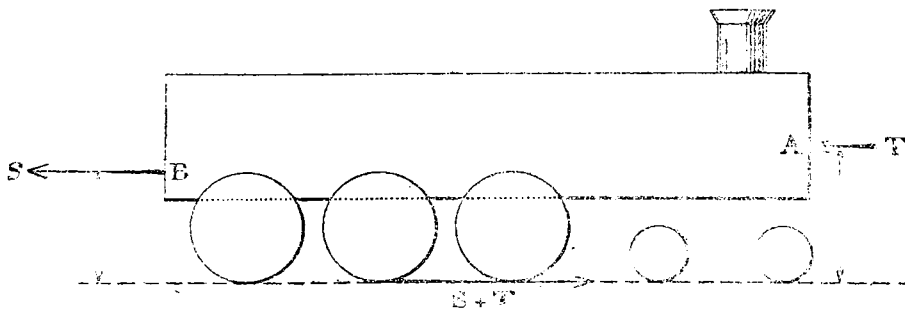
при $c = 0,40$ и $f = 2,50$.

В сумме $\Delta + \Delta' = 2,50 + 2,48 \approx 5\%$.

В дальнейшем эти формулы будут нужны для приложения к случаю торможения $\frac{F}{P}$, значительно превышающим действительное значение. Изложенное выше объясняет нам, почему вообще шкворень тележки располагают низко и почему делают достаточно большим расстояние между осями тележки.

б) *Случай с паровозом.* Мы видели, что для электровоза можно не заниматься изучением изменений движущей пары в течение одного оборота колес на том основании, что повозка имеет с рельсом, так сказать, только две опоры.

Перейдем к случаю паровоза, например „ten weels“ (10 колес) (фиг. 61).



Фиг. 61.

Здесь мы имеем много точек опор; пара, которая стремится поднять паровоз спереди, попрежнему равна $Sc + Td$.

В данном случае нельзя сразу вычислить распределение нагрузок на каждую ось под действием силы тяжести и упомянутой пары.

Герднер в своем труде о двойной тяге (Revue generale, 1904 и 1905 гг.) указывает, что сила, которая действует на параллели снизу вверх, дает равную перегрузку на рельс первой движущей оси. Чтобы вычислить распределение нагрузок на все оси, сначала необходимо вычислить полное среднее вертикальное усилие всех ползунов на параллели; затем определяют распределение по формулам (143) — (149), данным Герднером. При этом вычитают относительную разгрузку тележки.

Для паровоза Pacific, как мы увидим в 7-й части, вычисление дает приблизительно

$$\Delta = 8\%;$$

здесь $\Delta' = 0$, так как тележка не является движущей.

§ 98. **Заключения.** 1. Колебания виляния, связанные с неуравновешенными вращающимися и колеблющимися частями, заметны, но не тяжелы при малых скоростях; при больших скоростях ими можно пренебречь.

2. Колебания подергивания иногда доставляют беспокойство, но не опасны.

3. Следует брать в расчет остающуюся разгрузку передней части паровоза под действием движущей силы — при больших скоростях и изменение этой разгрузки — при малых скоростях.

4. Следует учитывать при весьма больших скоростях изменение нагрузки движущих колес, когда противовесы уравнивают вращающиеся части не

полностью или с излишком, т. е. когда уравновешена также часть инерции колеблющихся частей.

Следует предупредить, что во всех рассуждениях выше мы предполагали горизонтальные цилиндры; при больших скоростях надо избегать наклонных цилиндров.

ГЛАВА IV

Различные колебания

§ 99. Колебания, связанные с действием непрерывного тормоза. При энергичном торможении непрерывным тормозом всех колес поезда повозки испытывают действие пары сил, из коих одна — сцепление колес с рельсами, другая — произведение массы повозки на ускорение замедления; первая приложена на уровне рельса, другая — к общему центру тяжести повозки.

Плечом этой пары является высота центра тяжести над уровнем рельсов; максимум силы для каждой повозки равен $P\varphi$ — произведению полного веса повозки на максимальный коэффициент φ между колесами и рельсами.

Вычислим относительное увеличение нагрузки передней оси одной повозки под действием тормоза.

Рассмотрим сначала случай повозки с двумя неравномерными нагруженными осями и без подвесных рессор (фиг. 62).

Пусть P_1 и P_2 — нагрузки передней и задней осей на рельсы в статическом положении или в состоянии равномерного движения, без торможения; напишем уравнения проекций сил и моментов около A :

$$\begin{aligned} P &= P_1 + P_2 \\ P_1 b &= P_2 c \end{aligned}$$

b и c — расстояния осей от центра тяжести.

$$P_1 = P \frac{c}{b+c} \quad (120)$$

$$P_2 = P \frac{b}{b+c} \quad (121)$$

Теперь предположим, что тормоз нажат со всей своей силой, и дадим пройти первым колебаниям под влиянием резкого торможения; пусть Z_1 — давление колес передней оси на рельс и Z_2 — давление задней оси, d — высота центра тяжести над рельсами.

Получим два уравнения:

$$\begin{aligned} Z_1 + Z_2 &= P \\ Z_2 c + P \cdot d\varphi &= Z_1 b; \end{aligned}$$

решая

$$Z_1 = P \frac{c + d\varphi}{b+c} \quad (122)$$

$$Z_2 = \frac{b - d\varphi}{b+c} \quad (123)$$

Таким образом изменение давления колес на рельсы под влиянием торможения:

$$Z_1 - P_1 = P \frac{d\varphi}{b+c} \quad (124)$$

$$Z_2 - P_2 = -P \frac{d\varphi}{b+c} \quad (125)$$

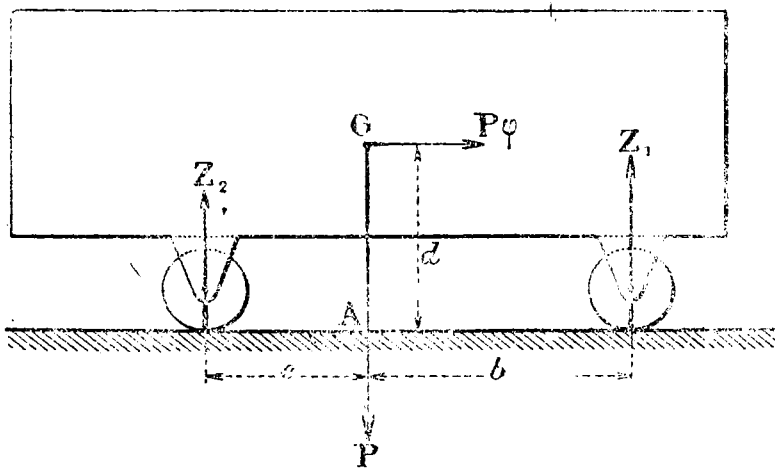
Наконец относительные изменения давления колес на рельсы:

$$\frac{Z_1 - P_1}{P_1} = \Delta_1 = \frac{d}{c} \cdot \varphi, \quad (126)$$

$$\frac{Z_2 - P_2}{P_2} = \Delta_2 = -\frac{d}{b} \cdot \varphi. \quad (127)$$

Вначале мы говорили о моменте после первых колебаний под влиянием торможения. Что это за колебания?

Предположим, что торможение было мгновенным, что тормоз действовал на все колеса поезда с силой, пропорциональной их нагрузкам; тормоз в таком случае работает одинаково по длине поезда; реакций упряжи нет, но во всяком случае имеется колебание, отдельное для каждой повозки. На самом деле предположим теперь, что все повозки снабжены подвесными рессорами, как то и есть на самом деле; в этом случае получается действие, аналогичное действию при внезапном появлении центробежной силы при входе на кривую, какое явление мы изучили в III главе 2-й части; при входе на кривую мы имели колебание боковой качки двойной амплитуды, здесь мы имеем колебание галопирования двойной амплитуды.



Фиг. 62.

Для лучшего освещения вопроса представим на фиг. 63 AB — рельс, O — ось колебаний повозки в галопировании и G^1 — центр тяжести подвешенной части в статическом положении.

Обозначим через G_1' положение центра тяжести после окончания затухания колебаний галопирования; ясно, что в конце первого колебания положение этой точки будет в G'' , так что угол G_1OG_1'' будет вдвое больше угла G_1OG_1' в силу принципа колебания двойной амплитуды, связанного с мгновенным приложением пары. Теперь представим колебания быстро потухнуть под действием трения листовых рессор; тогда центр тяжести подвешенной части окажется в G_1' , поскольку тормоз окажется нажатым.

Теперь быстро отпустим тормоз; подвешенная часть откатнется назад, ее центр тяжести из точки G_1 перейдет в G_1''' симметрично с G_1' . При резком отпуске тормозов получается резкая отдача назад всей подвешенной части каждого вагона; это явление легко наблюдать в практике.

Практически истинные положения центра тяжести подвешенной части значительно меньше удалены от вертикали, чем точки G_1'' и G_1''' , во-первых потому, что торможение не бывает мгновенным, во-вторых — трение листовых рессор поглощает всякие колебания, и наконец имеет свое значение и действие упряжь.

По нашему мнению, математически точно определить элементы всех этих колебаний, принимая во внимание и действие упруги, не представляется возможным.

Мы дадим приближенные формулы с достаточной степенью точности.

Можно видеть, что фиг. 62 соответствует действительности для паровоза, предполагая, что он снабжен подвесными рессорами. К этой схеме подойдет американский паровоз „ten wheels“ или даже Pacific с тележкой, если рессоры всех других его осей сопряжены продольными балансирами. С точки зрения торможения такой паровоз можно уподобить повозке с двумя неравномерно нагруженными осями; формулы в этом случае должны относиться не к двум осям, а к двум группам осей.

Формулы (126) и (127) например дают относительные изменения давления, с одной стороны, колес тележки, а с другой — всех других колес на рельсы под действием непрерывного тормоза.

Затем, если мы хотим оценить влияние указанных выше колебаний под действием быстрого торможения, надо умножить на коэффициент K , меньший 2 (благодаря трениям), которому мы даем значение $\approx 1,25$. В таком случае:

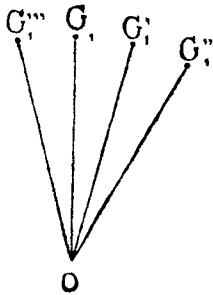
$$\Delta_1 = 1,25 \frac{d}{c} \varphi, \quad (128)$$

$$\Delta_2 = -1,25 \frac{d}{b} \varphi. \quad (129)$$

Для отпуска тормозов берем $K = 0,50$, так что:

$$\Delta_1' = -0,50 \frac{d}{c} \cdot \varphi, \quad (130)$$

$$\Delta_2' = 0,50 \frac{d}{b} \cdot \varphi. \quad (131)$$



Возьмем числовой пример.

Рассмотрим американский паровоз, в котором:

$$b = 3 \text{ м}; c = 1 \text{ м}; d = 1,70 \text{ м};$$

получим

$$\Delta_1 = 1,25 \cdot \frac{1,70}{1,00} \cdot 0,20 = 0,42,$$

$$\Delta_2 = -1,25 \cdot \frac{1,70}{3,00} \cdot 0,20 = -0,14,$$

$$\Delta_1' = -0,50 \cdot \frac{1,70}{1,00} \cdot 0,20 = -0,17,$$

$$\Delta_2' = +0,50 \cdot \frac{1,70}{3,00} \cdot 0,20 = 0,06.$$



Фиг. 63.

С интересующей нас точки зрения — схода с рельсов — важно значение Δ_1' : оно может дать 17% разгрузки в момент внезапного отпуска. Поэтому мы не советуем в этом паровозе связывать продольными балансирами движущие оси.

Рассмотрим паровоз Pacific.

У него $b = 4,5 \text{ м}; c = 2 \text{ м}; d = 1,8 \text{ м};$

$$\Delta_1 = 1,25 \cdot \frac{1,80}{2,00} \cdot 0,20 = 0,25,$$

$$\Delta_2 = -1,25 \cdot \frac{1,80}{4,50} \cdot 0,20 = -0,10,$$

$$\Delta_1' = -0,50 \cdot \frac{1,80}{2,00} \cdot 0,20 = -0,09,$$

$$\Delta_2' = 0,50 \cdot \frac{1,80}{4,50} \cdot 0,20 = 0,04.$$

Максимальная разгрузка тележки получилась при резком оттормаживании в 9%.

Вот как решается вопрос в случае паровоза, опирающегося на две группы колесных пар, из коих каждая представляет систему, сопряженную продольными балансирами, равно как в случае пассажирского двухосного вагона и пассажирских вагонов с тележками.

Перейдем к случаю паровоза со многими осями без балансиров; его легко привести к предыдущему случаю, заменяя все рессоры двумя рессорами, моменты нагрузок которых по отношению к центру тяжести подвешенной части равны сумме моментов существующих рессор; из этого уравнения определим расстояние между двумя фиктивными рессорами, которые и будут расстоянием между осями приведенной двухосной повозки.

Иной раз спрашивают, в какой мере действие рессор подвешивания парализуется моментом торможения тормозом Вестингауза, например при скольжении колес. Чтобы оценить это пассивное сопротивление, обыкновенно считают, что оно равно сумме трений колодок.

Мы 35 лет тому назад показали, что это пассивное трение равно только разности трений двух колодок, т. е. значению весьма малому.

§ 100. Влияние колебаний упряжи; правила для их устройства. Упряжные приборы в вопросе о колебаниях подвижного состава имеют большое значение. Рассмотрим различные системы упряжи.

а) Старая упряжь. Прежде пассажирские вагоны вообще имели для упряжи по одной рессоре с каждой стороны; эта рессора служила и для тягового и для ударного (буферного) прибора.

Паровозы имели жесткую упряжь без рессоры как для тягового, так и для ударного прибора.

Такая упряжь еще встречается в Англии.

б) Упряжь 1875 г. Около 1875 г. появилась и получила общее распространение упряжь, имеющая с каждой стороны повозки одну очень жесткую рессору для тягового прибора и одну очень гибкую — для буферного; при таком устройстве стараются энергично тормозить винтовым тормозом тендера и вагонов; в таком случае, даже при большом усилии тяги, повозки остаются прижатыми друг к другу. При этом расположении индивидуальное колебание виляния повозок невозможно; оно однако не мешает поезду в целом иметь общее волнообразное колебание виляния, о котором мы будем говорить дальше, — колебание менее сильное, чем индивидуальное.

Упряжь 1875 г. имеет одно серьезное неудобство, на которое мы указали в 1879 г. На самом деле, при этой системе запас работы упругости в килограмметрах, который может иметь тяговая рессора, значительно меньше, чем для буферной рессоры. В результате, после того как буферные пружины под действием полного и энергичного торможения сильно сжаты, при остановке получают иногда разрывы поезда.

в) Немецкая непрерывная упряжь. В Германии употребляется упряжь, которая с этой точки зрения еще хуже, — это непрерывная центральная упряжь; в ней повозки имеют с каждой стороны буфера с весьма гибкими рессорами, а для тягового прибора в центре весьма жесткие рессоры, которые соединяют каждый вагон, так сказать, с непрерывным жестким стержнем, проходящим через весь поезд.

г) Правила для устройства упряжи. Мы полагаем, что упряжь 1875 г. — отличная для всех ж.-д. повозок без исключения при условии внесения в нее следующей поправки: *проектировать упряжь так, чтобы для каждой повозки запас работы упругости всех рессор тягового прибора равнялся запасу всех рессор буферного прибора.* Это правило мы пропагандируем с 1879 г. Мы его называем *законом равенства работ упругости* рессор упряжи двух родов.

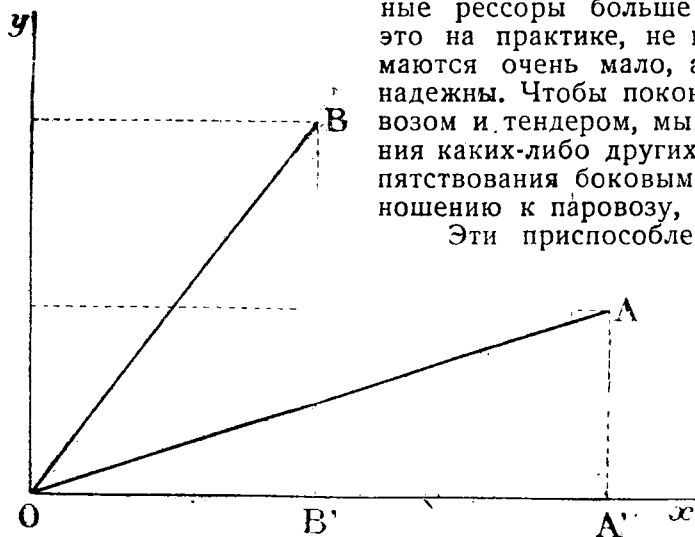
Этому закону мы придаем большое значение. При его соблюдении во время работы упряжи рессора тяги очевидно никогда не окажется в положении, при котором возможен разрыв упряжи. Напротив, не будет неудобства, если работа упругости рессор тяги будет немного больше работы упругости буферных пружин, потому что по конструкции повозка вполне может выдерживать жесткий удар своих буферов; но мы предпочитаем равенство работ упру-

гости. Для уточнения, если мы желаем воспользоваться преимуществами упряжи 1875 г. и если рессора тяги должна быть в два раза больше жесткой, чем рессоры буферов, мы даем фиг. 64, на которой работы упругости представлены равновеликими треугольниками OAA' и OBB' .

Естественно, если рессоры имеют начальное натяжение, его нужно принять во внимание; фиг. 64 соответственно изменится.

Изложенные рассуждения применимы ко всякому без исключения подвижному составу.

Для соединения паровоза с тендером обыкновенно употребляют упряжь, жесткую для тяги и упругую для буферов; нет неудобства и в жесткой рессоре для тяги, если начальное натяжение упряжи достаточно энергично, чтобы ударные рессоры больше не сжимались. Неудобство это на практике, не велико, так как рессоры сжимаются очень мало, а соединения тендера весьма надежны. Чтобы покончить с упряжью между паровозом и тендером, мы выскажемся против применения каких-либо других приспособлений для воспрепятствования боковым перемещениям тендера по отношению к паровозу, кроме трения буферов.



Фиг. 64.

Эти приспособления, отличные для борьбы с влиянием паровоза, могут быть причиной схода первой оси тендера. На самом деле, паровоз в своем движении влияния дает сильные боковые удары своей задней частью, в особенности если последний на весу или если последняя ось имеет боковое перемещение как биссель. В этом случае тендер, при такой

упряжи, сам принимает движение влияния — весьма опасное для схода передней колесной пары, которая, как мы знаем, весьма расположена к сходам вследствие малого статического прогиба своих рессор, в особенности когда тендер порожний.

Наше возражение однако отпадает, если первая колесная пара тендера каким-либо образом предохранена от возможности схода.

Хорошо придавать упругое боковое перемещение первой колесной паре тендера и его первой тележке, если такое имеет последняя колесная пара или тележка паровоза.

е) *Современная упряжь товарных вагонов.* За последние годы появилось много разновидностей упряжи для товарных вагонов, в которых рессоры для тяги одинаковы с рессорами буферов; в этих случаях запас работы тяговой рессоры вдвое меньше, с оговоркой относительно начальных натяжений рессор.

Герднер по нашему совету видоизменил упряжь в согласии с нашим законом равенства упругих сил¹ и остался доволен.

ф) *Различные упругие виды упряжи.* Упомянем об американской упряжи с крайне большой силой тяги, принятой в Соединенных штатах; это — автоматическая упряжь; тяговой крюк стандартизирован, а буферный прибор отсутствует¹.

§ 101. *Синусоидальные колебания влияния поезда.* Упряжь 1875 г. в большей части сильно мешает проявлению индивидуальных движений влияния пассажирских вагонов вследствие энергичного и постоянного сжатия буферов и бокового трения. Но она не препятствует поезду в целом принимать общее волнообраз-

¹ Подвижной состав Советского союза также переводится на автоматическую сцепку, изобретенную советскими изобретателями. *Ред.*

ное движение виляния вроде ползущей змеи в силу наличия зазоров между гребнями и рельсами. Этому движению сопротивляется только продольное трение буферных стержней.

Трение, которое необходимо для поглощения этого движения, нами вычислено. Вестингауз изобрел специальные поглотители для этой цели; дальше мы увидим, что трение ударных листовых рессор, сопряженных посредине, не выполняет этой роли, так как цель сопряжения — позволить двум соседним вагонам принять взаимное положение под углом без сжатия или растяжения рессоры.

§ 102. Различные замечания. Для памяти мы напомним о колебаниях, которые могут получиться от неудовлетворительной конструкции или от плохого содержания подвижного состава, как например, если колеса имеют центр тяжести не в геометрическом центре оси, или бандажи крайне изношены и т. д.

ГЛАВА V

Общие заключения для пути и для подвижного состава

§ 103. Влияние скорости. Согласно теории и испытаниям Дешателье над подвешенным паровозом, в этом случае амплитуда колебаний виляния и подергивания весьма незначительна и не зависит от скорости.

На практике мы имеем другое.

1. Колебания, благодаря зазору между гребнями и рельсами, бывают иногда весьма сильными; иногда они дают сильные боковые реакции, вредные для пути, и могут даже быть причиной схода, если они совпадают с другими опасными колебаниями. Затем они губительны для спокойствия хода. Их продолжительность не зависит от скорости или почти не зависит — при больших скоростях. §

К счастью, редко случается, чтобы колебания эти проявлялись со всей силой.

2. Центробежные силы и неуравновешенные силы инерции пропорциональны квадрату скорости: их импульс пропорционален только скорости; но амплитуда этих колебаний, начиная с определенной скорости, уменьшается с увеличением скорости.

3. Трение, необходимое для поглощения колебаний галопирования и боковой качки в связи с составляющей действия пара на параллели, не зависит от скорости поезда.

4. Колебание от непрерывного тормоза немного уменьшается с увеличением скорости поезда, потому что при равенстве давления колодок коэффициент трения между колодками и колесами, как показывают опыты Пуарэ (Poire), Бош (Bochet) и Дугласа Гальтона (Douglas Galton) (см. § 288), уменьшается достаточно заметно с увеличением скорости.

§ 104. Заключения для пути. Мы видели, что сила колебаний в связи с наличием зазора между гребнями и рельсами пропорциональна величине ϵ этого зазора. Выходит, что насколько возможно следует уменьшать ϵ . На практике, как мы увидим в 5-й части, значение ϵ установлено Бернским конгрессом в 0,015 м как минимум, и в 0,035 м как максимум. Англия не присоединилась к этому постановлению; там можно встретить меньшие значения ϵ .

Понятно, что слишком уменьшать ϵ невозможно прежде всего потому, что путь, уложенный на деревянных шпалах, подверженный переменному действию погоды, не представляет собой точного механического устройства; затем потому, что все линии континента должны пропускать подвижной состав всех стран. Одна изолированная в ж.-д. сообщении Англия, если хочет, может позволить себе иметь ϵ по своему усмотрению.

Наша теория показывает, что эти колебания могут вызвать сильные боковые действия; практика это подтверждает. Если костыли достаточно солидны, выворачивания рельсов произойти не может; однако часто нарушается рехтовка, незначительно при проходе одного поезда, но заметно после прохода многих поездов, что может быть даже опасным. Таково действие виляния на путь.

Для электрического трамвая колебания виляния иногда бывают очень сильными; это от того, что здесь нет умеряющего действия упряжи длинного поезда, затем рельсы на своей поверхности в этом случае получают специальный износ, принимая вид волнистой линии в продольном вертикальном разрезе рельса; этот износ объясняется боковым трением бандажей об рельсы и более свойствен путей трамвая, чем жел. дорог.

§ 105. **Заключения для подвижного состава.** Из всей этой третьей части мы выводим заключение, что на практике колебания, связанные с вращающимися и колеблющимися частями, вообще ничтожны и что остаются только 5 видов колебаний, которые оказывают действительно большое действие, а именно:

1) колебания виляния в связи с наличием зазора между гребнями и рельсами;

2) колебания подергивания, связанное в особенности с инерцией масс поршней в их переменном-возвратном движении;

3) колебания упряжи в связи с действием непрерывного тормоза и собственно не колебания, а воздействия, а именно:

4) изменения давления движущих колес на рельсы, когда силы инерции поршней частично уравновешены;

5) остающийся подъем переда паровоза под действием составляющей, на параллели, давления пара на поршни.

Дадим краткие заключения по всем пяти видам:

1. *Колебания, связанные с зазором гребней.* К большому счастью, эти колебания проявляются редко, но некоторые паровозы подвержены ему. Немного дальше, в специальной главе, мы дадим сравнение тележек и бисселей разных систем с точки зрения их сопротивления этому роду колебаний. Но и здесь отметим, что, если машина подвержена такого рода колебаниям, необходимо снабдить ее возвращающим прибором с достаточным трением, чтобы помешать проявлению резонанса этих колебаний. Но если машина им не подвержена или резонанс этих колебаний невозможен, эти трения бесполезны.

2. *Колебания подергивания.* Этого рода колебание бывает сильным только для двухцилиндрового паровоза; для них при умеренных скоростях следует частично уравновешивать силы инерции масс, имеющих прямолинейно-возвратное движение, например $\frac{1}{3}$ — $\frac{1}{4}$ их веса. Не следует только, если это возможно, снабжать добавочным противовесом первую движущую колесную пару, в особенности если эта колесная пара является первой в паровозе, т. е. ведущей.

Для четырехцилиндровых паровозов при больших скоростях уравновешивают только центробежные силы.

Что касается двухцилиндровых паровозов, то можно ослабить действие колебаний подергивания, применяя между паровозом и тендером особую упряжь, снабженную искусственным трением поглощения, в роде предложенной Вестингаузом.

3. *Колебания, связанные с действием непрерывного тормоза.* Мы указали на действие нашего закона „равенства работ упругости рессор удара и тяги“ в смысле ослабления опасности от этих колебаний. Это позволяет применять без неудобства непрерывный тормоз на больших уклонах в товарных поездах.

Это не мешает применить известное устройство Сабуре (Sabouret), предназначенное для устранения опасности от этого колебания при длинных поездах и при неудовлетворительной упряжи.

Наконец мы являемся большими сторонниками введения в упряжь трения поглощения не только колебаний, вызываемых торможением, но и синусоидальных колебаний всего поезда.

4. *Различные колебания.* Что касается постоянного подъема переда паровоза, мы его принимали во внимание, изучая колебания от различных причин, вызывающих изменения давления колес на рельсы.

Мы видели, что при отсутствии боковой упругости колесных пар по отношению к кузову подвесные рессоры могут сыграть роль поглотителей колебаний боковой качки и даже виляния. Но было бы предпочтительней, чтобы подвижной состав имел колесные пары, способные перемещаться в направлении своих геометрических осей с необходимым при этом трением. Желательно это

иметь и для движущих колес локомотивов и для электровозов, где это легко получить.

5. *Наблюдения.* Из трех первых частей нашего труда мы позволим себе сделать следующие заключения:

1. Мы перечислили и рассмотрели условия, которым должен удовлетворять подвижной состав, чтобы иметь достаточно плавное колебание на сравнительно слабом пути, с большими неровностями (просадками) на стыках, без длинных смягчающих кривых и без какого-либо вертикального смягчения уклона при возвышении рельса (см. §§ 166—168).

2. Мы показали, как можно, даже при посредственном подвижном составе, получить весьма плавные и слабые колебания на тяжелом и сильном пути, с незначительными неровностями на стыках, с длинными кривыми смягчения трассы и профиля, на пути не извилистом. Мы сделали исключение только для повозок, подверженных вилянию в связи с зазором гребней и рельсов, — недостаток, который возможно устранить или ослабить, как мы видели, делая постепенными боковые удары гребней бандажей о рельсы.

ЧАСТЬ ЧЕТВЕРТАЯ

ТЕОРИЯ ИНЕРЦИОННЫХ И ЖИРОСКОПИЧЕСКИХ ДЕЙСТВИЙ. ТЕОРИЯ БАЛАНСИРОВ. РАЗЛИЧНЫЕ ВОПРОСЫ

ГЛАВА I

История и предварительные данные

§ 106. История. *а) Реакции инерции колес.* По этому вопросу известен один труд — Консидер (Considère) („Annales des Ponts et Chaussées“, 1886 г.) о вибрациях и колебаниях металлических мостов.

Но Консидер изучает влияние удара колес об рельсы и стыки с точки зрения колебаний мостов, нас же интересует вопрос влияния инерционных действий колес на рельсах и стыках на изменение вертикальных и горизонтальных воздействий колес на рельсы с точки зрения условий схода и устойчивости единиц подвижного состава.

б) Жироскопические действия колес. В „Recueil des travaux scientifiques“ L. Foucault (1878 г.) можно найти такую фразу:

„...вооружившись принципом жироскопа, вы можете предвидеть для поезда, идущего по кривой, силу, являющуюся причиной схода с рельсов, которая прибавляется к центробежной силе и стремится опрокинуть в наружную сторону все колеса...“

Так сам Фуко применил принцип жироскопа к железным дорогам, не дав никакого объяснения.

В 1906 г. эту задачу мы разрешили с помощью теоремы Резаля (Rézal) для жироскопического волчка.

с) Влияние балансиров. По этому вопросу имеется капитальный труд Герднера¹ „Теория балансиров для паровозов в статическом положении“. Мы дадим результаты этой теории.

§ 107. Предварительные данные. В 4-й части мы прежде всего изучаем инерционные действия колес или электрических моторов на рельсы в вертикальном или горизонтальном направлениях. Затем мы даем решение задачи Фуко о жироскопическом действии колес на кривых с применением формул к моторам электрических поездов и электрических автомоторов.

Затем мы приводим результаты теории Герднера по поводу балансиров и указываем на влияние балансиров в колебаниях подвижного состава.

В конце мы дадим сравнительный обзор различных систем тележек и бисселей с точки зрения их устойчивости.

¹ Revue Generale des chemins de fer, Juin 1905.

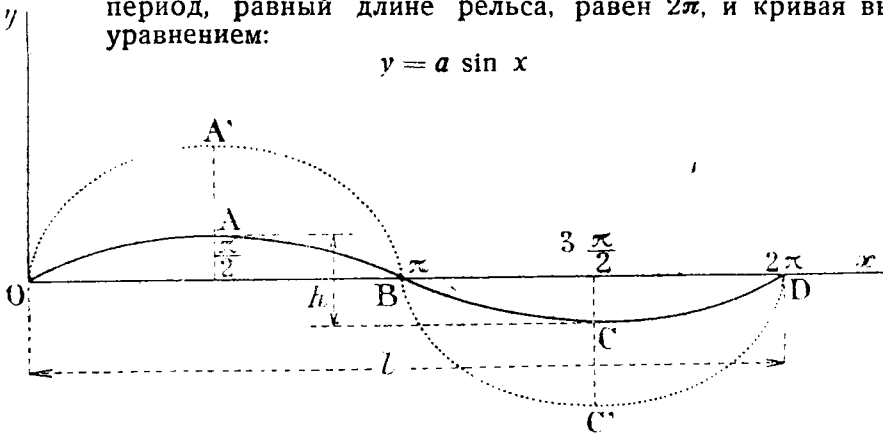
² Труд Герднера переведен на русский язык помещен в „Вестнике металлопромышленности“, 1928 г. Прим. перев.

Теория инерционных действий колес и электрических моторов на рельсы

§ 108. Инерционные действия в связи с вертикальными неровностями волнообразной формы. Предположим, что колесо с большой скоростью катится по рельсу, имеющему неровности в виде волн, представленных на фиг. 65 кривой $OABCD$, где абсциссами являются пройденный путь, а ординатами — неровности.

Пусть эти неровности периодически повторяются и будут синусоидальной формы, т. е. их ординаты пропорциональны ординатам синусоиды $OA'BC'D$; период, равный длине рельса, равен 2π , и кривая выражается уравнением:

$$y = a \sin x$$



Фиг. 65.

(a — постоянная, которую мы определим). На нашей фигуре $l = 2\pi$, так что x — единица длины, а e — путь, проходимый колесом от начала координат O (исходная точка):

$$x = be$$

(b — постоянная, которая также определится).

Имеем:

$$e = v\theta$$

(v — скорость поезда, θ — время с момента, когда колесо покидает точку O); или

$$x = bv\theta.$$

Кривая неровностей в функции времени

$$y = a \sin (bv\theta).$$

Определим постоянные a и b .

Для $x = 2\pi$ $e = l$;

получим:

$$2\pi = bl; \quad b = \frac{2\pi}{l}$$

С другой стороны, при $x = \frac{\pi}{2}$

$$\sin x = 1 \quad \text{и} \quad y = \frac{h}{2} = a.$$

Обозначая через h полную неровность от A до C получим:

$$y = \frac{h}{2} \sin x = \frac{h}{2} \sin \left(\frac{2\pi}{l} v\theta \right).$$

Скорость вертикального перемещения колеса или $\frac{dy}{d\theta}$ и ускорение $\frac{d^2y}{d\theta^2}$ определяются как производные:

$$\frac{dy}{d\theta} = h \frac{\pi}{l} \cdot v \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{l} v\theta\right),$$

$$\frac{d^2y}{d\theta^2} = -2\pi^2 h \frac{v^2}{l^2} \sin\left(\frac{2\pi}{l} v\theta\right).$$

Но $\sin\left(\frac{2\pi}{l} v\theta\right) = \cos x$ имеет максимум для $x = \frac{\pi}{2}$ и равен 1.

Называя это ускорение γ , получим:

$$\max \gamma = \gamma_1 = -2\pi^2 h \frac{v^2}{l^2} \quad (132)$$

или, обозначая $A = -2\pi^2$,

$$\gamma_1 = -Ah \frac{v^2}{l^2}. \quad (132 \text{ bis})$$

Продолжительность T полного периода (туда и обратно) определяется из:

$$l = vT$$

Вставляя в (132 bis):

$$\gamma_1 = -2\pi^2 h \frac{v^2}{v^2 T^2} = -2\pi^2 \cdot \frac{h}{T^2} = A \frac{h}{T^2} \quad (132 \text{ ter})$$

Эта формула имеет большое общее значение; она дает максимальное ускорение колебаний (всяких) синусоидальной формы.

A примерно равно 20. Обычная форма пути с неровностями представляется по испытаниям Goÿarda кривой $ABCDE$ (см. фиг. 66).



Фиг. 66.

Можно считать, что предыдущая формула относится к вершине B , т. е. к середине рельса.

Но на стыке ускорение значительно более сильное вследствие заостренной формы кривой в этом месте. Это ускорение легко определяется акселерометром (Бойер—Жиллон и Оклер, см. 7-ю часть):

Полное вертикальное усилие на стыке можно измерить динамометром с шариком Бренеля (см. § 292).

Зная значение γ , можно легко получить значения сил инерции. Пусть F — сила сжатия рессоры (неизменное) при неровностях, составляющих только малую часть статического прогиба рессоры. Имеем значение давления колеса на рельс (фиг. 67):

$$R = F + P \pm \frac{P}{g} \gamma \quad (133)$$

где P — вес колеса.

Возьмем числовой пример (фиг. 67).

$$A = -2\pi^2 = 20$$

$F = 4000 \text{ кг}$, $P = 600 \text{ кг}$ (колесо пассажирского вагона).

$l = 5 \text{ м}$ (короткие рельсы), $v = 30 \text{ м/сек}$ (108 км/час),

$h = 0,02 \text{ м}$.

Имеем на высокой точке рельса:

$$\gamma_1 = 20 h \frac{v^2}{l^2} = 20 \cdot 0,02 \cdot \frac{30^2}{5^2} = 14,4;$$

$$R = 4000 + 600 - \frac{600}{9,81} \cdot 14,4 = (4600 - 900) \text{ кг.}$$

Таким образом в верхней точке рельса получается разгрузка в 900 кг. незначительная по сравнению с 4600 кг (с точки зрения схода).

Возьмем движущие колеса паровозов;

$F = 6000$ кг, $P = 2000$ кг, остальные данные — прежние;

$\gamma = 14,4$ попержнему;

$$R = 6000 + 2000 - \frac{2000}{9,81} \cdot 14,4 = (8000 - 2121) \text{ кг.}$$

Относительная разгрузка $-\frac{2121}{8000} \cdot 100 = 26\%$; этим пренебрегать уже нельзя.

При скорости 40 м/сек полученные значения надо умножить на $\left(\frac{40}{30}\right)^2 = 1,77$; при неровности $h = 0,03$ (вместо $h = 0,02$) разгрузка умножается на $\frac{3}{2}$

При больших скоростях и плохом содержании пути инерционные действия колес могут быть значительными. С увеличением длины рельса воздействие становится меньше.

Это обстоятельство первостепенной важности, и мы обращаем на него особенное внимание читателя.

Очень интересно получить коэффициент А акселерометром Boyer—Gullon et Auclair.

Может случиться, что при достаточно большом γ колесо отойдет от рельса и подскочит, как это бывает в автомобилях с пневматиками. Наши вычисления показывают, что это может случиться на ж. д. при скорости 140—200 км/час на плохом пути с короткими рельсами.

Могут ли колебания неподвешенной части давать резонанс? Строго говоря, — нет, так как простое вычисление показывает, что даже при больших скоростях продолжительность полного колебания колеса меньше продолжительности прохода колесом одного рельса (подробно см. 6-ю часть).

§ 109. Инерционные действия при вертикальном изолированном препятствии. Возьмем случай фиг. 68. При абсолютно жестком пути явление происходит так: колесо, придя в соприкосновение с препятствием в С, получает вращение около С. Его центр О описывает дугу, которую можно заменить прямой MN, перпендикулярной к радиусу СО. Движение центра О по этой прямой будет равномерное, как проекция равномерного движения; следовательно вертикальная проекция перемещения центра на MN, так сказать вертикальная скорость центра, будет также равномерной.

Каковы будут вертикальные скорость и центробежная сила колеса? Вертикальная скорость колеса равна горизонтальной скорости, помноженной на тангенс наклона линии MN или $\text{tg } \alpha$ (фиг. 68).

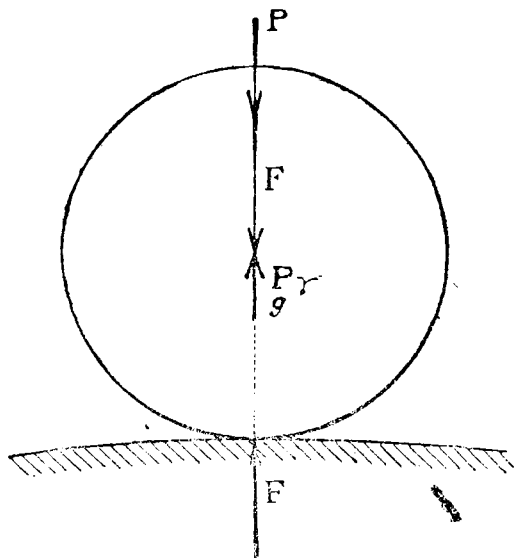
Определим $\text{tg } \alpha$.

Пусть h — высота изолированного препятствия и l — расстояние АВ этого препятствия от точки А; r и d — радиус и диаметр колеса.

Имеем:

$$\sin \alpha = \text{tg } \alpha = \frac{l}{d}$$

(при весьма малых углах тангенс можно заменить синусом),



Фиг. 67

Нужно вычислить l :

$$\cos \alpha = \frac{r-h}{r}$$

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} = \sqrt{1 - \frac{l^2}{r^2}} = \frac{r-h}{r}$$

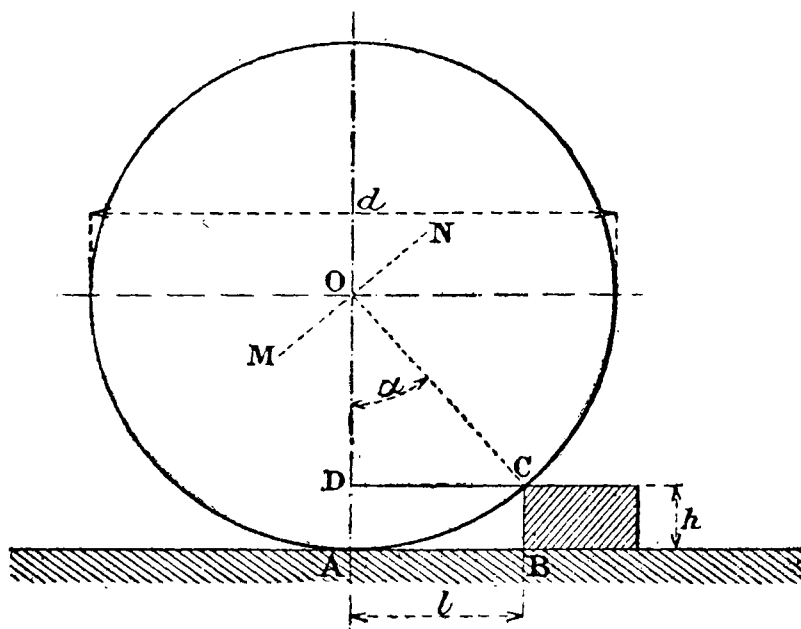
$$1 - \frac{l^2}{r^2} = \frac{(r-h)^2}{r^2} = \frac{r^2 - 2rh + h^2}{r^2}$$

откуда

$$r^2 - l^2 = r^2 - 2rh + h^2.$$

Членом h^2 можно пренебречь; тогда

$$l^2 = 2rh = dh \text{ или } l = \sqrt{dh}$$



Фиг. 68.

Подставим в значение $\sin \alpha$:

$$\sin \alpha = \frac{l}{r} = \frac{\sqrt{dh}}{\frac{d}{2}} = \sqrt{\frac{dh}{\frac{d^2}{4}}};$$

$$\sin \alpha = 2\sqrt{\frac{h}{d}}$$

Таким образом вертикальная скорость w' колеса будет:

$$w' = 2v\sqrt{\frac{h}{d}} \quad (134)$$

Искомая живая сила колеса:

$$\frac{1}{2} \frac{P}{g} w'^2 = 2 \frac{P}{g} v^2 \frac{h}{d} \quad (135)$$

Возьмем числовой пример:

$P = 600$ кг, $h = 0,001$ м, $d = 1$ м, $v = 30$ м/сек. (108 км/час).

Получим:

$$\frac{1}{2} \frac{P}{g} w'^2 = 2 \frac{600}{9,81} 900 \frac{0,001}{1} = 110.$$

Эту живую силу в 110 кг/м колесо приобретает мгновенно в момент удара в С и сохраняет его в продолжение восхода на препятствие.

Практически дело происходит не совсем так; рельс изгибается, препятствие понижается вместе с ним; живая сила сообщается колесу постепенно и в конечном результате бывает меньше вычисленной.

В результате получается маленький подскок колеса над препятствием, но колесо не отделяется от рельса вследствие упругости последнего.

Вычисления показывают, что при проходе колесом изолированных препятствий даже небольшой высоты, если путь не имеет никакой упругости, силы инерции — *громдны*. Необходимо, чтобы путь был упругим даже на стрелках, где больше всего получается местных выбоин, которых надо опасаться.

Всякий даже жесткий путь оказывается имеет достаточную упругость; абсолютно нельзя только допускать для жел. дорог, при очень больших скоростях, укладку пути на длинных бетонных массивах, как то делается для трамваев.

Закончим одним сравнением.

• В автомобилях нужно, чтобы пневматик „пожирал“ препятствие, так как иначе при больших скоростях колесо будет подбрасываться под самый кузов.

На жел. дорогах, наоборот, нужно чтобы путь „пожирал“ препятствие, хотя бы частично: рельс должен сдавать в таких случаях потому, что его масса в данной точке меньше, чем масса колесной пары, особенно движущей.

§ 110. Инерционные действия в связи с горизонтальной волнообразностью пути. Явление — аналогичное представленному на фиг. 65. Теория, изложенная в § 108, в общем применима и к этому случаю со следующей оговоркой.

Формулы (132) и (133) применяются с тем, что здесь P означает вес всей колесной пары. С другой стороны, здесь проявляется F — натяжение рессоры возвращающего прибора.

Очень сильный удар левого колеса может вызвать легкую разгрузку правого при легкой перегрузке левого; назовем D — значение перегрузки и разгрузки. Оно определяется:

$$D = F \cdot \frac{r}{2p},$$

где r — радиус колеса, p — половина расстояния между рельсами.

Чтобы правое колесо не поднялось, достаточно, чтобы D было меньше нагрузки колеса.

Таким образом получаем формулы:

$$\begin{aligned} \gamma' &= 20h \frac{v^2}{l} \\ R' &= F' \pm \frac{P'}{g} \gamma' \end{aligned} \quad (136)$$

Для стрелок по вычислениям получается очень значительное боковое усилие, так что:

1) проход по стрелкам с большой скоростью всегда представляет известную опасность,

2) стрелка при проходе поезда сама сдает вбок всем своим устройством, что значительно уменьшает боковое усилие против вычисленного,

3) длинные гибкие стрелки отлично справляются с этим явлением.

§ 111. Инерционные действия от бокового изолированного препятствия. Этот случай аналогичен с описанным в § 109, но не совсем; здесь реакция зависит от формы гребня.

§ 112. Периодические изменения нагрузки колес в связи с излишком противовесов. Это — случай, когда противовесы уравнивают не только вращающиеся массы, но отчасти и колеблющиеся (поршни и пр.) (см. 3-ю часть).

§ 113. Применение предыдущих параграфов к моторам электрического подвижного состава. §§ 109 — 112 относятся и к электрическому подвижному составу, давая худшие результаты, если моторы опираются на оси без посредства рессор. Иногда бывает, что неподвешенный вес движущих колесных пар удваивается. Практика показывает, что в таких случаях получается разрушающее

действие и на путь и на моторы. Стремятся все более и более полностью подвесить моторы или посредством специальных рессор, или вынося моторы на подвешенную часть электровоза или автомотрисы (см. подробно 7-ю часть).

В этом случае благодетельную роль сыграла бы некоторая поперечная податливость всех осей (в направлении геометрических осей).

§ 114. **Заключения для пути и для подвижного состава.** Инерционные действия колес вызывают следующие действия:

1. Большие вертикальные изменения, следствием чего является или разгрузка, опасная для схода, или перегрузка, увеличивающая давление на путь.

2. Большие периодические боковые усилия, могущие вызвать сход, сдвигу пути или выворачивание рельса.

3. Заметное увеличение этих усилий в случае моторов электрического подвижного состава, когда они опираются на оси без посредства горизонтальных и вертикальных рессор.

Наши заключения таковы:

Путь должен быть упругим в вертикальном и горизонтальном направлениях. Практически путь всегда в достаточной мере удовлетворяет этому условию благодаря тому, что масса колеса значительно больше массы рельса в месте соприкосновения. Но очень легкое колесо на очень жестком пути с плохим уходом может подвергнуться опасным инерционным реакциям. Нельзя укладывать путь на каменном основании.

4. Нужно всячески избегать бесполезного увеличения веса неподвешенной части повозки; это расстраивает путь и повышает вероятность схода. Следует например балансиры располагать между рессорами и подвешенной частью, а не между буксами и рессорами. В особенности следует ставить в передней части локомотива только легкие колеса, т. е. маленькие, для поездов большой скорости. Электрические моторы конечно должны быть отделены от осей вертикальными и горизонтальными рессорами. Очень часто игнорируют горизонтальными рессорами, — обращаем на это внимание. Мы знаем случай тяжелого схода электровоза в Соединенных штатах, при котором рельс вывернуло именно боковой инерцией динамо, масса которой не имела между собой и осями никакой боковой упругости.

Г Л А В А III

Теория жирокопических действий колес и электрических моторов

§ 115. **Формула жирокопического волчка Резаля.** Резаль дал формулу для определения хорошо известной реакции, которую дает жирокопический волчок „Traité de mécanique“ (1895, t. 1, p. 261).

Предположим, что волчок вращается с угловой скоростью ω около своей оси AO (фиг. 69). Берут точку O оси левой рукой и крепко держат, затем берут правой рукой за точку A и слегка поворачивают ее относительно O в определенной плоскости с постоянной скоростью ω' .

Пусть J — момент инерции волчка около оси OA и l — расстояние OA .

Назовем F — реакцию, которую испытывает правая рука при указанном выше вращении оси OA точки O . Ее нужно определить.

Формула Резаля такова

$$F = \frac{J\omega\omega'}{l} \quad (137)$$

или:

$$F \cdot l = J\omega\omega' = M.$$

M — жирокопический момент.

Если повозка имеет несколько жирокопов, жирокопический момент будет:

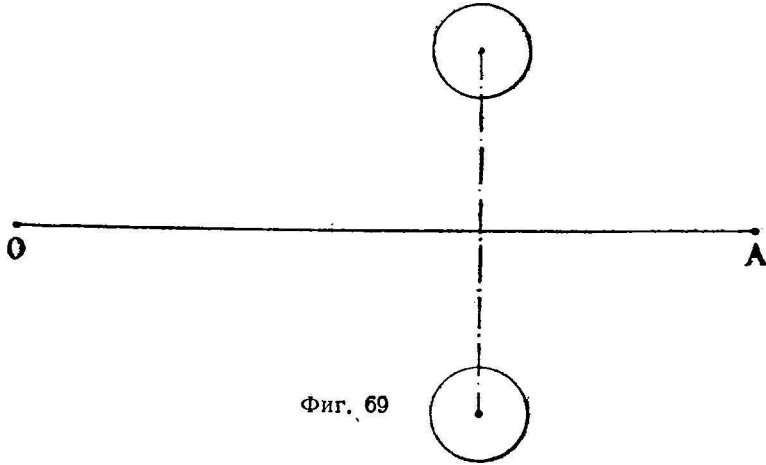
$$F \cdot l = \Sigma J\omega\omega' = M, \quad (138)$$

Теория и практика показывают, что эта сила F оказывает особое сопротивление, иначе направленное, — это активная сила, действующая в направлении, перпендикулярном плоскости вращения оси гироскопа около точки O . Правая рука, которой поворачивают ось, испытывает странное ощущение. Это явление в то же время объясняет, почему гироскопический волчок не падает, когда его ось в горизонтальном положении имеет только одну точку опоры O .

Формулу Резаля можно проверить опытом, вращая ось в горизонтальной плоскости с постоянной скоростью ω' .

Возвратимся к формуле Резаля (138) в применении к подвижному составу. Гироскопический момент M дает реакцию на путь или вернее пару, сила которой $-F$, а плечо $-l$.

Определим теперь направление силы F для одного гироскопа (фиг. 69).



Фиг. 69

Вообразим глаз наблюдателя в A , смотрящий одновременно на гироскоп и на постоянную точку O . Предположим, что тело этого наблюдателя перпендикулярно к плоскости OA , в которой поворачивают ось гироскопа. Зная, что направление (знак) силы перпендикулярно к плоскости вращения оси гироскопа, можно определить это направление.

1. Если наблюдатель видит гироскоп вращающимся в направлении часовой стрелки, а точка A оси при своем вращении около оси движется слева направо от наблюдателя, сила F направлена сверху вниз от наблюдателя.

2. Если гироскоп вращается против часовой стрелки, а точка A движется справа налево, F также направлена сверху вниз.

В двух остальных случаях F направлена снизу вверх от наблюдателя.

§ 116. Гироскопические действия колес на кривых. Пусть O (фиг. 70) — центр кривой пути; AB — наружный рельс и $A'B'$ — внутренний рельс.

Рассмотрим три последовательных положения оси M_1N_1 , M_2N_2 , M_3N_3 .

От первого положения переходят к другим путем прямолинейного перенесения в направлении OH , такого же перенесения в направлении EO и вращения около вертикальной оси, проходящей через центр тяжести S колесной пары.

По теории гироскопа параллельные перенесения не дают никакого особого действия; с этой точки зрения следует рассматривать одно вращение.

Расположим глаз нашего наблюдателя в E таким образом, чтобы одновременно был и гироскоп и неподвижная точка O , а тело наблюдателя было перпендикулярно к плоскости вращения оси около точки O , т. е. вертикально. Глаз увидит, что колесо M_1 вращается в направлении, обратном часовой стрелке; затем точка M_1 оси перемещается справа налево с центром S_1 вращения оси; следовательно колесо M_1 , по правилу Резаля, испытывает добавочную нагрузку на рельс от гироскопического действия. С другой стороны, колесо N_1 вращается в том же направлении, но точка N_1 вращающейся оси

перемещается слева направо, так что колесо N_1 дает разгрузку на рельс тоже гироскопического действия. Поэтому гироскопическое действие действительно, как и говорил Фуко, стремится вывернуть колесную пару в сторону наружного рельса кривой.

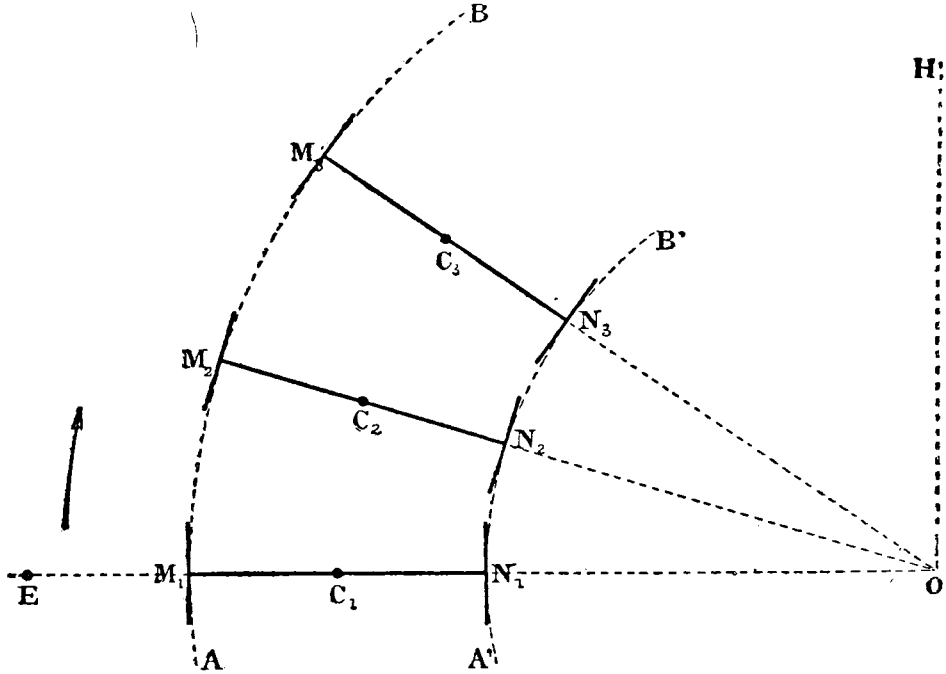
При этом, применяя формулу (138), получим:

$$Fl = \Sigma J\omega\omega' = M.$$

Пусть $2p$ вес полной колесной пары; тогда для половины ее

$$J = \frac{p}{g} r^2$$

(r — радиус центра).



Фиг. 70.

Если v — скорость поезда, а R — радиус кривой пути, то:

$$\omega = \frac{v}{r}, \quad \omega' = \frac{v}{R}.$$

Отсюда для всей колесной пары:

$$Fl = 2\omega\omega' = 2 \frac{p}{g} r^2 \cdot \frac{v}{r} \cdot \frac{v}{R} = M$$

или

$$Fl = 2 \frac{p}{g} \cdot \frac{r}{R} v^2 = M. \quad (139)$$

Если колесная пара несет мотор или часть неподвешенного электрического мотора, в этой формуле нужно подставить: g — радиус инерции общей неподвешенной массы и p — ее вес (общий).

Применим числовой пример:

$$p = 300 \text{ кг}, \quad v = 40 \text{ м/сек (144 км/час)}.$$

$$Fl = 2 \cdot \frac{300}{9,81} \cdot \frac{0,50}{800} \cdot (40)^2 = 61 \text{ (приблизительно)}.$$

Таким образом на путь действует такой момент (с плечом $l = 1,50$ м — ширина колеи):

$$F = \frac{61}{l} = \frac{61}{1,5} = 40 \text{ кг.}$$

Следовательно жирокопическое действие сказывается вертикальной перегрузкой наружного колеса на 40 кг и такой же разгрузкой внутреннего колеса.

Как мы видим, даже при огромной скорости жирокопическое действие ничтожно.

Возьмем теперь локомотив, у которого $p = 1000$ кг для половины колесной пары, $r = 1$ м, остальное — как в первом примере:

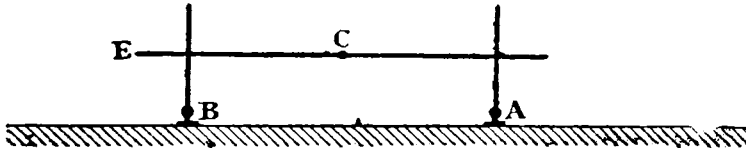
$$Fl = 2 \cdot \frac{1000}{9,81} \cdot \frac{1}{800} \cdot (40)^2 = 408 \text{ (приблизительно);}$$

$$F = \frac{408}{1,50} = 272 \text{ кг.}$$

Перегрузка и разгрузка и в этом случае выражается только в 272 кг.

Следовательно действие Фуко ничтожно, даже при очень большой скорости в 144 км/час; при 200 км/час оно все еще останется незначительным.

§ 117. Жирокопические действия колес в связи со смягчением в кривых. Это — другой род жирокопического действия. Предположим, что смягчение пути достигается подъемом одного и опусканием другого рельса с постоянным укл-



Фиг. 71.

ном. Получается легкое вращение каждой колесной пары около горизонтальной оси, параллельной пути; это вращение дает жирокопический момент в плоскости, перпендикулярной к плоскости этого легкого вращения оси, т. е. в горизонтальной плоскости, проходящей через геометрическую ось колесной пары. Этот жирокопический момент вызывает боковое давление переднего колеса на рельс и боковое давление заднего колеса противоположной стороны (фиг. 71). Получится пара с силой F и плечом l , равным базе поковки.

Пусть рельс A опускается, B — поднимается.

Выясним сначала направление боковых давлений на рельс.

Расположим попрежнему глаз наблюдателя в E , самого же его — горизонтально, чтобы его тело было перпендикулярно плоскости вращения колесной пары, иначе говоря, чтобы глаз смотрел в E на ось, а ноги были направлены к читателю. Предположим, что ось перемещается, удаляясь от читателя. В таком положении глаз наблюдателя увидит, что оба колеса вращаются *против часовой стрелки*, а точка E оси поднимается по отношению к наблюдателю *слева направо*. Следовательно, согласно указаниям § 115, жирокопическая реакция направлена снизу вверх (для наблюдателя). Момент даст давление на рельс переднего правого колеса, т. е. с той стороны, где рельс опускается; сзади поковки — обратно.

Вычислим значение этих боковых действий на рельсы по формуле (138) с прежними данными:

$$J = \frac{p}{g} r^2, \quad \omega = \frac{v}{r}.$$

Вычислим ω' ; это — угловая скорость вращения колесной пары в вертикальной плоскости (фиг. 71).

Пусть b — расстояние между рельсами, w — скорость подъема точки B по отношению к точке A , i — тангенс уклона на смягчении:

$$w = vi, \quad w = \omega' b,$$

$$vi = \omega' b$$

$$\omega' = \frac{vi}{b}.$$

Подставим в формулу (138):

$$M = \Sigma J \omega \omega' = 2 \cdot \frac{p}{g} r^2 \frac{v}{r} \cdot \frac{vi}{b},$$

или:

$$M = 2 \frac{p}{g} \cdot \frac{r}{b} i v^2.$$

Таков жирокопический момент для одной колесной пары. Для комплекта колесных пар

$$M = Fl = \Sigma' 2 \frac{p}{g} \cdot \frac{r}{b} i v^2. \quad (140)$$

Как и раньше, r нужно заменить на q , если ось несет мотор.

Применим формулу к двухосному вагону при $i = 0,05$ м:

$$Fl = 2 \cdot 2 \cdot \frac{300}{9,81} \cdot \frac{0,50}{1,50} \cdot 0,005 \cdot 40^2 = 320 \text{ (приблизительно);}$$

при $l = 3$ м:

$$F = \frac{320}{l} = \frac{320}{3} = 106 \text{ кг.}$$

Для паровоза 2-3-0 (ten weels) с радиусом колес 1 м

$$M = Fl = \Sigma' 2 \frac{p}{g} \cdot \frac{r}{b} i v^2.$$

Рассмотрим сначала три движущих оси:

$$M' = 3 \cdot 2 \cdot \frac{1000}{9,81} \cdot \frac{1}{1,50} \cdot 0,005 \cdot (40)^2 = 3200 \text{ (приблизительно).}$$

При расстоянии центра тележки от последней оси в 6 м

$$F = \frac{3200}{6} = 530 \text{ кг (приблизительно).}$$

Таким образом получается боковое усилие тележки на рельс в 530 кг. Но направление пары — обратное тому, которое вызывает сход, — противоположное действию силы тяжести.

Тележка сама по себе подвергается аналогичному жирокопическому действию благодаря своим двум осям. Можно легко вычислить это незначительное, того же направления, неопасное действие.

О жирокопическом действии моторов электрического подвижного состава мы будем говорить дальше.

§ 118. Различные жирокопические действия. Формула (139) применима к случаю однобокой неровности на одном рельсе, которая заставляет подниматься или опускаться одно из колес колесной пары. Это может быть при стыках вразбежку. Формула применима также к случаю, когда изолированное препятствие, получавшееся на пути вследствие плохого ухода, заставляет колесо подняться довольно быстро. В этом случае вращение колесной пары в вертикальной плоскости будет резким и быстрым, вследствие чего получится сильное жирокопическое действие, которое заставит колесную пару повернуться в горизонтальной плоскости, проходящей через геометрическую ось колесной пары. В частности предположим, что колесная пара способна слегка воспринять вращение около вертикальной оси, как например пара с рессорами на

кольцевых подвесках. В этом случае, если колесо вследствие препятствия подскочит, она имеет *стремление опуститься на рельс в косом положении*. Мы обращаем внимание читателя на эту особенность

§ 119. Применение к случаю электрического подвижного состава. Нужно принять во внимание, что моторы часто вращаются в направлении, обратном колесам; в этом случае их угловые скорости должны иметь знак, обратный угловой скорости колес.

Если K — отношение угловой скорости мотора к действующей оси, формулы (139) и (140) для каждого мотора примут вид:

$$M' = K \frac{p}{g} \cdot \frac{s}{R} \cdot v^2 \quad (141)$$

(S — радиус инерции вращающейся части мотора);

$$M'' = K \frac{p}{g} \cdot \frac{s}{b} i v^2 \quad (142)$$

Применяя эту формулу к электровозу или автомотрисе, найдем, что действие Фуко ничтожно.

Что касается другого действия в связи с возвышением рельса на смягчающих кривых, то его следует несколько опасаться, в особенности, когда тяжелые моторы вращаются в направлении, противоположном колесам, и если i значительно при больших скоростях.

§ 120. Замечания. Естественно, что при расчетах жирокопических действий необходимо брать все вращающиеся части. В таком случае определяют сумму жирокопических моментов всех вращающихся частей для того или другого явления. Затем для получения усилий моменты надо делить соответственно на ширину колеи или на базу повозки, смотря по задаче.

§ 121. Заключение для пути и подвижного состава. Вообще, что касается жирокопических действий колес и даже электрических моторов на кривых, таковыми можно пренебречь.

Другое дело с жирокопическими действиями, связанными с возвышением рельса. В этом случае они могут быть довольно значительными для электрических моторов при очень большой скорости и сильном уклоне пути при возвышении рельса. Соображение говорит против больших уклонов.

ГЛАВА IV

Оси колебаний, теория балансиров

§ 122. Применение балансиров. а) *Продольные балансиры*. Фиг. 72 представляет расположение балансиров в десятиколесном паровозе. Три движущие оси сопряжены балансирами, тележка имеет коромысло, также играющее роль балансира. Паровоз имеет точки опоры $MNPQ$ своей рамы и R — рамы тележки с каждой стороны. Если нагрузки рессор должны быть разные (для уравнения давлений колес), балансирам придают плечи, обратно пропорциональные нагрузкам.

Назначение продольных балансиров:

1) Заметно уменьшать изменения сжатий рессор в связи с резкими и изолированными неровностями. Если колеса первой оси преодолевают неровность h , относительное изменение сжатия рессор благодаря балансиру будет всего $\frac{h}{2}$, т. е. уменьшится наполовину. То же самое, если точка C преодолевает препятствие, — то благодаря балансирам изменение сжатия рессор будет в 3 раза меньше.

2) Уменьшать по краям повозки изменение сжатия рессор в связи с возвышением рельса.

В § 67 мы подробно излагали этот вопрос. Для нашего примера уменьшение происходит в отношении $\frac{F'D}{AE}$, где AE действительная база повозки, а $F'D$ — так называемая „фиктивная база“ при наличии балансиров.

3) Увеличивать сцепную силу паровоза, так как балансиры ее регулируют, все время уравнивая для отдельных пар.

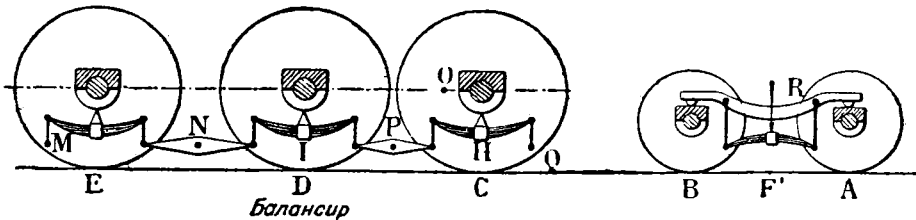
б) *Поперечные балансиры.* Поперечные балансиры соединяют рессоры одной и той же оси.

Они имеют следующие преимущества и неудобства:

1) Они наполовину уменьшают изменение сжатия рессор в связи с резкой и однобокой неровностью h .

2) Они уменьшают изменение сжатия рессор в связи с возвышением рельса, если их расположить по концам локомотива. Так как при этом расположении давление на две буксы одной оси остается неизменным, уменьшается база локомотива, которая входит в формулу (91).

3) Но эти балансиры увеличивают колебание боковой качки в связи с несимметричными неровностями и в связи с кривыми. На самом деле, если балансирами снабжены все оси, их рессоры теряют способность выпрямлять локомотив и повозку при опрокидывании.



Фиг. 72.

В § 21 изложены те изменения, кои вводит наличие балансиров.

Тележки со сферической пятой нужно рассматривать как если бы они были снабжены одновременно и продольными и поперечными балансирами.

Тележки с боковыми сферическими опорами обладают свойствами поперечных балансиров.

В этих двух случаях функция балансиров несколько ослабляется инерцией рамы тележки. Тележки с подвесками при малых колебаниях могут быть уподоблены тележкам с шаровой пятой благодаря игре пяты; при больших колебаниях их рессоры приобретают определенную назависимость.

К неудобствам балансиров надо отнести трение, инерционные действия, уменьшение предельной скорости и их громоздкость, которая ограничивает их распространение.

§ 123. *Статическая теория Герднера.* а) *Объект рассмотрения.* Герднер дал статическую теорию балансиров, в которой предлагает решения задач в таких условиях: прежде всего он предполагает, что подвешенная часть подвергается действию пары, расположенной в средней плоскости паровоза, и вычисляет положение горизонтальной оси вращения и угловую амплитуду этого вращения; затем те же вычисления он производит для поперечной пары („Revue generale“ июнь 1905).

б) *Высота осей колебаний; центр упругости.* Герднер показал, что ось вращения галоцирования под действием продольной пары — горизонтальна, перпендикулярна к направлению рельсов и находится на высоте геометрических осей движущих колесных пар.

Далее он показал, что ось вращения боковой качки под действием поперечной пары горизонтальна, находится в средней (меридиональной) плоскости локомотива и также на уровне геометрической оси движущих осей.

Получается представление о центре упругости как пересечении этих двух осей.

Герднер пришел к мысли о своем „центре упругости“ самостоятельно от наших работ „о центре колебаний“. Для случая балансиров Герднер дал новые важные формулы, которыми мы воспользуемся в дальнейшем.

с) *Положение оси продольных вращений без балансиров.* Пусть c — центр упругости локомотива без балансиров, $\lambda, \lambda', \lambda'' \dots$ — расстояния каждой оси от центра (по горизонтали), $i, i', i'' \dots$ — гибкости на 1 т рессор различных осей.

Герднер дает уравнения:

$$\frac{\lambda}{i} + \frac{\lambda'}{i'} + \frac{\lambda''}{i''} + \dots = 0. \quad (143)$$

д) *Амплитуда продольного вращения без балансиров.* Под действием продольной пары, по Герднеру, амплитуда вращения дается приближенной формулой

$$\theta = \frac{\varphi e}{2 \sum \frac{\lambda^2}{i} - Qh} \quad (144)$$

где: θ — тангенс угла вращения или угловая амплитуда, φ — сила пары вращения, e — ее плечо, Q — вес подвешенной части и h — высота его центра тяжести относительно центра упругости.

Знак Σ означает число членов по числу осей.

На практике можно пренебречь членом Qh по сравнению с членом $2 \sum \frac{\lambda^2}{i}$, так что

$$\theta = \frac{\varphi e i}{2 \Sigma \lambda^2}. \quad (145)$$

е) *Положение центра упругости с балансирями.* Герднер показал, что наличие балансиров не меняет положения центра упругости. Это важный вывод его теории.

ж) *Угловая амплитуда продольного вращения с балансирями.* Герднер дал точную формулу; пренебрегая ничтожными членами, получим

$$\theta = \frac{\varphi e}{2 \left[\sum \frac{\lambda^2}{i} - \sum \frac{\mu^2}{i} \right] - Qh} \quad (146)$$

Член $\sum \frac{\mu^2}{i}$ относится к различным элементам каждой системы, сопряженной продольными балансирями; μ — расстояние каждой из этих осей от центра упругости каждой группы, связанной балансирями; Q — вес подвешенной части; h — высота центра тяжести по отношению к центру упругости. Знак Σ относится ко всем осям без исключения, а Σ' — к каждой группе осей, сопряженных балансирями.

г) *Амплитуда поперечного вращения с балансирями.* Упрощенная формула такова:

$$\theta' = \frac{\varphi' e'}{2 \left(\sum \frac{\lambda_1^2}{i} - \sum \frac{\mu_1^2}{i} \right) - Qh} \quad (147)$$

$\varphi' e'$ — к поперечной паре, λ_1 — расстояние различных рессор от вертикальной меридиональной плоскости локомотива и μ_1 — расстояние рессор каждой группы сопряженных осей от той же плоскости.

и) *Применение к случаю, когда статический прогиб различных рессор одинаков для всего локомотива.* Предполагаем, что все рессоры взяты без всякого сжатия.

Формула (143) может дать указание, что центр упругости находится на вертикали центра тяжести подвешенной части.

Формула (147) подвергается упрощению: статический прогиб a есть произведение нагрузки p каждой рессоры на свою относительную гибкость (на 1 т);

заменяем i его значением $\frac{a}{p}$ в формуле (147); возьмем случай одноосной повозки без поперечного балансира. Получим:

$$\theta' = \frac{\varphi' e'}{2 \sum \frac{\lambda_1^2 p}{a} - Qh};$$

или

$$\theta' = \frac{\varphi' e' a}{2 \sum \lambda_1^2 p - Qha}.$$

Но здесь $p = \frac{Q}{2}$, λ_1 — половина ширины колес, которую мы называем m , $a h$ — то, что мы называем n ; знак \sum применяется ко всем рессорам одной стороны. В данном случае осей — 1.

$$\theta' = \frac{\varphi' e' a}{2m^2 \frac{Q}{2} - Qha}$$

или

$$Q' = \frac{\varphi' e' a}{Q(m^2 - an)} \quad (148)$$

Таково уравнение угловой амплитуды поперечных колебаний.

Оно применимо ко всякому локомотиву, у которого все рессоры имеют одинаковый статический прогиб и который не имеет поперечных балансиров; при наличии таких балансиров применяется то же уравнение (148) с заменой в нем a на a' по формуле (44).

Эта формула (148) та же самая, что наша формула (59), так что обе теории подтверждают одна другую.

и) Ложное подвешивание и неустойчивость. Для поперечного подвешивания Герднер останавливается на нашем условии неустойчивости $m^2 - an = 0$.

Для продольного равновесия Герднер приходит к заключению, что подвешивание будет ложным, если

$$\sum \frac{\lambda^2}{i} - \sum' \frac{\mu^2}{i} = 0. \quad (149)$$

Это уравнение предполагает, что \sum' относится ко всем осям, т. е., что все оси сопряжены продольно.

Следовательно подвешивание, при котором все оси сопряжены в длину, ложно; то же самое в случае поперечных балансиров или заменяющих их тележек.

ж) Замечания. Герднер построил свою теорию для случая, когда все точки подвешивания локомотива $MNPQ$ и R находятся в той же горизонтальной плоскости, что и геометрические оси движущих колесных пар (фиг. 72). Легко показать, что теория с достаточной для практики точностью применима и тогда, когда эти точки подвешивания находятся в другой плоскости. Но если три оси каждого балансира не в одной плоскости, может получиться равновесие даже при полном сопряжении, особенно при коротких балансирах; эта устойчивость — незначительна и недостаточна. К этому мы вернемся (§ 127).

В последующем дадим применение формул Герднера к нашим теориям.

§ 124. Оси колебаний. Динамическая теория балансиров. *а) Объект теории.* Найдем точное положение осей колебаний; затем исследуем влияние балансиров на различные колебания подвижного состава.

б) Ось колебания боковой качки. В добавление к сказанному в § 41 об осях и центре колебаний, начнем с того, что определим точное положение оси колебаний, боковой качки в зависимости от действия поперечной пары Герднера, которая представляется центробежной силой, и соответствующей боковой реакцией гребня на рельс.

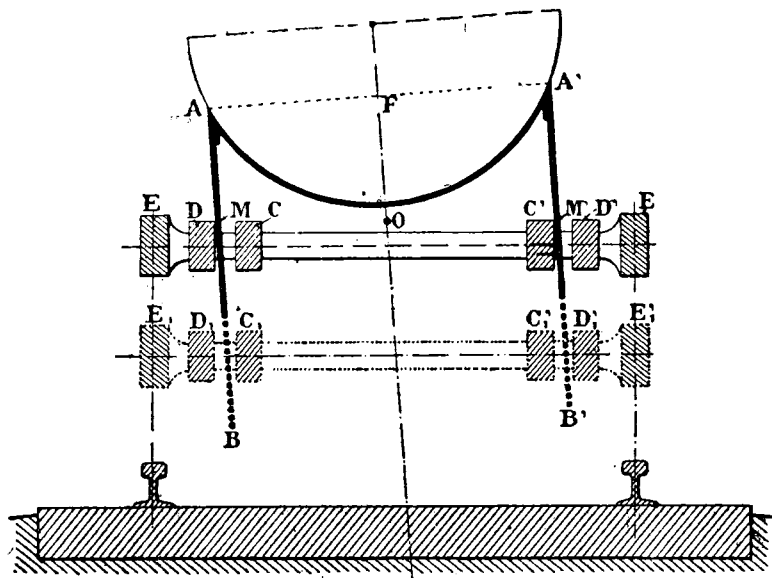
Фиг. 73 представляет разрез локомотива по оси одной из колесных пар. AB и $A'B'$ — рамы направляющих CD и $C'D'$ букс. Ясно, что должен быть небольшой зазор в направлении геометрической оси колесной пары, чтобы могло осуществляться поперечное вращение качки без подъема букс над подшипниками. E — середина движущего колеса, которая не может податься налево, так как гребень этого колеса нажимает на рельс.

С другой стороны, пунктирной линией представлена несущая (поддерживающая) ось того же паровоза с направляющими C_1 и D_1 букс и серединой E_1 колеса.

Движущая ось и их буксы имеют небольшой разбег вдоль оси для того, чтобы палец кровошипа всегда оставался в вертикальной плоскости оси цилиндра. Следовательно зазор между C и D должен быть только достаточным для вращения при самом большом колебании боковой качки.

Затем должен быть зазор между направляющими C_1 и D_1 поддерживающей оси, так как иначе будут изгибаться продольные рамы или, скорей, рамы поднимут правое колесо поддерживающей оси, что — опасно. Этот необходимый зазор естественно получается в тележках с боковым перемещением.

Так как подвешенная часть подвергается паре горизонтальных сил, то при отсутствии возвышения рельса рессоры правой стороны растягиваются, а левой — сжимаются.



Фиг. 73.

Рассмотрим трапецию $AA'M'M$, углы которой A прямые; так как сумма параллельных сторон AM и $A'M'$ — постоянна, медиана OF тоже постоянна. Точка O в середине линии MM' есть истинный центр колебаний, который остается неизменным в течение рассматриваемого полукоса и обратного; ось колебаний боковой качки — горизонтальна, параллельна рельсам и находится на высоте верхних точек буксовых направляющих в меридиональной плоскости локомотива.

Размеры указанного выше зазора в буксовых направляющих таковы, что ось колебаний боковой качки всего на несколько сантиметров выше, чем геометрические оси движущих колесных пар. Герднер помещает эту ось на уровне геометрических осей движущих колесных пар расхождение очень малое.

На фиг. 73 O — ось колебаний боковой качки налево; ось колебаний боковой качки направо будет, если говорить точно, на несколько миллиметров правей O , на расстоянии, равном минимальному зазору между D и C .

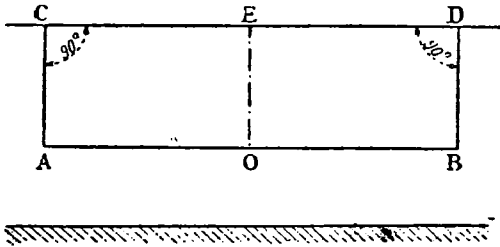
с) *Ось колебаний галопирования.* Пусть A и B — геометрические оси колесных пар двухосной повозки в продольном разрезе, а CD — низ подвешенной части горизонтальных сил Герднера или автоматического тормоза; повозка наклонится, как показано на фиг. 75. Так как мы не вводим никаких вертикальных сил, рессоры спереди сожмутся так, как задние растянутся; затем сумма длин $A'C'$ и $B'D'$ по-

стоянна и равна сумме длин $АС$ и $ВД$; следовательно медиана $О'Е'$ — постоянна, а $О'$ — центр колебаний. Поэтому ось колебаний галопирования — горизонтальна, перпендикулярна рельсам и находится в горизонтальной плоскости геометрических осей колесных пар.

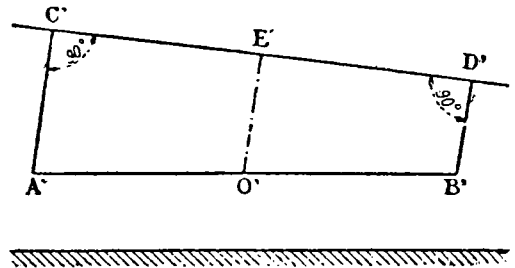
При наличии поддерживающих осей, казалось бы, эта ось будет на высоте между движущими и поддерживающими колесными парами, ближе к движущим, так как они несут большую часть веса. В действительности эта ось весьма близка к плоскости движущих осей, т. е. предположение Герднера оправдывается.

д) *Центр колебаний.* Из предыдущих рассуждений видно, что относительно расположения центра колебаний (по нашей терминологии) или центра упругости (по Герднеру) у нас с Герднером нет расхождений. Теория Герднера нами приемлется и используется для дальнейших исследований колебаний.

е) *Влияние продольных балансиров в колебаниях, связанных с неровностями пути при совпадающих стыках.* Вернемся к фиг. 72. Предположим, два колеса A передней оси тележки попали в просадку пути на стыке и что база тележки



Фиг. 74.



Фиг. 75.

достаточно велика, чтобы колеса B в эту просадку не попали; так как тележка представляет собою своего рода балансир, рессора первой оси даст изменение сжатия только на половину того, что получилось бы при отсутствии балансира.

То же самое с системой трех движущих осей, сопряженных балансирами. Если одно из колес попадает в просадку на стыке, измеряемую h , то рессоры трех осей подвергнутся такому изменению сжатия, как если неровность на стыке была $\frac{h}{3}$.

Это хорошо известное свойство балансиров, это — их назначение.

Если h — неровность, то при N — сопряженных осях изменение давления колес на рельсы вычисляется таким образом:

Формула (17) дает

$$\Delta \leq \frac{h}{a} + f \left(1 \pm \frac{h}{a}\right) = \frac{h}{a} (1 \pm f) + f,$$

а для балансиров

$$\Delta \leq \frac{h}{Na} (1 \pm f) + f \quad (150)$$

или приблизительно:

$$\Delta \leq \frac{h}{Na} + f.$$

Знак (+) означает перегрузку, знак (—) означает разгрузку, f — относительное трение рессор.

Положительное действие балансиров не проявляется, если неровность настолько длинна, что на ней помещается вся сопряженная балансирами группа. Это бывает при малых базах тележек.

В этом случае Δ будет среднее между предыдущим значением и таковым по формуле (17).

Это замечание относится ко всем динамическим формулам для балансиров; другими словами, надо уменьшать число N .

Продольные балансиры, которые соединяют движущие колеса, имеют два преимущества. Прежде всего — с точки зрения схода; в 7-й части мы увидим, что при определенных системах тележки ее сопротивление боковому перемещению бывает недостаточно, чтобы помешать боковому удару от рельсов первой движущей оси; важно, чтобы вертикальное давление при этом по возможности не менялось; это же нужно и для силы тяги по сцеплению. Локомотивы без балансиров имеют продольную устойчивость большую, чем поперечную. Это вытекает из того, что коэффициент устойчивости или $\frac{m^2}{m^2 - an}$ значительно меньше единицы для поперечных и весьма близок к единице для продольных колебаний в случае двухосной повозки. Поэтому влиянием изменения положения центра тяжести подвешенной части можно игнорировать при галопировании, нельзя — при боковой качке.

С другой стороны, при большом числе равномерно нагруженных осей, снабженных рессорами одинакового статического прогиба, устойчивость повозки для коротких машин — наилучшая.

Но при большом числе осей, сопряженных балансирами, нужно быть немного осторожным; так как при полном сопряжении наступает полная неустойчивость, нужно думать, что при определенных комбинациях балансиров наступает большая продольная неустойчивость.

Наш коэффициент неустойчивости выведен для двухосной повозки; посмотрим, что будет с многоосными повозками с балансирами и без них.

Сначала рассмотрим частные случаи.

Возьмем паровоз, составленный из двух одинакового веса частей, каждая из трех осей, сопряженных между собой продольными балансирами. Относительное изменение давления колес на рельсы дается формулой (для продольных колебаний):

$$\Delta \leq \frac{h}{3a} \cdot \frac{m^2}{m^2 - an} (1 \pm f) + f$$

или приблизительно

$$\Delta \leq \frac{h}{3a} \cdot \frac{m^2}{m^2 - an} + f,$$

здесь m — половина расстояния между центрами колебаний двух систем балансиров.

Дальше увидим, что коэффициент $\frac{m^2}{m^2 - an}$ здесь значительно ближе к единице, чем в колебаниях поперечной качки, потому что m значительно больше, чем в продольных колебаниях, где он равен $\frac{1,50}{2}$ — половине ширины колеи.

Следовательно в этом случае продольная устойчивость кузова — совершенная и влияние горизонтальных изменений положения центра тяжести подвешенной части — нулевое.

Формула (150) к этому случаю применима.

Возьмем другой пример: рассмотрим локомотив, составленный из 5 осей, каждая с нагрузкой (на рессоры) 12 t , а именно: биссель в голове, три движущих оси, сопряженных продольными балансирами, и биссель в хвосте.

В этом случае три средних оси, в смысле устойчивости, эквивалентны одной средней оси с нагрузкой 36 t ; но рессоры этой фиктивной средней оси вовсе не стремятся выправить наклонившийся вперед или назад локомотив. Это действие оказывают одни биссели. Обозначим k отношение $\frac{60}{24}$ полного подвешенного веса локомотива к полному весу бисселей.

Будем иметь:

$$\Delta \leq \frac{h}{a} \cdot \frac{m^2}{m^2 - kan} (1 \pm f) + f$$

или приблизительно:

$$\Delta \leq \frac{h}{a} \cdot \frac{m^2}{m^2 - k \cdot a \cdot n} + f;$$

в этой формуле и последующей Δ учитывают вес без колесных пар (мы умножили на k статический прогиб в знаменателе согласно предыдущему).

Член $k \cdot a \cdot n$ достаточно большой; но, к счастью, m (половина расстояния между бисселями) здесь значительна.

По числовым примерам выходит, что в данном случае коэффициент неустойчивости еще достаточно близок к единице; следовательно продольная устойчивость кузова еще удовлетворительна.

Но все это были частные случаи.

Формулы Герднера позволяют нам решить вопрос в общем виде.

Применим формулу (146) или

$$\theta = \frac{\varphi e}{2 \left[\sum \frac{\lambda^2}{i} - \sum \frac{\mu^2}{i} \right] - Qh}$$

(см. стр. 153) к паровозу, снабженному какой-либо комбинацией продольных балансиров. Заменим все эти оси и балансиры двумя осями с неизвестным расстоянием m_1 от центра тяжести подвешенной части; пусть эти оси имеют рессоры со статическим прогибом a , равным среднему статическому прогибу рессор нашего локомотива, и пусть i_1 — гибкость на одну тонну этих новых рессор.

Применяем формулу к двум фиктивным осям:

$$\theta' = \frac{\varphi e}{2 \cdot 2 \frac{m_1^2}{i_1} - Qh}$$

Для того чтобы выразить условие эквивалентности двух рассматриваемых локомотивов (рассматриваемого и фиктивного), приравняем

$$2 \left(\sum \frac{\lambda^2}{i} - \sum \frac{\mu^2}{i} \right) - Qh = 2 \cdot 2 \frac{m_1^2}{i} - Qh$$

или

$$2 \left(\sum \frac{\lambda^2}{i} - \sum \frac{\mu^2}{i} \right) = 4 \frac{m_1^2}{i_1}$$

Отсюда можем определить m_1 .

Затем относительное изменение (максимальное) давления колеса на рельсы передней оси будет:

$$\Delta \leq \frac{h}{Na} \cdot \frac{m_1^2}{m_1^2 - a_1 n} (1 \pm f) + f \quad (151)$$

или приблизительно

$$\Delta \leq \frac{h}{Na} \cdot \frac{m_1^2}{m_1^2 - a_1 n} + f.$$

(N — число сопряженных рессор). Предполагаем, что все оси равномерно нагружены и снабжены рессорами с одинаковым статическим прогибом.

По счастью, чаще всего, эти длинные вычисления бывают ненужными, и в большинстве случаев легко показать, что коэффициент неустойчивости (продольной) $\frac{m_1^2}{m_1^2 - a_1 n}$ весьма близок к единице.

Только в следующих случаях следует считаться с этим коэффициентом:

1) если продольное сопряжение почти полное, например локомотив с одним бисселем и четырьмя сопряженными осями,

2) для вагона или трамвая с верхом при двух весьма близких осях.

Отметим неудобство от продольных балансиров, когда сопряжены две или три последние оси локомотива — это чувствительно для машиниста.

f) *Влияние поперечных балансиров в колебаниях в связи с несимметричными неровностями.* Если эта неровность достаточно коротка, чтобы подвешенная часть не имела времени получить сильное действие, поперечный балансир полезен. Он распределяет неровность между колесами одной оси, изменение сжатия рессор уменьшается в два раза.

Но если локомотив идет по пути с качающимися шпалами и может проявиться резонанс боковой качки (см. § 20), дело происходит иначе. Здесь поперечные балансиры уничтожают „способность выравнивания“ рессор осей. Все усилие по выправлению ложится на оси без поперечных балансиров. Отсюда следует, что рассматриваемый статический прогиб в формулах боковой качки не равен действительному прогибу рессор, а выражается формулой (44) (§ 21)

$$a' = \frac{a}{1-d},$$

где d — отношение подвешенного на балансирах веса к полному подвешенному весу.

При качающихся шпалах или при стыках вразбежку в формулу вместо a надо вводить a' .

g) *Влияние балансиров на смягчающих кривых.* Это влияние при современных длинных паровозах очень большое.

Мы вычислили [формулы (90) и (91)] относительные изменения давления рессор и давления колес на рельсы в связи с этой причиной. Они пропорциональны базе b повозки без балансиров.

Но при балансирах эта база уменьшается до длины $F'D$, если 3 движущих оси равномерно нагружены (фиг. 72).

Вообще длиной базы здесь считается расстояние центра колебаний передней системы балансиров от центра колебаний задней системы.

Для относительного изменения сжатия рессор имеем:

$$E = \frac{1}{4} \cdot \frac{b'}{a} \cdot i \cdot \frac{m}{p} \quad (152)$$

и для относительного изменения давления колес на рельсы:

$$A = \frac{1}{4} \cdot \frac{b'}{a} \cdot i \cdot \frac{m^2}{p^2} \quad (153)$$

В этих формулах фиктивная база b' была определена выше, а остальные обозначения по формулам (90) и (91).

h) *Влияние поперечных балансиров на кривых.* Во всех формулах, относящихся к кривым постоянного радиуса, при входе на кривую и при сходе с нее нужно поступать по предыдущему; a заменяется

$$a' = \frac{a}{1-d}.$$

i) *Влияние балансиров при действии постоянного тормоза.* В § 99 мы изучали действие непрерывного тормоза и давали формулы для случая двухосной и многоосной повозки, состоящей из двух групп балансиров (фиг. 72).

Легко перейти к общему случаю с помощью формул Герднера, вычисляя половину фиктивной базы m_1 фиктивной двухосной повозки, эквивалентной рассматриваемому локомотиву.

По § 99 имеем

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= \frac{d}{c'} \varphi \\ A_2 &= -\frac{d}{b'} \varphi \end{aligned} \right\}; \quad (154)$$

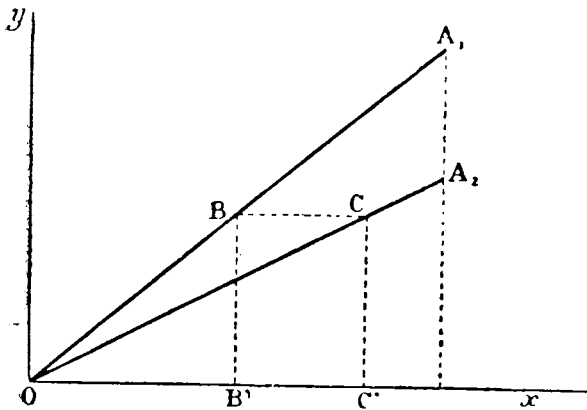
d — высота общего центра тяжести повозки, b' и c' — горизонтальное расстояние этого центра тяжести от центра двух фиктивных осей по краям (см. выше).

j) *Влияние трения балансиров и рессор.* Иногда с балансирами наблюдают следующее явление. Когда локомотив проходит через неровность с малой скоростью, иногда замечают, что первая движущая пара уже на неровности, а балансиры не работают. Отсюда заключают, что балансиры бесполезны. Это заключение ошибочно.

Прежде всего, когда локомотив проходит большую неровность, балансиры всегда работают. Не виновато ли здесь трение в осях балансиров? Нет, потому что эти оси при радиусе, равном $\frac{1}{10}$ плеча балансиров, имеют путь трения всего $\frac{1}{10}$ от пути концов балансира; при коэффициенте трения в $\frac{1}{5}$, даже без смазки, трение может быть всего $\frac{1}{50}$ от усилия (передаваемого).

Балансиры теперь делают на ножках (призмах). Дело объясняется трением листовых рессор. Мы указывали, что характеристика рессоры, или зависимость усилий от величины статических прогибов ее, выражается не одной, а двумя прямыми, одна — при изменении нагрузки от нуля до максимума, другая при обратном изменении нагрузки — от максимума до нуля. Первая круче второй.

Опыты Герднера и Галларда подтверждают, что при малой скорости можно получить очень большую разницу между ординатами прямых OA_1 и OA_2 (фиг. 76). Следовательно рессора может испытывать одно и то же усилие $B'B$ для различных значений прогиба между



Фиг. 76.

данным прогиба, может меняться в достаточно широких пределах. Вот почему первое сопряженное колесо (фиг. 72) может пройти место с неровностью (с малой скоростью), а балансиры не сработают. Это несколько не уменьшает значения балансиров, которые всегда исправно работают при больших скоростях, единственно опасных.

k) *Влияние инерции балансиров.* Надлежит рассмотреть влияние инерции балансиров, особенно при скорости 120 км/час. Вопрос в том,

может ли эта инерция замедлить действие балансиров или даже расстроить их действие, если повозка подвергалась действию очень резкого препятствия. Различим несколько случаев.

Если балансиры находятся между рессорами и подвешенной частью, как на фиг. 72, их инерция, какова бы она ни была, не мешает рессорам работать очень быстро. Но имеются и другого рода балансиры, которые называются коромыслами и которые составляют часть неподвешенного веса; это бывает в тележках со сферической пятой или на подвесках (фиг. 72). Очень важно, чтобы эти коромысла были легкими, чтобы не увеличивать веса неподвешенной части, что опасно в отношении реакции между колесами и рельсами.

Есть еще балансиры, расположенные между рессорами и подвешенной частью, которые имеют довольно значительную инерцию; это — тележки, „исполняющие функции балансиров“. В тележке с боковыми сферическими опорами последние служат как бы осями продольного балансира; но подвижным органом этого балансира является вся рама тележки довольно значительного веса; в этом случае получается „небольшое замедление“ в действии балансира.

Затем действие может также продолжаться немного дольше, чем это нужно, вследствие скорости, приобретенной в угловом перемещении рамы тележки около горизонтальной оси, проходящей через боковые сферические опоры. То же самое — с тележкой при сферической тяге, так как она одновременно исполняет функции продольных и поперечных балансиров.

Имеет ли эта инерция тяжелые последствия? Нет, с точки зрения компенсации влияния смягчающих кривых с возвышением рельса. Да, при внезапных

препятствиях на пути, мы заключаем, что хорошо, когда обе оси одной тележки подвешены на одной горизонтальной рессоре, как на фиг. 72.

Еще лучше, когда рессоры тележки независимы и очень гибки во избежание инерции довольно тяжелого коромысла. Но эти действия имеют значения только при очень значительных скоростях.

1) *Влияние инерции и трений в системах со многими балансирными.* Вернемся к балансирным. Мы показали, что влияние их инерции и трения их осей незначительно в случае например одного, двух и даже трех балансиров, сопряженных между собой в одну группу.

В Америке имеется много паровозов, имеющих в одной группе 8, 10 и даже до 13 балансиров вдоль и поперек.

Повторив предыдущие рассуждения, мы нашли бы что инерция балансиров и рессор, а также трение осей балансиров очень вредит их действию при внезапном препятствии на пути. Почему же американские инженеры не отказываются от этой системы?

При очень больших скоростях балансиры значительно ослабляют неудобство от возвышения рельса. Но возвышение это действует постепенно; балансиры действуют не сразу, так что их инерция не играет роли при этом движении, так же как и инерция рессор. Трение самих осей в значительной мере теряют свое вредное влияние, потому что благодаря дрожанию имеется время для освобождения от этого влияния. Следовательно в итоге балансиры в совершенстве выполняют свою роль — уменьшать, *насколько желательно*, неудобство от возвышения наружного рельса и даже при нужде *уничтожить* его.

То же самое и с тележками при центральной тяге или подвесках; в этом случае инерция рамы тележки теряет свое вредное влияние и исполняет роль поперечных балансиров.

При многих балансирных разумеется не надо учитывать выгоду всех решительно балансиров, в случае когда одно колесо преодолевает внезапное препятствие; при этом действие распространяется на рессору этого колеса, самое большее — на сопряжение с соседним колесом.

Аналогичное наблюдение мы имеем для тележек с боковыми сферическими опорами или со сферической опорой. Эти устройства, как было сказано, выполняют роль продольных балансиров для боковых сферических опор и продольных и поперечных — для опор сферических. Но чтобы это действие проявилось, надо справиться с весом в 3000 кг рамы тележки. Большая часть этой массы расположена около центра вращения, так что момент инерции незначителен, но все же эта инерция оказывает некоторое действие на балансир. Поэтому не совсем верно, когда мы говорим например, что при боковых сферических опорах неровность оказывает свое действие только наполовину.

Практически при скоростях не больше 120 км/час для этого случая можно принять формулу (17 bis)

$$\Delta = \frac{h}{2 \cdot a} + f; \quad (155)$$

при скоростях больше 120 км/час в знаменателе надо взять коэффициент меньше 2.

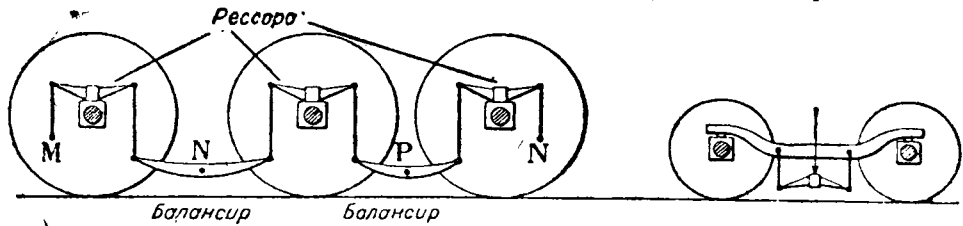
т) *Замечания.* Продольные балансиры имеют еще большее влияние во всех случаях, когда база повозки участвует в колебаниях галопирования, например от резкого изменения профиля и т. д. В таком случае в формулы надо вводить не действительную базу, а „фиктивную“, принимая во внимание балансиры. Таким же образом оказывают влияние поперечные балансиры в колебаниях боковой качки. В этом случае также действительный статический прогиб рессор надо заменять в формулах соответствующим „фиктивным“ прогибом.

§ 125. *Схемы подвешивания на балансирах.* Фиг. 78 дает в плане проекцию паровоза по фиг. 77 с расположением продольных и поперечных балансиров, осей балансиров, центров колебаний систем балансиров и главного центра колебаний паровоза.

Оси и колеса изображены толстыми линиями, точки соприкосновения колес с рельсами представлены точками А, В, С, D, E и А', В' С' D', E'

Точки M, N, P и M', N', P' представляют проекции центральных осей продольных балансиров, так сказать, точки подвешивания к раме.

Маленькие кружки Q, Q', M, M' показывают центры колебания двух систем балансиров, положение которых определяется по формулам Герднера; в Q и Q' — одни кружки, а в M и M' — точки с кружками, так как эти точки являются одновременно и проекциями центральных осей балансиров и центрами колебаний.



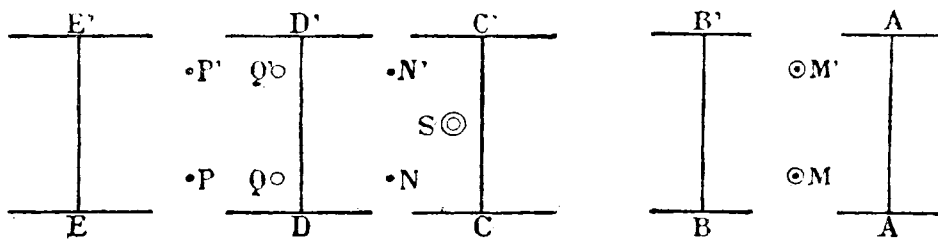
Фиг. 77.

Мы можем сказать теперь, что паровоз подвешен в четырех точках Q, Q', M, M' и что его главный центр колебаний находится в S , которое отмечено двойным кружком.

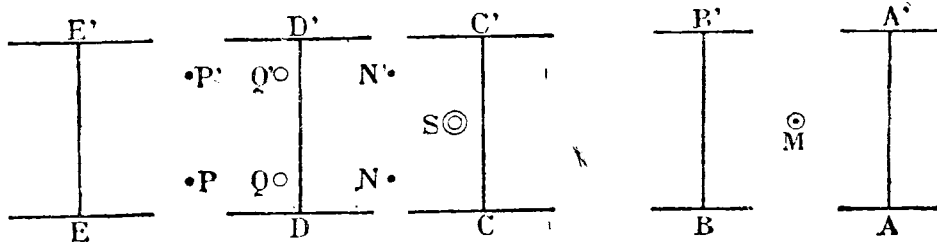
Повторяем, что при одинаковых статических прогибах всех рессор проекция главного центра колебаний совпадает с проекцией центра тяжести подвешенной части.

Такова схема паровоза фиг. 77 при тележке с боковыми сферическими опорами.

Если тележка имеет сферическую центральную опору, то схема того же паровоза получит вид фиг. 79. Центр колебаний тележки будет один с проек-



Фиг. 78.



Фиг. 79.

цией в M (проекция сферической центральной пяты); центры колебаний продольных балансиров будут Q и Q' , главный центр колебаний — S .

Об этой схеме мы скажем, что паровоз подвешен в трех точках Q, Q', M с главным центром колебаний в S .

Локомотивы могут быть подвешены в 5, 6, 7 и т. д. точках.

§ 126. Условие устойчивости подвешивания в трех точках вообще и при колебаниях.

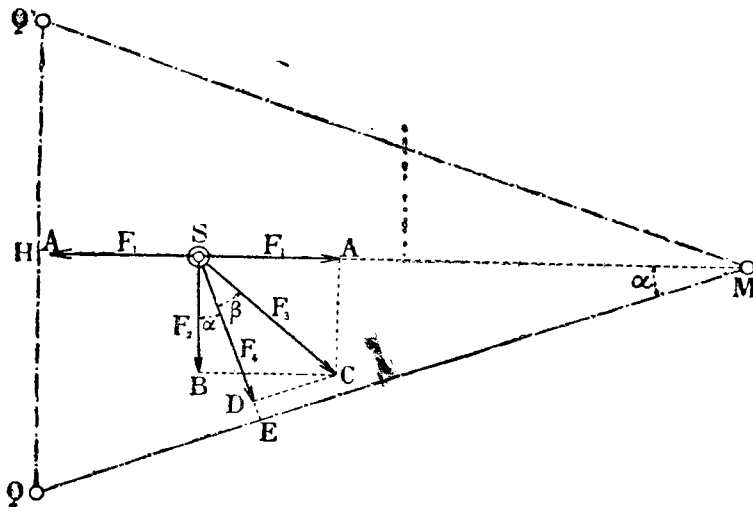
Подвешивание в трех точках придает максимальную гибкость локомотиву с точки зрения неровностей. На самом деле в статическом состоянии оно делает невозможным какое-либо изменение давления колес на рельсы, каковы бы ни были неровности под различными колесами.

Но с точки зрения динамики это устройство имеет недостатки, которые мы попробуем уточнить, изучая условия устойчивости при определенных колебаниях.

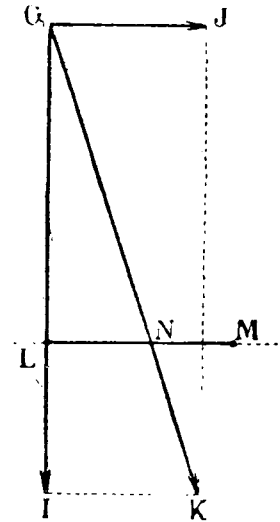
Представим (фиг. 80) паровоз, подвешенный на трех точках Q, Q', M . Может ли подвешенная часть опрокинуться около линии QM при совместном действии непрерывного тормоза и центробежной силы?

Представим через SA максимальную силу инерции от действия непрерывного тормоза, определять которую мы умеем.

Представим через SB центробежную силу подвешенной части в наиболее неблагоприятных условиях или, вернее, центробежную силу с силой инерции, при колебании двойной амплитуды при входе на кривую (см. § 43).



Фиг. 80.



Фиг. 81.

Возьмем равнодействующую SC и проектируем ее на линию SD , перпендикулярную к QM . Эта горизонтальная сила SD , приложенная к центру тяжести подвешенной части, стремится опрокинуть последнюю около линии QM (фиг. 80). С другой стороны, представим (фиг. 81) разрез по вертикальной плоскости, проходящей через линию SE (фиг. 80). Пусть G_1 — центр тяжести подвешенной части (фиг. 81), G_1I — вес подвешенной части и G_1J — сила SD (фиг. 80); G_1L — высота h центра тяжести G_1 подвешенной части от горизонтальной плоскости, проходящей через главный центр колебаний повозки; LM , в том же масштабе, как и G_1L — длина SE (фиг. 80).

Длина G_1K — равнодействующая сил, действующих на G_1 в рассматриваемой вертикальной плоскости.

Повозка не опрокинется, если эта равнодействующая пересечет линию LM в точке N между точками L и M .

Мало того, нужно чтобы это пересечение было ближе к L для придания этому условию большей надежности (большой коэффициент безопасности) вследствие наличия колебаний другого рода.

Пусть P' — вес подвешенной части. Сила SA равна $P' \cdot 0,20$ или при резком действии тормоза $P' \cdot 0,25$.

Сила SB может быть равна $P' \cdot 0,20$ на кривой с предельной скоростью, или самое большее, при входе на кривую $P' \cdot 0,25$.

Таким образом эти две силы, равные и перпендикулярные между собой, дают равнодействующую SC , которая равна:

$$P' \cdot 0,25 \sqrt{2} = P' \cdot 0,35.$$

Проекция SD длины SC (фиг. 80) равна:

$$\overline{SD} = P' \cdot 0,35 \cos \beta.$$

Но угол β , который равен $(45 - \alpha)$, есть половина угла при вершине M треугольника подвешивания нашего локомотива.

Следовательно имеем:

$$\overline{SD} = P' \cdot 0,35 \cos (45 - \alpha).$$

Это есть также длина G_1J (фиг. 81).

Вычисление предполагает, что расположение центра тяжести G_1 достаточно низко, что при его перемещении в горизонтальном направлении устойчивость заметно не изменяется. При высоко расположенном центре тяжести G_1 его влияние легко учесть, умножая на известный коэффициент неустойчивости, в связи с высотой центра тяжести G_1 , т. е. $\frac{m^2}{m^2 - an}$.

Здесь m — длина SE , а n — высота G_1 над центром колебаний. Имеем (фиг. 80):

$$\overline{SD} = P' \cdot 0,35 \cos (45 - \alpha) \frac{m^2}{m^2 - an} \quad (156)$$

Теперь нужно построить (фиг. 81) $G_1J = \overline{SD}$, $G_1I = P'$, $G_1L = n$ и $LM = SE$ (фиг. 80) и посмотреть, достаточно ли близко от L равнодействующая пересекает линию LM .

Это еще не все. Необходимо также, чтобы подвешенная часть не могла опрокинуться назад от колебаний при резком оттормаживании.

Для проверки этого проведем линию $SA' = SA$; ее значение будет (в общем виде)

$$\overline{SA'} = P' \cdot 0,25 \frac{m^2}{m^2 - an} \quad (156 \text{ bis})$$

Затем проведем $G_1Q = SA'$, $G_1R = P'$; получим равнодействующую G_1S ; затем проводим $G_1V = n$, VT (фиг. 82) = \overline{SH} (фиг. 80); требуется, чтобы G_1S пересекала линию VT ближе к точке V .

Этот общий метод довольно сложен; с известным приближением очень просто вычислить отношение, в котором надо уменьшить предельную скорость при замене обычного подвешивания таковым на трех точках, без тележки с центральной опорой и без поперечных балансиров.

Для современных длинных паровозов подвешивание в трех точках представляет большой интерес с точки зрения влияния возвышения рельса на смягчающих кривых.

В этом случае основание QQ' фиктивного треугольника очень мало сравнительно с высотой его HM ; линия SE (фиг. 80) почти параллельна Qa' . Затем, раз силы SA и SB примерно равны, проекция равнодействующей почти равна одной центробежной силе SB .

С другой стороны, SE примерно равна:

$$SE = \overline{HQ} \frac{\overline{MS}}{\overline{MH}},$$

Таким образом повозка подвергается действию обычной горизонтальной силы, уменьшенной в отношении $\frac{\overline{MS}}{\overline{MH}}$.

Следовательно, чтобы не изменять обычные условия безопасности, нужно уменьшить центробежную силу в отношении $\frac{\overline{MS}}{\overline{MH}}$ или уменьшить предельную скорость в отношении корней квадратных из предельных скоростей, т. е. (фиг. 80):

$$v_1 = v \sqrt{\frac{\overline{MS}}{\overline{MH}}} \quad (157)$$

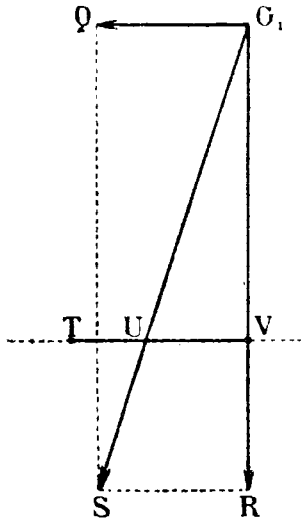
В этой формуле v_1 — предельная скорость подвешенного на трех точках локомотива, v — предельная скорость обыкновенного локомотива без тележки, с центральной пятой и без поперечных балансиров в тех же самых условиях; MS и MH — расстояния от вершины фиктивного треугольника проекции S центра колебаний и базы H треугольника.

Такова очень простая и достаточно точная формула для вычисления предельной скорости локомотивов при подвешивании в трех точках.

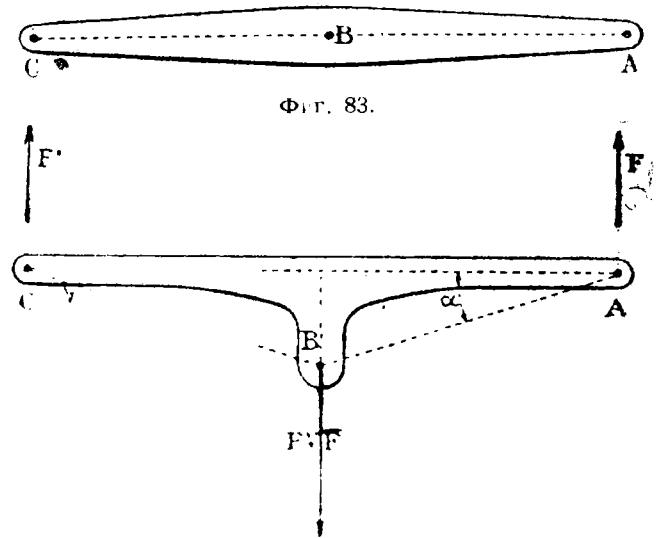
Подвешивание в трех точках можно уподобить отчасти трехколеске (трициклу), но с одной оговоркой. В локомотиве на трех точках в каждый данный момент подвешенная часть при опрокидывании около фиктивной линии MQ встречает упоры; с этого момента локомотив перестает быть похожим на трехколеску и делается обыкновенным локомотивом (с большим числом опор).

Вот почему паровозы на трех точках подвешивания ходят так же быстро, как и остальные.

Мы не советуем однако превышать для такого рода подвешивания скорости больше 120 км/час.



Фиг. 82.



Фиг. 84.

Предложенный нами упрощенный способ проверки устойчивости на опрокидывание около линии QM (фиг. 80) приложим ко всевозможным способам подвешивания, в которых впереди имеется тележка с центральной пятой. Легко видеть, что в таких случаях отношение $\frac{MS}{MH}$ — весьма близко к единице, а следовательно уменьшение скорости получается весьма незначительным. Мы вернемся к этим вопросам в 7-й части.

§ 127. Заключение. Балансиры устойчивые и неустойчивые. Приведем вкратце заключения о преимуществах и неудобствах балансиров.

а) *Продольные балансиры.* Продольные балансиры уменьшают: 1) значительно — изменение сжатия рессор при неровностях пути, 2) тоже — в связи с возвышением рельса на смягчающих кривых и 3) регулируют постоянство силы сцепления движущих колес.

Этих же преимуществ можно достигнуть также увеличением гибкости рессор, но в этом случае несколько уменьшится поперечная устойчивость и следовательно придется уменьшить предельную скорость, чего при балансирах делать не нужно. Трение балансиров ничтожно, но нельзя таким же считать трение рессор; это последнее вносит определенное расстройство в действие балансиров.

Инерция балансиров вообще ничтожна, за исключением, когда балансиrom является (до некоторой степени) рама тележки при больших скоростях.

Если тележка всеми осями располагается на неровности она перестает заменять собой балансир. В этом случае никакая система балансиров не может заменить большой гибкости рессор тележки—единственного средства в данном случае для уравнения давлений на колеса тележки на пути с большими неровностями.

b) Поперечные балансиры. Последние особенно полезны по краям локомотивов при возвышении рельса. Но при этом статический прогиб a в формулах боковой качки надо заменять большей величиной a' , что увеличивает поперечную неустойчивость.

Затем эти балансиры полезны для уменьшения влияния неровностей.

с) Подвешивание на 3 точках. Мы показали преимущество такого подвешивания с точки зрения неровностей пути и возвышения рельса на смягчающих кривых.

Мы установили условия устойчивости такого подвешивания и метод сравнения его с другими.

d) Балансиры устойчивые и неустойчивые. Мы видели, что статическая теория Герднера применяется, если даже точки подвешивания рамы на балансирах и рессорах не находятся в одной горизонтальной плоскости, только бы не были слишком коротки шатуны. Но теория не распространяется на тот случай, если три точки соединения каждого балансира и каждой рессоры не на одной прямой. Уточним:

1) Безразличные балансиры.

Балансир фиг. 83—безразличный, потому что его три точки A , B и C —на одной прямой линии; это—обычная форма; теория Герднера применяется полностью.

2) Балансиры устойчивые.

Балансир фиг. 84—устойчив; на самом деле, если силы F и F' равны, балансир—в равновесии; если теперь кривая сторона балансира по какой-либо причине сразу опускается, плечо рычага F' делается больше, чем у F , так что балансир сейчас же возвращается в свое первоначальное положение.

3) Балансиры неустойчивые.

Фиг. 85 дает неустойчивый балансир.

4) Рессора безразличная.

Фиг. 86 представляет рессору, выполняющую роль балансира; рессора укреплена под буксовой коробкой; она—безразлична.

5) Устойчивая рессора.

Фиг. 87 представляет устойчивую рессору.

6) Рессора неустойчивая.

Фиг. 88 представляет рессору, отчасти заменяющую балансир; она—неустойчива.

7) Применения.

Нет смысла применять неустойчивую форму, следует вообще предпочитать безразличную.

§ 128. Балансиры горизонтальные. В большинстве локомотивов боковые усилия не вполне равномерно распределены между различными осями, особенно в длинных машинах (см. числовые примеры в 7-й части). Обыкновенно определенные оси испытывают значительные боковые усилия между гребнями и рельсами. Этот недостаток собственно является главной причиной ограничения скорости против теоретических для кривых малых радиусов.

Мы видели, что этот недостаток можно устранить, придавая каждой оси независимое упругое перемещение вдоль своей геометрической оси.

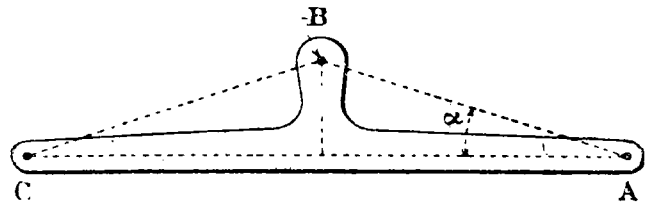
Но за последние годы эта проблема получила другое, весьма изящное решение путем применения горизонтальных балансиров, немного схожих с вертикальными балансирами.

Вот главные приборы такого рода.

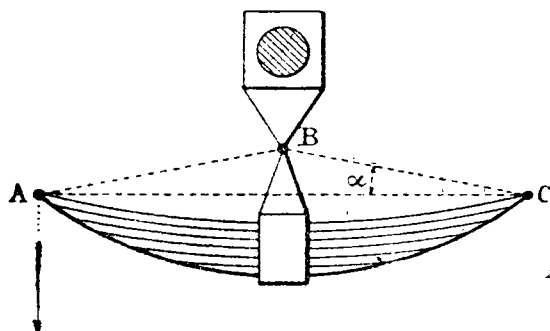
a) Балансирный биссель Zara. Фиг. 89 представляет схему этого прибора. Буксовые коробки различных сопряженных осей ограничены в боковом перемеще-

нии не больше, чем обычно, упорами в рамах. Буксы всегда составляют как бы одно целое с балансиром, который имеет свою опору в особой точке. Но буксовые коробки движущих осей, разумеется, направляются в своих рамах без зазора, чтобы помешать колесным парам выходить из вертикальных плоскостей своих геометрических осей.

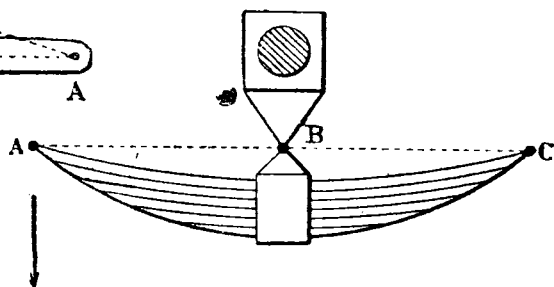
В приборе Zaḡa буксы A, A' первой движущей оси составляют одно целое с жесткой частью BB' , на которой имеется шарнир C ; затем часть $CDEE'$ жестко связана с буксами FF' бисселя. Наконец эта часть имеет свой возвращающий прибор в боковых рессорах HH'



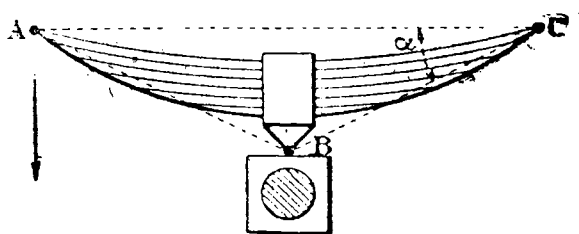
Фиг. 85.



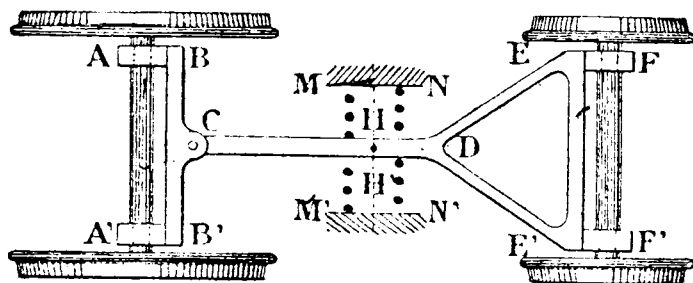
Фиг. 87.



Фиг. 86.



Фиг. 88.



Фиг. 89.

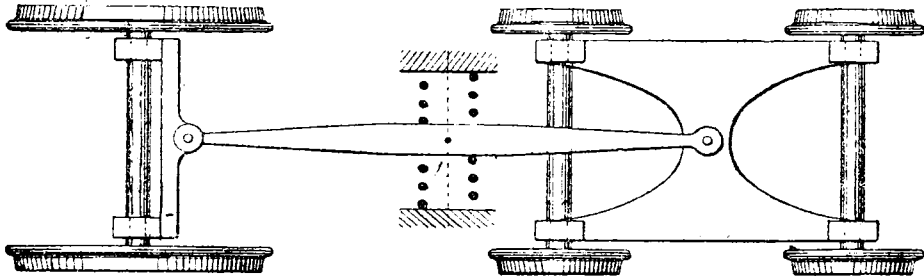
Части MN и $M'N'$ — это опоры рессор на рамах локомотива единственные боковые упоры обеих осей. Биссель, как обычно, имеет точку опоры в шарнире C . Вертикально он имеет опоры над поддерживающей колесной парой — обычные.

В боковом направлении биссель и первая движущая пара совместно имеют только одну, притом упругую, опору. Выходит, что первой движущей оси обеспечивается боковое упругое перемещение, как самому бисселю. Это очень большое преимущество: боковое усилие благодаря балансиру распределяется

без удара между гребнями бисселя и первой движущей оси. Эта система дает бисселю большую часть преимуществ тележки. Иногда шарниру C дают небольшое перемещение, параллельное рельсам, чтобы допустить в случае надобности небольшое удлинение линии CD .

Конечно при этой и последующей системе надо несколько приспособить подшипники шатунов первой оси к перемещениям этой оси вдоль своей геометрической оси.

б) *Балансирная тележка Краусса*. Фиг. 90 представляет прибор Краусса, в котором первая движущая колесная пара сопрягается не с бисселем, а с тележкой.

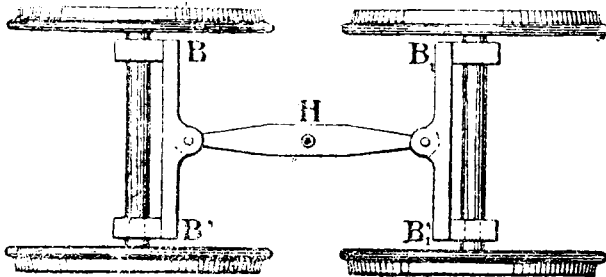


Фиг. 90.

Этот прибор основан на том же принципе, что и *Zaga*, с той разницей, что тележка естественно сохраняет свою способность вращаться около вертикальной оси, проходящей через ее центр.

Здесь имеется также только одна опора для бокового перемещения всех трех сопряженных осей.

с) *Балансир Маффей*. Фиг. 91 представляет систему сопряжения двух движущих колесных пар на том же принципе соединения букс двумя жесткими частями BB' и B_1B_1' , которые имеют в своих центрах шарниры, соединенные балансиrom. Этот прибор дает равное или какое угодно распределение бокового давления между двумя колесными парами, но без упругости, так как вертикальная ось H неподвижно укреплена на раме локомотива. Можно, конечно в данном случае устроить эту упругость.



Фиг. 91.

д) *Заключения*. Мы видим, что колесные пары можно сопрягать балансирами самыми разнообразными способами. Но не следует горизонтальные балансиры как и вертикальные доводить до полного сопряжения. Это ведет к неустойчивости по отношению к вертикальной оси.

Дальше (§ 132) мы увидим, как можно получить полную боковую упругость локомотива с помощью комбинированного соединения горизонтальных балансиров типа Краусса.

Г Л А В А V

Сравнение различных типов тележек и бисселей

§ 129. *Тележки паровозов. а) Классификация тележек.* Согласно описанию в §§ 36 — 41:

1 тип. Старая американская тележка с кольцевой плоской пятой без бокового перемещения.

2 тип. Английская система Адамса с возвращающим прибором, рессоры которого имеют начальное натяжение, и с боковыми плоскими опорами.

3 тип. Эльзасская, с рессорным возвращающим прибором (рессоры с начальным натяжением) и с боковыми сферическими опорами.

4 тип. Старая американская, с возвращающим прибором; боковое перемещение посредством простых подвесок с двумя осями.

5 тип. Новая американская, с возвращающим прибором; подвески двойные с тремя осями (heart shape links).

6 тип. Новая американская, с возвращающим прибором на опрокинутых призмах.

7 тип. Тележка со сферической головкой, с боковым перемещением на наклонных плоскостях, с возвращающим прибором, основанным на вращении по винтовой поверхности или без него.

8 тип. Бельгийская, со сферической головкой, с возвращающим прибором на простых подвесках о двух осях; очень распространена в скандинавских странах.

9 тип. Тележка со сферической головкой, комбинируется с подвесками 5 го типа или с призмами 6-го типа.

б) Сравнение с точки зрения бокового перемещения. В этом отношении перечисленные типы можно подразделить на две категории:

1) Американской школы, которая старается насколько возможно уменьшить трение при боковом перемещении; к этой категории относятся 4-й, 5-й и 6-й типы. Сюда же можно отнести тележки со сферической головкой 8-го и 9-го типов.

2) Старой английской школы, которая считает, что для хорошей устойчивости паровоза необходимо трение при боковом перемещении; к этой категории относится 2-й тип; можно отнести 3-й и 7-й типы.

Во Франции большинство инженеров пути оказывает предпочтение тележкам американской школы в надежде на возможно большее уменьшение боковых давлений на путь в кривых; они даже согласны на 4-й тип с простыми подвесками без начального сопротивления.

Теории настоящего труда указывают, что это предпочтение не всегда имеет под собой почву, по крайней мере в отношении 4-го типа. Так как пути всегда имеют параболические смягчающие вставки (фиг. 84), а машины не имеют причин к движению, связанному с наличием зазора между гребнями бандажей и рельсами (приложение XX), боковые давления тележки на путь будут всегда незначительными, отвлекаясь от действия сил инерции веса неподвешенной части (§§ 108 и 109); в таком случае тележка с простыми подвесками будет идеальной.

Но имеются линии, где смягчающих параболических вставок не существует (§§ 53—60).

В этом случае, особенно при больших скоростях и на кривых больших радиусов, тележка не выполняет своего назначения — направлять паровоз; за нее это делает первая движущая колесная пара, которая почти мгновенно заставляя паровоз повернуться для входа на кривую. Но реакция пути на первую движущую ось значительно сильней, чем при тележке с большим боковым сопротивлением, благодаря меньшему плечу рычага (см. 7 часть, применение к Pacific).

Выходит, что в данном случае боковое усилие на путь много больше, чем в других тележках. Инженеры пути могут сказать, что они предпочитают иметь дело лучше с одной точкой пути, чем со всей кривой; это — справедливо, но это значительное усилие опасно с точки зрения схода с рельсов, опасно и для первой движущей оси, если она коленчатая. То же самое со стрелками с извилистым путем. Затем нужно также предусматривать случай сильных колебаний виляния и случай пути, часто подверженного сильным ударам первой движущей пары.

Наши теории указывают на то, что следует предпочитать тележки других типов, несмотря на то, что в Америке и во Франции имеется очень большое число хорошо работающих паровозов с тележкой на простых подвесках. В то

же время нужно признать, что при тележке с простыми подвесками паровоз получает меньше стремления к движению виляния. Американцы переходят к тележкам 5-го и 6-го типов, потому что они на практике убедились в необходимости применять тележки с начальным сопротивлением боковым перемещениям.

Сравним тележки американской школы (с незначительным боковым трением) с тележками английской школы (с большим боковым трением).

Инженеры пути иногда думают, что тележки английской школы дают на кривых значительно большее боковое усилие, так как трение прибавляется к усилию рессор возвращающего прибора. Легко показать, что такое мнение ошибочно. Пусть F — боковое усилие, необходимое, чтобы именно тележка дала паровозу вращение около вертикальной оси при входе на кривую без смягчения; но в тележке английской школы F составляется из усилия рессоры плюс усилие трения; в тележке американской школы F составляет только боковое усилие, связанное с тяжестью. Следовательно в тележках английской школы усилие рессор может быть меньше усилия, связанного с тяжестью в тележках американской школы.

Словом, вопреки принятому мнению, усилие на путь одно и то же в обоих случаях — при входе на кривую без смягчения. Но коль скоро машина входит на кривую, получается выгода для тележки английской школы, потому что усилие трения исчезает благодаря вибрациям.

Отсюда делаем вывод, что для случая входа на кривую без смягчения тележки английской школы предпочтительней с точки зрения пути.

Далее, мы видели, что в колебаниях виляния, связанных с зазором в пути, трение бокового перемещения играет исключительно важную роль для поглощения резонансов этих колебаний.

Наконец на извилистом пути трение бокового перемещения есть единственное средство уменьшить большую опасность от колебаний этого рода.

Таким образом в отношении бокового перемещения тележки английской школы, с большим боковым трением, имеют неоспоримое превосходство.

Необходимо только не упускать из виду, что тележки английской школы или эльзасского типа требуют хорошего смазывания своих трущихся частей. В противном случае усилие тележек в кривых делается чрезмерным. Если трущиеся части боковых сферических опор эльзасского типа плохо смазаны, первая колесная пара тележки может иногда оказать на путь большее боковое давление, чем вторая; это добавочное боковое усилие дается такой формулой: пусть H — все трение боковых опор и c — расстояние между ними; H равно нагрузке P на тележку, умноженной на коэффициент трения. Пусть b — расстояние между двумя осями тележки. Боковое давление первой оси на рельс будет:

$$F_0 = H \frac{c}{b} = P f \cdot \frac{c}{b} \quad (158)$$

Если поверхности хорошо смазаны, это усилие небольшое, в противном случае — значительное.

Тележки английской или эльзасской школы теоретически лучше тележек американских. Но если нет уверенности в хорошем уходе за ними, тележки американской школы более практичны.

Следует добавить, что при плохой смазке американские тележки 5-го типа при боковом перемещении уже оказывают заметное трение; можно легко увеличить это трение, придавая больший диаметр осям двойных подвесок.

При 6-м типе сопротивление боковому перемещению постоянно; это его небольшое преимущество.

Предыдущие рассуждения можно резюмировать:

1. Тележки с сильным начальным сопротивлением в своем боковом перемещении имеют преимущество на линиях без больших параболических смягчающих вставок.

2. Тележки с большим трением при боковом перемещении лучше тех, которые его не имеют, в смысле поглощения резонанса или псевдо-резонанса

колебаний виляния в связи с зазором в пути, при наличии этих колебаний; эти трения бесполезны, когда нет указанных колебаний виляния, не может быть резонанса или псевдо резонанса и нельзя быть уверенным, что трущиеся части будут хорошо смазываться.

с) Сравнение с точки зрения уравнения нагрузок между колесами тележки. При коротких паровозах относительное изменение давления колес на рельсы в связи с возвышением рельса мало заметно [см. § 67 формула (91)]. Наоборот этого изменения трудно избежать при длинной машине или если хотят, чтобы она была способна проходить по линиям, где уклон весьма большой; для длинных машин важно уравнивать нагрузки колес правой и левой сторон тележки. Такой результат дают тележки с шаровой головкой; то же можно получить с плоскими или шаровыми боковыми опорами, добавив один или два поперечных балансира.

С точки зрения неровностей пути важно уравнивать нагрузки первой и второй оси тележки [формула (45)]; это достигается в тележке с шаровой головкой и с шаровыми боковыми опорами. Тележкам с большой плоской пятой или с широкими боковыми опорами нужно придать для той же цели продольные балансиры или заменить 4 рессоры двумя с шарниром посередине.

д) Устойчивость тележек. Всегда надо заботиться и проверять, чтобы тележки были устойчивы, независимо от балансиров, особенно в случае движущей тележки в электровозе или автомотрисе, или в случае торможения. Мы предпочитаем устойчивые тележки с 4 независимыми очень гибкими рессорами.

е) Большая гибкость рессор. Статическому прогибу рессор тележек вообще во всех странах дают 40 — 50 мм; на наш взгляд этого недостаточно, если на грузки неодинаковы, по крайней мере между осями. Мы советуем брать больше 50 мм.

Мы предпочитаем листовые рессоры вследствие их трения, но для длинных машин допускаем комбинации листовых рессор со спиральными. Без такой комбинации иногда невозможно поместить очень гибкие рессоры в габарите тележки. Мы придаем исключительно важное значение очень большой гибкости рессор тележки (см. 1-ю часть).

ф) Рессоры внутренние или наружные. В 1-й и 2-й частях мы пришли к выводу, что для паровозов выгодней внутренние рессоры. Но для тележек со сферической головкой наружные рамы не представляют никакого неудобства, даже при большом возвышении рельса, и дают больше места для 4-х независимых, очень гибких рессор.

Исключительно важно, чтобы не было никаких препятствий или ударов, мешающих одновременно давлению на рельс двух колес, даже в крайнем боковом положении. На это обстоятельство необходимо обращать внимание при приемке паровоза.

г) Заключение. Для очень больших скоростей наилучшим типом тележки является 4-й, с поперечными балансирами и с очень гибкими рессорами. Для больших, средних и малых скоростей или если уход оставляет желать лучшего, хороши тележки американские 5-го и 6-го типов, особенно 5-го, если осям подвесок дать большой диаметр. Наконеч подходящей для всех случаев является тележка со сферической пятой с возвращающим прибором на наклонных плоскостях и четырьмя независимыми, очень гибкими рессорами.

§ 130. Тележки для различных повозок. *а) Для пассажирских вагонов.* Тележка пассажирских вагонов американского происхождения (фиг. 26) имеет качающуюся поперечину, не дающую никакого бокового сопротивления в своем перемещении между своими упорами. Зазор — от 40 до 50 мм с каждой стороны. Когда упряжь хорошо стянута и когда вагон не в хвосте поезда, такое устройство часто бывает удачным, так как оно позволяет кузову не следовать точно движениям колебания тележек, которые в поперечном направлении могут колебаться самостоятельно очень быстро. Но при отсутствии кривых смягчения пассажиры испытывают резкий боковой удар в момент входа на кривую и схода с нее, потому что качающаяся поперечина тележки получает в этих случаях резкий удар о раму кузова. То же самое — на стрелках и на извилистом пути

Для устранения этого недостатка Герднер по нашему совету придав качающейся поперечине листовые рессоры, которые одновременно дали боковую упругость и боковое трение. Таким образом достигается плавный вход на кривую и поглощаются колебания виляния.

Для той же цели можно применить другие устройства, например тележку с подвесками на трех осях, как у паровозов с большим диаметром осей, для создания достаточного трения.

Идеальным устройством была бы аperiodическая рессора Бруссуса (Brousseau) в комбинации с поглотителем Кребс (Krebs), дающими нулевое трение и боковое перемещение в начале, с постепенным увеличением. Но это — сложное устройство.

б) Тележка различных повозок. Тележки различных повозок должны быть устойчивы, особенно при непрерывном тормозе; их подвесные рессоры должны удовлетворять всем условиям, перечисленным в настоящем труде, во всех точках пути.

Для тендеров очень полезно первую тележку снабдить боковым перемещением с начальным сопротивлением и трением, так как она принимает удары хвоста задней части паровоза при колебаниях виляния. Компания P. L. M. с успехом реализовала такое устройство.

§ 131. Биссели. Рациональные буксы. О бисселях мы говорили (§ 38) и еще будем говорить (§ 219). С точки зрения бокового перемещения они весьма схожи с тележками; имеются биссели с боковыми рессорами и со сферическими или плоскими боковыми опорами, на простых и двойных подвесках, с шаровой головкой и т. д. Описание их можно найти в последних трудах Буше (Bouchet), Минсара (Minsart), „Bulletin de l'Association internationale des chemins de fer“, октябрь и декабрь 1921 г.

К бисселям можно применить все формулы настоящего труда. То же самое — для радиальных букс.

§ 132. Замечания. В § 128 мы изложили принцип тележек-бисселей Зага. Это устройство позволяет ограничить боковые давления на первую движущую ось при входе на кривую и при сходе с нее или в колебаниях виляния, что очень полезно, потому что биссель, имея с каждой стороны только по одному колесу, не обладает такой большой направляющей способностью, как тележка. Можно улучшить балансиры Краусса (§ 128-*b*), сопрягая горизонтально обе оси тележки с двумя первыми движущими осями. При паровозе с 4-мя движущими осями и 2-мя тележками на концах можно сделать сопряжение передней тележки с двумя передними движущими осями и то же самое сделать симметрично с задней частью паровоза.

Таким образом получают полную боковую упругость. Такую систему применил Пароди (Parodi) в проекте своего электровоза.

Можно добавить еще трение к этой системе полной боковой упругости, применив листовые рессоры в возвращающих приборах, указанных выше двух осей. Не следует только сопрягать *все* оси; это будет полное горизонтальное сопряжение, неустойчивое, как и полное вертикальное сопряжение (§ 122).

Г Л А В А VI

Различные вопросы

§ 133. Формулы Филипписа. Перечислим формулы Филипписа для вычисления размеров листовых рессор подвижного состава („Annales des mines“, 1852, 5 серия, том I).

Пусть:

R — напряжение металла на 1 мм^2 и

E — его коэффициент упругости;

l — длина верхнего листа между центрами ушков,

b — ширина листа,

c — толщина, листа
 n — число листов;
 p — нагрузка рессоры в статическом положении и
 k — прогиб рессоры посредине под нагрузкой p .

Имеем:

$$R = \frac{3}{2} \cdot \frac{pl}{nbc^2}; \quad (159)$$

$$k = \frac{1}{4} \frac{Rl^2}{Ec} = \frac{3}{8} \frac{pl^3}{Enbc^3} \quad (160)$$

(см. Madamet, Le Traité de résistance des matériaux, § 212).

Коэффициент упругости равен 20 000—25 000 (различные авторы). Мы считаем $E = 25 000$, предполагая, что трение листов рессор равно нулю; для R берут значения 45—50 кг/мм² в статическом положении; излом получается при 110—130 кг. Пробная нагрузка обыкновенно 80 кг/мм².

На практике рессоры работают с нагрузкой, достаточно близкой к пробной; на самом деле при статическом прогибе рессоры в 30 мм, если колесо переходит через препятствие в 15 мм, напряжение стали выразится:

$$50 \frac{30 + 15}{30} = 75 \text{ кг/мм}^2.$$

Отсюда заключаем, что больший статический прогиб рессор полезен. Приведем здесь нашу формулу относительно трения листовых рессор:

$$f = 2\varphi(n-1) \frac{c}{l}$$

Для спиральных рессор с круглым сечением формулы таковы.

Пусть:

d — диаметр стали,
 r — радиус витка,
 n — число витков,
 R' — работа кручения на 1 мм²,
 G — модуль упругости на кручение,
 k — прогиб рессоры под нагрузкой p .

Имеем:

$$R' = 16 \frac{pr}{\pi d^3} = 8 \frac{pD}{\pi d^2}, \quad (161)$$

$$k = 4 \frac{\pi nr^2}{d} \frac{R'}{g} = 64 \frac{pnr^3}{Gd^4} = 8 \frac{pn\bar{D}^3}{Gd^4}, \quad (162)$$

где D — диаметр витка.

Для R' берут то же самое значение, что для R листовых рессор, $G = 8 000$ (приблизительно).

Для рессор спиральных с прямоугольным сечением формулы немного сложнее (см. труд Madamet, §§ 95 и 217). Интересно подсчитать число килограммов, которое может поглотить рессора на единицу своего объема.

Теоретическая рессора:

$$T = V \frac{R^2}{2E}; \quad (163)$$

листовая рессора:

$$T = V \frac{R^2}{6E}; \quad (164)$$

спиральная рессора:

$$T = V \frac{R^2}{3E}; \quad (165)$$

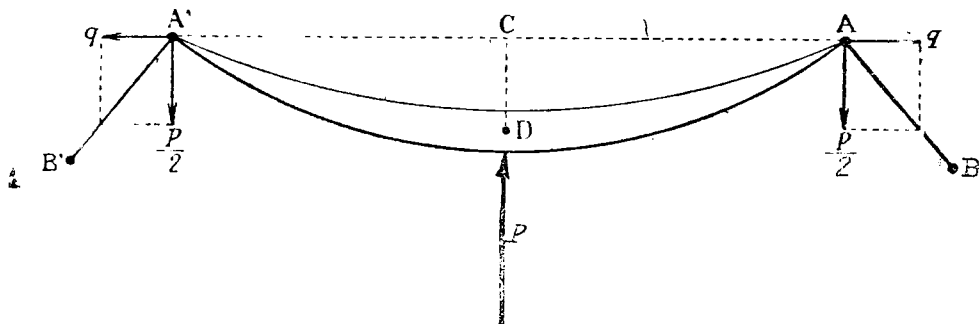
(в последней формуле $G = \frac{E}{3}$).

Можно видеть, что по объему спиральная рессора почти так же выгодна, как теоретическая, и в 2 раза выгодней листовой.

Наилучший результат по действию дают комбинации листовых со спиральными рессорами при условии, что вместе они имеют достаточное трение; это необходимо и для безопасности против схода и для спокойствия хода.

§ 134. Влияние наклона рессорных подвесок. В формулах Филиписа подвески приняты вертикальными. Обозначим при наклонных подвесках AB и $A'B'$ (фиг. 92): p — нагрузка рессоры — разделяется на $\frac{p}{2}$ на оба конца в A и A' ; вследствие наклона подвесок в A и A' появляются реакции q , которые действуют на рессору в горизонтальном направлении и вызывают следующее: растяжение верхнего листа и добавочный прогиб рессоры в связи с добавочным изгибающим моментом $q \cdot CD$.

Таким образом наклонные подвески увеличивают прогиб рессор; они увеличивают также продолжительность колебаний в отношении корня квадратного из добавочного прогиба (см. приложение XIV).



Фиг. 92.

§ 135. Значение статического прогиба. По Филипису, a — статический прогиб; это — стрелка прогиба рессоры под нормальной нагрузкой, отсчитываемая от положения рессоры в свободном состоянии, или произведение относительного прогиба под нагрузкой, равной единице, на нагрузку. Иначе говоря, гибкость рессоры выражается в единицах длины, статический прогиб — также. Но в наших различных формулах для вычисления a как надо принимать нагрузку повозки — в порожнем или груженом состоянии или в каком-нибудь среднем?

Всегда надо для a брать то значение, которое дает по формуле самый неблагоприятный результат. Так, для колебаний в связи с симметричными неровностями всегда берут статический прогиб для порожней повозки. Для колебаний в кривых, при входе и сходе с нее — для максимальной нагрузки. Наконец во всех формулах колебаний боковой качки берут для a среднее геометрическое значение из a различных рессор, приняв во внимание нагрузки, если они различны.

§ 136. Располагаемый прогиб. Когда повозка находится в состоянии покоя под максимальной нагрузкой, над каждой рессорой имеется определенная длина, которой можно располагать для добавочного прогиба рессоры в связи с колебаниями на кривых; эта длина называется *располагаемым прогибом* рессоры.

Наши формулы позволяют вычислить эту величину.

Так, с точки зрения симметрических неровностей, мы знаем, что амплитуда колебаний кузова по отношению к колесам не может практически превосходить значения h самой большой неровности; если $h = 30$ мм, то это и минимум располагаемого прогиба.

С другой стороны, мы определили величину максимального наклона $\text{tg } \beta$ подвешенной части к осям при входе на кривую. Для паровозов мы нашли $\text{tg } \beta = 0,03$. В таком случае d — располагаемый прогиб, m — половина расстояния между рессорами = 0,60 м;

$$d = m \text{ tg } \beta = 0,60 \cdot 0,03 = 0,018 \text{ м.} \quad (166)$$

Прибавляя 30 мм (см. выше), находим около 50 мм для располагаемого прогиба паровозов.

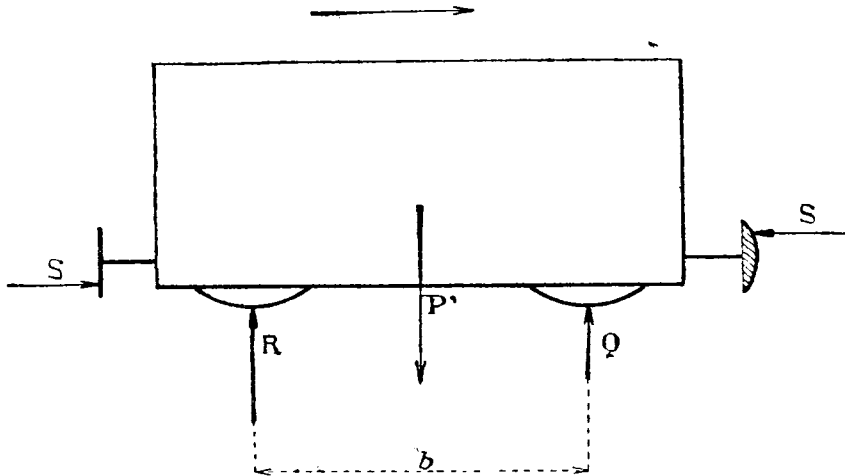
Для пассажирских вагонов находим очевидно большие значения.

§ 137. Однородность состава скорых поездов. Издавна на большинстве ж. д. стараются составлять скорые поезда из однородных единиц — для уменьшения сопротивления воздуха.

Во Франции уже несколько лет к скорым поездам не прицепляют старые вагоны — слишком легкие или слишком короткие.

Мы совершенно не согласны с таким способом определения степени опасности вагонов. Мы рассуждаем иначе.

Очень легких вагонов нужно избегать, как представляющих известную опасность при сильном торможении. Сделаем соответственный расчет для уточнения возможности подобного случая.



Фиг. 93.

Пусть b — расстояние между осями повозки (двухосной) (фиг. 93) и c — разность высот точек соприкосновения буферов спереди и сзади повозки, предполагая, что эта точка спереди выше, чем сзади. Пусть P' — вес подвешенной части, Q и R — нагрузки передних и задних рессор и S — давление буферов (равное спереди и сзади). Возьмем моменты около задней оси:

$$Sc = P' \cdot \frac{b}{2} - Qb$$

или

$$Q = \frac{P'}{2} - S \frac{c}{b}$$

С другой стороны, $Q + R = P'$

Изменение давления на переднюю рессору

$$\frac{P'}{2} - Q = S \frac{c}{b}$$

Относительное изменение сжатия передних рессор

$$\Delta' = \frac{S \frac{c}{b}}{\left(\frac{P'}{2}\right)} = \frac{S \cdot 2c}{P' \cdot b} \quad (167)$$

(на фиг. 93 стрелка S (правая) должна быть в середине буфера).

Допустим, что $S = P'$, предполагая очень сильное давление и очень легкий кузов; берем $c = 0,10$ м и $b = 2$ м:

$$\Delta' = 1 \cdot \frac{2 \cdot 0,1}{2} = 0,1.$$

Это дает только 10% изменения сжатия рессор; это небольшая величина, но вполне достаточная для объяснения схода старых повозок.

Рассмотрим теперь случай очень малой базы с точки зрения бокового удара гребней об рельсы.

Прежде всего буферы могут не быть точно друг против друга спереди и сзади повозки; это дает боковое давление F , которое нетрудно вычислить

$$F = S \frac{c}{b} \quad (168)$$

при $c = 0.1$ м и $b = 2$ м:

$$F = S \frac{0,10}{2} = 0,05 S.$$

Усилие небольшое, но его нужно принимать в расчет, если вес кузова исключительно мал.

По нашему мнению, малый вес и малая база повозки не главные причины, почему такие вагоны нельзя ставить в скорые поезда.

Главным признаком мы считаем слишком незначительный статический прогиб рессор повозки в порожнем состоянии.

На самом деле, багажный вагон имеет статический прогиб в порожнем состоянии всего 0,03 м и в таком состоянии проходит по стыкам с осадкой в 0,03; для сжатия рессор не остается совершенно ничего, по крайней мере при достаточно большой скорости, когда повозка не имеет времени спуститься вниз.

При рассмотрении влияния несимметричных неровностей пути мы видели, что относительное изменение сжатия рессор в случае наружных рессор получается большое.

Формула (27) в этом случае дает:

$$\Delta = \frac{h}{a} \cdot \frac{m^2 + p^2}{2p^2}$$

где: h — неровность, a — статический прогиб, b — половина расстояния между рессорами, p — половина ширины колеи.

При $m = 1$ м и $p = 0,75$ (рессоры наружные) эта формула дает:

$$\Delta = 1,40 \frac{h}{a}$$

Если сделать $\Delta = 1$ (полная нагрузка) и $a = 0,03$, то

$$h = \frac{a \cdot \Delta}{1,40} = \frac{0,03 \cdot 1}{1,40} = 0,021 \text{ м.}$$

Следовательно достаточно одного стыка с $h = 21$ мм, чтобы вызвать полную разгрузку колеса, проходящего такой стык. Такие неровности не редкость даже на хорошем пути.

Может случиться даже, что при слишком малом значении статического прогиба не будет соблюдаться условие совпадения колебаний: $h < 4 f a$ [формула (14)] даже при малом h ; это особенно может быть, если мало относительное трение рессор вследствие малого числа листов в старых вагонах и в случае резонанса. Это опасно для двухосных повозок и гораздо менее опасно для многоосных.

В таблице § 17 мы видели, что старый багажный вагон может иметь совпадение колебаний, если периодические неровности меньше 10 мм.

Следовательно опасность существует, если имеется 10 мм падения на каждом стыке рельса, с резонансом, т. е. при критической скорости 90 км/час при длине рельса в 10 м или 120 км/час.

Следовательно опасность существует даже на хорошем пути; она больше при несимметрических неровностях. Плохо, если багажный вагон имеет короткую базу и перегружен. В таком случае при торможении получится слишком большая разгрузка задних колес, а при отпуске тормозов — передних колес. Поэтому надо избегать ставить в скорые поезда вагоны слишком легкие, слишком ко-

роткие, а в особенности же старые или новые, которые не удовлетворяют нашим формулам в общем.

Вообще же опасны те вагоны, которые имеют слишком малый статический прогиб своих рессор в порожнем состоянии; эта опасность увеличивается с уменьшением нагрузки и базы.

В смысле сопротивления воздуха очень важно, чтобы все вагоны одного состава имели одинаковый габарит, как это принято в Англии.

§ 138. Употребление рессор без трения. Через все наши исследования проходит мысль, что внутреннее трение рессор является могущественным средством для поглощения колебаний и для недопущения резонанса их. Допустимо ли применять к подвижному составу рессоры без трения, как спиральные, улиточные, Бельвиля и пр.? Можно ли игнорировать их преимущество в виде компактности или то, что при одинаковом объеме с листовыми спиральные рессоры аккумулируют в себе вдвое большую работу упругости?

Нет, такие рессоры в определенных случаях можно употреблять с пользой. Рассмотрим отдельные случаи.

а) Локомотив. Резонанс колебаний, связанных с неровностями пути, в локомотивах может проявиться при 88 км/час при десятиметровых рельсах.

Следовательно нельзя давать спиральные рессоры всем осям; исключение сделаем только для паровозов очень малой скорости при плохом уходе за ними (когда заклинивание букс в направляющих создает достаточное трение).

Нет никакого неудобства снабжать спиральными рессорами заднюю ось Pacific, так как благодаря большому числу осей условие совпадения колебаний выполняется с излишком.

Можно ли употреблять спиральные рессоры для тележек?

Если остальные оси сопряжены продольными балансирами, то мы против применения их в тележке; на самом деле в движении галопирования в связи с неровностями локомотив уподобляется двухосной повозке; не будет использовано отмеченное выше преимущество многоосных машин. В этом случае для тележки не надо спиральных рессор.

Напротив, если все остальные оси не сопряжены продольными балансирами и локомотив длинный, в тележке применять спиральные пружины можно.

Для тележки выгодно применять комбинацию рессор с трением и без трения.

б) Тендера. Тендера имеют жесткие рессоры; их критическая скорость (по резонансу) одинакова с локомотивом; если тендер о двух осях, спиральные рессоры нельзя допускать вследствие возможности резонанса колебаний в связи с неровностями пути; если он имеет три оси, из коих две сопряжены продольными балансирами, их тоже нельзя допускать; если под тендером две тележки, предпочтительнее не применять одни рессоры без трения.

в) Багажные и товарные вагоны. Если повозки должны следовать в ускоренных поездах, остаются в силе заключения для тендеров.

При малых скоростях допустимо иногда применять спиральные рессоры по следующим соображениям: эти повозки, иногда с жесткими рессорами, имеют критическую скорость в 88 км/час при десятиметровых рельсах. Следовательно, если не подходить близко к такой скорости, они не опасны в смысле резонанса. Правда, таковой может проявиться при скорости вдвое меньшей, т. е. при 44 км/час; но в этом случае будет только один удар по стыку за два колебания; следовательно условие совпадения колебаний будет не $h < 4 fa$, а $h < 8 fa$, откуда

$$f > \frac{h}{8a}$$

Если $h = 0,01$ м и $a = 0,04$ м, то

$$f > \frac{0,01}{8 \cdot 0,04} = 0,03.$$

Такого рода гармонический резонанс проявляется не легко. Вообще, в этом случае будет „принудительное“ колебание (см. 6-ю часть).

Таким образом, судя по величине $f = 0,03$, чтобы воспрепятствовать проявлению резонанса нужно очень небольшое трение; вполне достаточно будет обычного заедания букс в направляющих. Так что при десятиметровых рельсах и небольшой скорости товарные вагоны могут иметь спиральные рессоры. При пятиметровых рельсах нужно уже $f = 0,06$, что труднее реализовать. В Америке, а в последнее время во Франции, употребляют спиральные пружины в товарных вагонах с тележками; в этом случае множественность осей и различные трения мешают резонансу.

d) Пассажирские вагоны. Прежде всего следует избегать спиральных рессор между кузовом и рамой. Теоретически они должны давать и дают практически остающиеся колебания, которые мешают пассажирам читать, даже вне критической скорости. Это явление псевдо-резонанса. Спиральные рессоры должны употребляться только в соединении с листовым и без какого-либо промежуточного веса (см. § 28).

Практические примеры допустимых комбинаций двух родов рессор таковы:

Рессоры Тиммиса — на концах листовых рессор — во всех пассажирских вагонах без какого-либо неудобства. Рессоры à pincettes качающейся поперечины тележек заменяются все листовыми.

Рессоры листовые на буксах заменяются спиральными, рессоры качающейся поперечины остаются листовыми. В двойном и тройном подвешивании можно комбинировать рессоры за счет поперечной устойчивости.

§ 139. Образование извилистого (по синусоиде) пути. Были случаи, когда замечали, что около места тяжелого схода путь имеет извилистый вид. Путь представляет собою неправильную синусоиду с дугами в 10—15 м длиной и со стрелками в 0,05—0,10 м в ту и другую сторону от средней линии.

Трудно бывает разобрать, является ли эта извилистость причиной или следствием схода. Могут быть различные объяснения подобного явления.

1. Возможно, что это следствие схода; машина, сойдя с рельсов, зарылась в баласт, образовала упор громадного сопротивления для всего поезда со всей его огромной живой силой; под влиянием всего этого поезд принимает синусоидальный вид, заставляя и путь следовать ему.

2. Более вероятно, что форма пути бывает причиной схода. Мы видели, что трение шпал по баласту больше, чем ограниченные боковые усилия на рельс при колебании виляния в связи с зазором между гребнями и рельсами (см. Quesnot, *Études sur les deformations des voies de chemins de fer et les moyens d'y remédier*, 1905 г.).

Таким образом эти усилия не могут деформировать путь.

Но нужно вспомнить про жесткие удары по рельсам от неподвешенной части; путь поглощает эти удары, но очевидно после удара не восстанавливает полностью своего прежнего состояния, получая каждый раз сдвиг, хотя бы на 1 мм.

Теперь допустим, правда редкий случай, что прошли один за другим несколько поездов с одинакового типа паровозами, подверженными вилянию; по резонансу они могут постепенно заставить путь принять форму синусоиды.

Такой же вид может получить путь при расширении от жары при недостаточных зазорах в стыках.

Раз так случилось, сход может получиться от колебаний поперечной качки и виляния в связи с резкими переходами с прямой на кривые, поскольку последние малого радиуса.

При 10 м хорды и 0,05 м стрелки средний радиус

$$r = \frac{l^2}{8f} = \frac{10^2}{8 \cdot 0,05} = 250 \text{ м.}$$

При большой частоте колебаний (см. §§ 49 и 59) неизбежен сход при резонансе или синхронизме между продолжительностью прохода паровозом дуги и продолжительностью простого колебания повозки на своем подвешивании.

Чтобы этого не допустить, нужен хороший уход за путем с помощью специальных вагонов для быстрого обследования пути (см. 8-ю часть).

3. Может ли какой либо-поезд образовать синусоиду на пути и сам же по этой причине сойти с рельсов?

Вообще—да; первое колебание виляния на нормальном пути связано с работой [формула (101)];

$$T = K \cdot P \cdot \varphi \cdot \varepsilon.$$

ε —зазор между гребнями и рельсами. Выше мы упоминали, что в определенных случаях может получиться сдвиг ε' , весьма малый по отношению к ε , но заметный. Тогда простое колебание обратно вызовет работу

$$T' = K \cdot P \cdot \varphi \cdot (\varepsilon + \varepsilon'), \quad (169)$$

и т. д. от каждого простого колебания. Следовательно, если фатально проявился резонанс, работа будет увеличиваться с каждым колебанием; явятся последовательно сдвиги ε' , ε'' , ε''' и т. д., которые после например 20—30 сдвигов приведут к сходу.

Мы произвели подсчет для подобного случая и пришли к заключению, что это возможно только если балласт очень плохой (глинистый песок), если подпочва плохо дренирована и пропитана водой, наконец если за путем плохой уход. Этого обычно не бывает.

Тем не менее очень важно тщательно обследовать каждый случай схода от так называемой „неизвестной“ причины. Особенно следует обратить внимание, имеет ли путь синусоидальный характер до или после места происшествия.

§ 140. Вибрации движущих и сцепных шатунов. Легко вычислить сопротивление сцепных шатунов по напряженности движущих усилий и по значению центробежной силы; при больших скоростях довольно значительная работа получается на каждый кв. мм металла.

Сечение прямоугольное, двутавровое или равного сопротивления уменьшает вес шатунов и приводит указанную работу к допускаемым размерам.

Но не получается ли резонанс вследствие повторяемости действия центробежной силы с переменной направления каждые по обороту, и почему так часто ломаются шатуны независимо от того, как они сделаны?

Для разрешения этого вопроса легко вычислить продолжительность вибрации шатуна, рассматривая его как рессору со статическим, весьма незначительным прогибом, какой может получиться от прогиба под влиянием собственного веса, а именно по обычной формуле:

$$2t = 2\pi \sqrt{\frac{a}{g}}.$$

Применяя эту формулу, видим, что сцепной шатун должен иметь достаточно большое число вибраций за оборот движущих колес.

Будем дальше различать два случая.

1. Если локомотив—на полной скорости при полной тяге; он вызывает сильное давление друг на друга своих движущих частей; это давление каждые по обороту плавно меняет свое направление; явление это постоянное. Но вибрации от центробежной силы происходят иначе, они приглушены, как колебания камертона, когда до него дотронутся; они передаются непрерывно локомотиву во всей его массе, которая их поглощает, и вибрации превращаются в теплоту.

2. Если локомотив идет без пара и с большой скоростью, нарушается тесный контакт между его частями, в сочленениях; шатун свободно вибрирует большое число раз за оборот. Получается явление, аналогичное второстепенным колебаниям в связи с колеблющимися и вращающимися частями; может получиться резонанс четной и нечетной кратности или псевдо-резонанс. Как поглощаются эти вибрации? Внутреннее трение металла далеко недостаточно для этого; вообще оно не улавливается даже инструментом. Когда имеется много вибраций за оборот, получается значительное число ударов, которые превращаются в тепло маленькими количествами работы, доставляемой центробежной силой за каждые по обороту. Но такого рода поглощение ударов происходит только при малых зазорах в сочленениях, как это и должно быть на практике.

Таково наше объяснение для сцепного шатуна.

Для движущего шатуна получается то же явление, менее ярко выраженное. В результате каждый локомотив имеет свою предельную скорость в зависимости от вибраций шатунов, но для хорошей стали эти пределы далеки.

§ 141. Угонка рельсов. Вот вопрос, который заинтересовал ж.-д. инженеров всего света и занимает посейчас.

На всех линиях замечается такое явление: обе нитки рельсов имеют небольшое, но сильное стремление подаваться вперед в направлении движения поездов; при этом левая нитка опережает правую (угонка рельсов).

На первый взгляд это явление кажется необъяснимым. Почему рельсы продвигаются вперед, когда действие движущих колес должно бы сдавать их назад? Почему при этом именно левая нитка опережает? Наилучшее объяснение этому явлению дал Надаль (Nadal), а именно:

Продвижение рельсов вперед, вызывает удары колеса о рельс, когда колесо на стыке взбирается с одного рельса на другой.

Этому помогают повторяющиеся удары гребней по рельсам при вилянии.

А почему левая нитка опережает правую? На этот счет имеются два объяснения: или диссимметрия пути, или диссимметрия самого локомотива. Диссимметрия пути существует на линиях с двумя путями; каждый путь имеет слева откос баласта, справа—другой путь. Гюард показал, что пути проседают больше со стороны откоса, который оказывает меньшее сопротивление.

Гюард думает, что подвижной состав больше наклоняется налево, чем направо, почему действия гребней, более сильные для левой стороны, влияют на левую нитку сильнее, чем на правую.

На это возражают, что на линиях с правопутным движением все же опережает левая нитка.

Таким образом диссимметрия пути не объясняет явления.

Причиной является диссимметрия локомотива; прежде всего и раньше замечали, что гребни и бандажи левых движущих колес передней части локомотива изнашиваются больше, чем правых.

Затем на жел. дорогах всего света двухцилиндровые локомотивы, почти единственно работавшие до конгресса 1900 г., имеют кривошипы с углом 90°, причем левый отстает от правого. Наоборот, на египетских дорогах правый отстает от левого; там же точно установлено, что правая нитка опережает левую.

Надаль теоретически доказал диссимметричность паровоза. ИР регулярность движущих моментов при малых скоростях, по Надалю, вызывает колебание виляния, которое в свою очередь вызывает более сильные удары по левому рельсу; отсюда большая угонка левой нитки. Угонка рельсов требует больших работ по уходу за путем и очень неудобна тем, что сводит на-нет зазоры на стыках со всеми отсюда последствиями.

§ 142. Тележка на шаровой пяте с упругими боковыми опорами. Покажем, как надо видоизменять наши формулы к случаю, когда боковые упругие опоры служат для поглощения колебаний боковой качки.

На фиг. 94 дан подвешенный кузов; он покоится на поперечине CC' тележки при посредстве шаровой пяты и двух боковых упругих опор, имеющих две скользящих поверхности B и B' , допускающих вращение тележки с двумя рессорами R_1 и R_1' , с начальным натяжением или без него; затем поперечина CC' покоится на обыкновенных рессорах RR' , имеющих опоры на подшипниках DD' и на оси; такова схема расположения. Найдем, какое нужно сделать изменение статического прогиба a обыкновенных рессор R и R' с учетом указанного второго подвешивания в колебаниях боковой качки. Нужно рассмотреть, какую нагрузку вводит второе подвешивание в момент сопротивления рессор относительно горизонтальной оси боковой качки, проходящей через центр шаровой пяты. Пусть a' —таким образом видоизмененный статический прогиб в случае одноосной тележки (бисселя):

$$a' = a \frac{K + K_1 \frac{m}{m_1}}{K}, \quad (170)$$

где K и K' — прогибы на 1 t рессор R и R' и рессор R_1 и R_1' , m и m_1 — половины расстояния между рессорами каждой группы.

Теперь, если тележка имеет n рессор, подобных R_1 , и p рессор, подобных R , с каждой стороны, очевидно будем иметь:

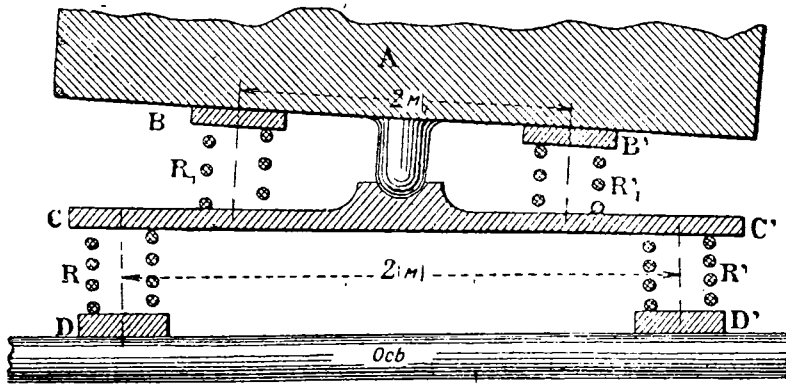
$$a'' = a' \frac{(m-n)K + n \left(K + K_1 \frac{m}{m_1} \right)}{mK}, \quad (171)$$

предполагая, что все оси нагружены равномерно.

Эти формулы очевидно применяются независимо от величины начального натяжения рессор R и R_1' (в горизонтальном положении повозки).

Эти формулы применяются в случае колебаний боковой качки в связи с кривыми, а также несимметричными неровностями и наконец в вычислениях изменений сжатия рессор в связи с возвышением рельса при смягчении.

Имеются две продольные оси боковой качки: одна проходит через центральную пятую, вторая — обычная для нижних рессор.



Фиг. 94.

§ 143. Двойная тяга; сопряженные машины; многократная тяга. Многие инженеры полагают, что двойная тяга может породить продольные колебания двух паровозов, которые, складываясь с колебаниями галопа, могут значительно разгрузить передние оси и следовательно причинить сход.

Над этим вопросом упорно работали с 1906 г. по 1910 г. Герднер и Местр. Заключение Герднера таково.

Разгрузка передней части паровозов при двойной тяге может быть от двух причин:

- 1) изменение движущих моментов и соответствующие изменения растяжений или сжатий упряжных приборов,
- 2) действие непрерывного тормоза при сильном торможении и реакции упряжи.

Герднер показал, что первая причина не имеет большого значения: движущие моменты неспособны заметным образом поднять переднюю часть паровоза в добавление к тому подъему, который получается под действием пара (см. § 97). Другая причина, по его мнению, также не имеет значения.

По нашему мнению, колебания подергивания, которые может вызвать первая причина, имеют весьма короткий период (всего пол оборота движущих колес от изменений движущего момента и оборот от действия неуравновешенных колеблющихся частей), так что не могут вызвать резонанса. Последний не может проявиться и под действием реакции рессор упряжи; период этих колебаний длинный, потому что упряжные рессоры ничтожны по сравнению с большей массой повозок (см. § 3). Резонанса при больших скоростях не получится. Может быть только незначительный псевдо-резонанс (см. 6-ю часть).

При незначительных скоростях, как показывает практика, двойная тяга безопасна.

Вторая причина может вызвать резонанс только в одном неблагоприятном случае, когда после сильного торможения производят резкий отпуск тормозов. Такие действия необходимо запретить.

Есть еще одно важное обстоятельство при двойной тяге: предположим, что поезд тянут два одинаковых паровоза, которые подвергаются сильным колебаниям виляния в связи с зазором между гребнями и рельсами (см. §§ 77—89 и приложение XX); пусть эти колебания синхронны. В таком случае тендер первого паровоза будет в трудном положении, он все время подвергается боковым перемещениям в противоположных направлениях, от задней части переднего паровоза и передней части заднего. Он получает колебание вращения около вертикальной оси, проходящей через середину его базы; если рессоры тендера не гибкие, если он мало нагружен,—о двух осях, если в этот момент путь имеет большие неровности,—могут получиться одновременно и большая разгрузка передней оси и боковой удар о рельс; создается благоприятная обстановка для схода. Но при обыкновенной упряжи, надо сказать, эти боковые усилия ограничиваются трением буферных тарелок, равным $\frac{1}{5}$ сжатия буферов тендера.

Словом, нет причин к запрету двойной и даже тройной тяги даже при больших скоростях, когда и путь и подвижной состав соответствуют своему назначению. В Англии двойная тяга в постоянном применении.

По нашему мнению, вопрос о двойной тяге не должен регламентироваться свыше, он подлежит компетенции каждой дороги.

В 7-й части мы увидим пример двух сопряженных электровозов (симметричных). Это тоже двойная тяга, но без тендера в середине.

Предлагают употреблять многократную тягу паровозов, электровозов и автомотрис, располагая их в разных местах состава. Такая тяга должна дать преимущества.

§ 144. Поглотители. Замечания. Поглотители—это приборы трения для поглощения больших колебаний при резонансе. На жел. дорогах в громадном большинстве случаев трения листовых рессор более чем достаточно для этой цели, так что как будто в поглотителях нет надобности. Другое дело для автомобилей, для которых неровности измеряются сантиметрами.

Около 1900 г. французский изобретатель Труффоль (Triffault) предложил прибор, в котором поглощение достигается двумя фрикционными дисками. Этот прибор расположен в центре двух v-образных рычагов, из коих один прикреплен к кузову, а другой—к оси.

В 1906 г. Кребс усовершенствовал подобный прибор, применив несколько упругих дисков; они представляют собою наклонные плоскости, дающие различное трение: нулевое—когда автомобиль стоит или идет под нормальной нагрузкой, и увеличивающееся по мере того, как рессора сжимается или растягивается от положения, соответствующего покою повозки; этот прибор называется *прогрессивным поглотителем*.

Кребс подчинил эту прогрессивность нашей формуле (10) $h < 2fa$.

Эта формула дает $f = \frac{h}{2a}$.

Прибор в совершенстве поглощает колебания и позволяет проходить с большой скоростью по плохим дорогам без ухудшения спокойствия хода для малых колебаний; это—преимущество прибора Кребса перед прибором Труффоля. Его недостаток тот, что он регулируется на определенную нагрузку. Он должен допускать (это уже как будто достигнуто) регулировку для разных нагрузок и в зависимости от износа.

Поглотители устраивают с масляными насосами, так что получают трение, заставляя жидкое масло или глицерин проходить через малое отверстие. Известно, что сопротивление в этом случае пропорционально квадрату скорости перемещения поршня, прогоняющего масло через отверстие; сопротивление прибора зависит от большей или меньшей резкости перемещения колеса.

На жел. дорогах Вестингауз предложил поглотители для упряжи своей системы.

Для подвешивания пассажирских вагонов было бы идеальным для спокойствия хода применить аperiodические рессоры с прогрессивными поглотителями. Последние сильно ограничивают амплитуду колебаний боковой качки в кривых и резонанс на извилистом пути. Это может иметь значение при увеличении существующих скоростей.

ЧАСТЬ ПЯТАЯ
ТЕОРИЯ СХОДА С РЕЛЬСОВ. ПРОФИЛЬ БАНДАЖЕЙ

ГЛАВА I

История вопроса и предисловие

§ 145. **История.** а) *Теория схода.* Инж. Поше (*Pochet*) в 1882 г. дал формулу, определяющую отношение, какое должно быть между боковым давлением реборды колеса и нагрузкой этого же колеса на рельс, чтобы произвести сход. Эта формула и послужит в дальнейшем для построения теории.

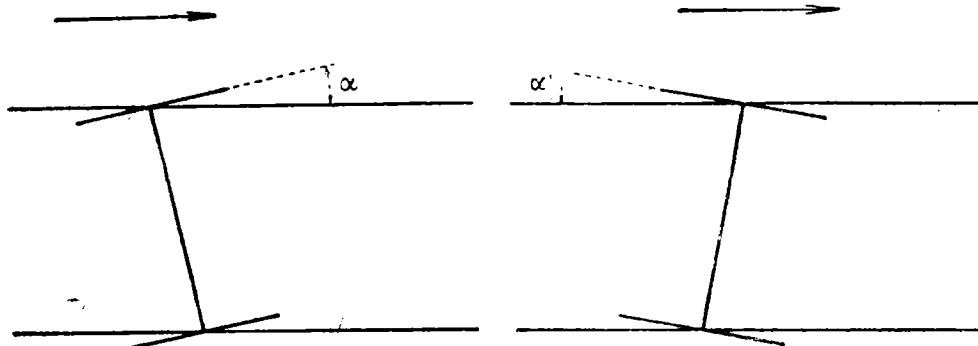
б) *Профиль бандажа.* По этому вопросу имеется много трудов, особенно много появилось в последние годы перед войной. В Германии был установлен особый профиль бандажа с гребнем; во Франции в конце концов приняли профиль, отличающийся от германского более покатой поверхностью гребня. Этот профиль с углом наклона поверхности гребня в 70% повидимому получит признание в Англии и Соединенных штатах.¹

§ 146. **Предисловие.** Повторим ниже рассуждения, которые привели к необходимости модифицировать формулу.

ГЛАВА II

Теория схода с рельсов

§ 147. **Углы набегания гребня на рельс.** Когда колесная пара действует на рельс с силой, стремящейся вызвать сход, колесо может набегать на рельс под



Фиг. 95.

Фиг. 96.

углом, который называют *углом набегания* или *углом среза* (резания), — положительным, когда колесо стремится взойти на рельс (фиг. 95), и отрицательным, когда сходит с рельса (фиг. 96). Например на кривой первая ось двухосного

вагона и двухосной тележки имеет положительный угол набегания, задняя — отрицательный.

Поперечной игры букс в их направляющих в большинстве случаев недостаточно для того, чтобы колесная пара сама по себе приняла радиальное положение, т. е. нормальное к рельсам. Ее положение определяется в зависимости от расположения всего комплекта колесных пар (§ 154).

§ 148. Сход при небольшом и положительном угле набегания. Известно, что колесо начинает сходиться с рельса, когда отношение горизонтальной силы давления F гребня на рельс к вертикальной силе давления Π колеса на рельс превышает известную величину. При этом нужно наблюдать, чтобы силы F и Π действительно суммировались в себе все силы инерции подвешенной и неподвешенной частей, проявляющиеся при колебаниях, не исключая и жирокопических действий; отношение F/Π не есть просто отношение центробежной силы на кривой к статической нагрузке, оно выражает комплекс действий всех колебаний, рассмотренных в настоящем труде. В 7-й части мы покажем, как на основании наших исследований получить значения F и Π .

Посмотрим, какого значения должно достигнуть отношение, чтобы сход имел место в определенный момент, притом в течение бесконечно малого промежутка времени.

Профили бандажей и рельсов — самые разнообразные на разных дорогах, но почти везде они комбинируются так, чтобы была только одна точка соприкосновения гребня и рельса.

При сходе с рельсов вообще гребень колеса поднимается, вкатываясь на рельс, иначе говоря, тело может катиться по наклонной плоскости вверх только в том случае, если равнодействующая сил, действующих на тело, преодолевает сцепление тела в направлении вниз.

Опыт показывает, что коэффициент сцепления тела при его качении равен коэффициенту трения покоя. Мы будем говорить о теле катящемся, а не скользящем, где все будет иначе, как то будет видно из § 157.

Фиг. 97 представляет сечение рельса и гребня — сечение, перпендикулярное к длине рельса и проходящее через точку соприкосновения.

Это сечение на самом деле слегка наклонно для гребня, но этим наклоном можно пренебречь, потому что угол набегания может быть только очень небольшим.

Предположим, что угол набегания колеса на рельс — положительный, иначе говоря, что колесо стремится подняться на рельс.

Исследуем, что при этом происходит в течение бесконечно малого промежутка времени.

Проектируем все силы на линию AB в направлении от B к A .

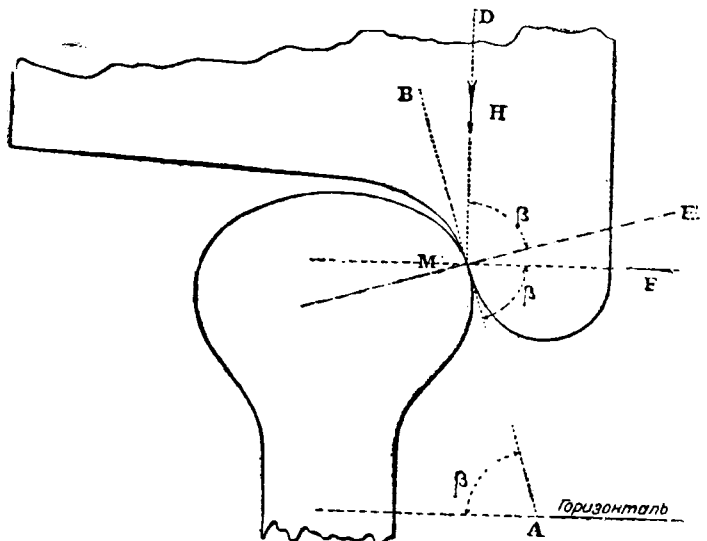
Сила, стремящаяся опустить колесо на рельс

$$\Pi \cos (90^\circ - \beta) = \Pi \sin \beta$$

(β — угол с горизонталью общей касательной в точке соприкосновения).

Силы, стремящиеся помешать колесу опуститься:

1) Проекция $F \cos \beta$;



Фиг. 97.

2) сила трения, связанная с проекцией F на направление ME , перпендикулярное к общей касательной, или

$$F \cos (90^\circ - \beta) \varphi = F \varphi \sin \beta$$

(φ — коэффициент сцепления или трения);

3) сила трения, связанная с проекцией Π на ME :

$$\Pi \varphi \cos \beta.$$

Чтобы сход с рельса был невозможен, необходимо и достаточно, чтобы колесо, если оно под влиянием какой-либо силы начнет подниматься, в конце концов имело стремление опуститься, иначе говоря, чтобы имело место неравенство:

$$\Pi \sin \beta > F \cos \beta + F \varphi \sin \beta + \Pi \varphi \cos \beta,$$

или

$$\Pi (\sin \beta - \varphi \cos \beta) > F (\cos \beta + \varphi \sin \beta),$$

или

$$\frac{F}{\Pi} < \frac{\sin \beta - \varphi \cos \beta}{\cos \beta + \varphi \sin \beta} = \frac{\operatorname{tg} \beta - \varphi}{1 + \varphi \operatorname{tg} \beta}.$$

Необходимо ввести одну поправку; нужно принять в расчет трение другого колеса с рельсом, — трение, которое также стремится поднять на рельс рассматриваемое колесо.

Пусть Π' — действительная (не только статическая) нагрузка этого другого колеса на рельс в рассматриваемый момент и φ' — соответствующий коэффициент трения; эта сила $\Pi' \varphi'$ прибавляется к F , так что:

$$\frac{F + \Pi' \varphi'}{\Pi} \leq \frac{\operatorname{tg} \beta - \varphi}{1 + \varphi \operatorname{tg} \beta}$$

или

$$\frac{F}{\Pi} \leq \frac{\operatorname{tg} \beta - \varphi}{1 + \varphi \operatorname{tg} \beta} - \frac{\Pi' \varphi'}{\Pi} \quad (172)$$

Такова наша формула схода с рельсов в случае положительного угла набегания.

Таково условие, чтобы сход не имел места.

Формула Поше имеет тот же вид, только имеет знак плюс (+) перед членом $\frac{\Pi'}{\Pi} \varphi$. Формула Поше вследствие этого дает результат слишком оптимистический.

Ниже приводятся результаты вычисления первого члена формулы (172) для значений φ от 0,2 до 0,3 для трех наиболее известных типов гребней.

Значения φ	$\beta = 80^\circ$ $\operatorname{tg} \beta = 5,67$ выпуклый гребень	$\beta = 70^\circ$ $\operatorname{tg} \beta = 2,75$ нормальный гребень	$\beta = 60^\circ$ $\operatorname{tg} \beta = 1,73$ немецкий гребень
0,20.	2,57	1,64	1,13
0,30.	2,00	1,34	0,95

Повторяем, что таблица дает значения только первого члена формулы (172). Нужно прибавить значение $\frac{\Pi'}{\Pi} \varphi$, которое различно для разных случаев.

В приложениях мы будем предполагать, что $\varphi = 0,20$, как то соответствует обычной практике; число 0,30 соответствует линиям с очень малыми радиусами кривых, рельсы которых определенно искривлены и неправильно сработаны благодаря огромному трению гребней в кривых; φ может подняться до значения 0,40 на некоторых линиях трамваев и метрополитенов с весьма малыми ради-

усами или где пути слишком изношены. В дальнейшем будем предполагать, что имеем дело с нормальным гребнем, для которого $\beta = 70^\circ$.

§ 149. Сход с рельса при угле набегания, равном нулю. Случай, что угол набегания равен нулю, встречается не часто; такой случай будет, когда двухосная тележка локомотива участвует в сильных колебаниях на прямом пути в виде виляния, обусловленного наличием игры между гребнями колес и рельсами.

Формула (172) для данного случая примет вид:

$$\frac{F}{\Pi} \leq \operatorname{tg} \beta, \quad (173)$$

так как $\varphi = \varphi' = 0$.

Этого условия достаточно, чтобы гребень не мог подняться на рельс, если угол набегания равен нулю.

Для безопасности необходимо однако, чтобы колесо, даже несколько поднявшись на рельс, само собой спустилось бы. Для этого так же, как и для положительного угла набегания, должно применить и в этом случае формулу (172).

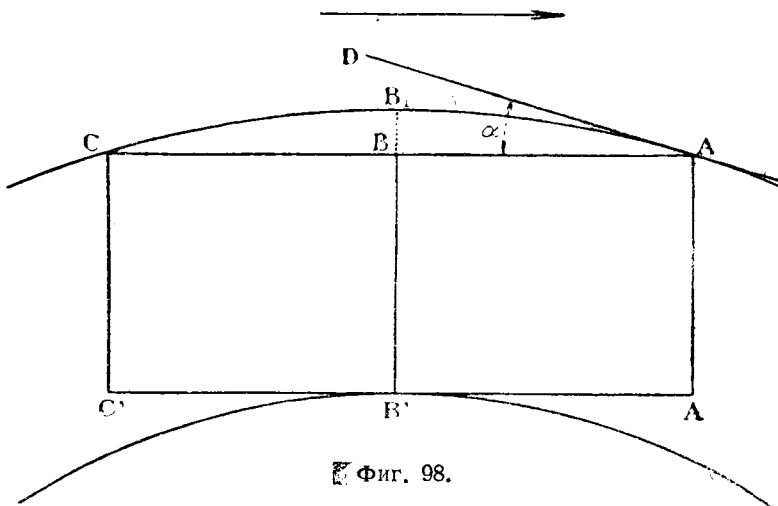
§ 150. Сход при небольшом отрицательном угле набегания. Случай встречается часто. Это бывает с задними колесами единиц подвижного состава на кривой, например для второй оси тележек.

Формулу схода для данного случая можно получить из формулы (172), если переменить знаки φ и φ' . Получим:

$$\frac{F}{\Pi} \leq \frac{\operatorname{tg} \beta + \varphi}{1 - \varphi \operatorname{tg} \beta} + \frac{\Pi'}{\Pi} \varphi'. \quad (174)$$

Мы видим, что эта формула дает значения большие, чем формула (172).

Из этого заключаем, что сход колесных пар при отрицательном угле набегания значительно более труден, чем думали до сих пор.



Дальше мы увидим, что биссели могут располагаться на рельсах так, чтобы получался положительный, равный нулю и отрицательный углы набегания.

§ 151. Сход при большом положительном угле набегания. Представим (фиг. 98) единицу подвижного состава о трех осях AA' , BB' , CC' , которая вписывается в кривую.

Угол набегания дается формулой (57):

$$\operatorname{tg} a = \frac{l}{2r},$$

где l — расстояние между осями, r — радиус кривой.

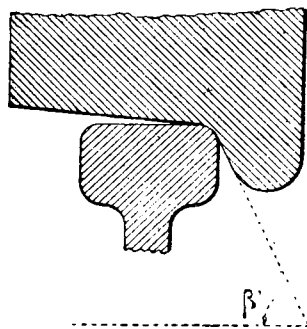
Эта формула дает для $l = 10$ м и $r = 200$ м, значение $\operatorname{tg} a = 0,025$. Этот угол очень велик. При такой величине угла прежде всего получается огромное сопротивление движению по кривой, так как точка соприкосновения между

гребнями и рельсом выносятся сильно вперед перед вертикальной плоскостью, проходящей через геометрическую ось колесной пары, что значительно увеличивает путь, проходимый силой трения гребня о рельс. Затем получается стремление к сходу с рельса по двум причинам.

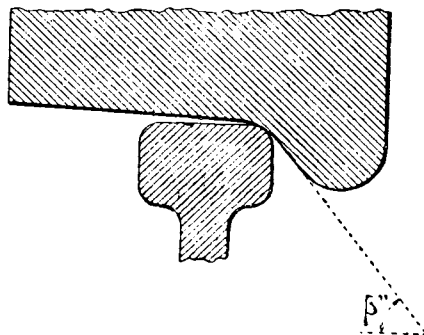
Представим (фиг. 99) сечение рельса и гребня, перпендикулярное к оси рельса в случае, когда угол набегания равен нулю или очень мал, и то же (фиг. 100) сечение рельса, когда угол набегания немного больше.

Можно видеть, что во втором случае общая касательная в точке соприкосновения образует угол меньший, чем в первом, благодаря чему во втором случае стремление к сходу больше.

С другой стороны, сильное трение, получающееся во втором случае, разрушает как гребень, так и рельс, благодаря чему значительно увеличивается значение φ и, как следствие, стремление к сходу, особенно на кривых с малым радиусом.



Фиг. 99.



Фиг. 100.

Еще есть причина, почему при большом угле набегания сильно увеличивается стремление к сходу: это бывает при сильном давлении рельса на гребень, которое получается, когда повозке надо мгновенно получить вращение около вертикальной оси. Этот вопрос рассматривался нами раньше, когда мы изучали явление при вступлении на кривую. В этом случае отношение $\frac{F}{P}$ очень велико и способствует сходу.

По этим мотивам на практике стремятся уменьшить жесткую базу повозок, вообще ограничивая ее в 6 или 7 м.

§ 152. Прохождение отдельного вертикального препятствия. Если колесо проходит через препятствие, расположенное на рельсе и имеющее высоту большую, чем гребень, сход с рельса делается неизбежным при наличии бокового горизонтального усилия.

Даже если препятствие имеет небольшую высоту, всего 3—4 мм, угол β делается меньше и сход с рельсов облегчается.

Но эта опасность схода существует в течение очень короткого промежутка времени, благодаря чему мало вероятно, чтобы $\frac{F}{P}$ было велико именно в этот момент.

§ 153. Другие причины схода с рельсов. Мы не будем здесь говорить о случайных сходах вследствие излома какой-либо части. Но сход может получиться на стрелочном переводе, именно на крестовине, если тому не препятствует контр-рельс, с той разницей, что при этом сход получается не наружу, а внутрь, и необходимо, чтобы были изношены или гребень, или контр-рельс, или оба одновременно.

§ 154. Может ли ось принять радиальное положение сама по себе? Иногда является вопрос, может ли свободно подвешенная колесная пара, например на подвесках с кольцами, принять радиальное положение сама по себе, т. е. устанавливаться на кривой свободно по радиусу.

Чтобы ответить на этот вопрос, заметим, что момент, который стремится привести ось в радиальное положение, если она от него уклонилась, будет равен произведению силы F бокового давления на рельс, помноженной на расстояние ее от точки соприкосновения гребня с рельсом в вертикальной плоскости, проходящей через геометрическую ось колесной пары. Это расстояние весьма мало на первый взгляд, с малыми значениями угла набегания α , которые только и допускаются на главных линиях. Но оно больше, чем принято думать; это следует из различных эпюр, построенных разными управлениями дорог при изучении очертания гребней. Оно довольно значительно на кривых трамвайных путей при очень маленьких радиусах. Однако эта сила, возвращающая колесную пару в радиальное положение, слишком мала, чтобы преодолеть силы, выводящие ее из этого положения, как недостаточно для этого и коничности бандажей, о чем мы упоминали раньше.

Поэтому для главных линий никогда не следует исходить из того, что оси принимают радиальное или близкое к нему положение сами по себе. Этого можно достичь только связью осей между собой путем устройства двухосных тележек или бисселей.

§ 155. Величина φ . Как мы уже говорили, когда колесо сходит с рельса, его гребень вкатывается на рельс; всякое тело, которое катится по какой-либо поверхности, может катиться во все стороны, но этого не может быть в нашем случае, потому что гребень имеет принужденное вращение вокруг геометрической оси колесной пары.

Эта связь заставляет гребень вкатываться на рельс только по одному пути, независимо от скорости поезда. Но если скорость велика, то инерция колеса задерживает колесо на этом пути, его движение благодаря скольжению замедляется. Это скольжение производит тем большее действие, чем больше скорость.

Когда тело катится по поверхности без скольжения, трение его, которое препятствует поперечному перемещению тела, того же рода, что и в состоянии покоя. Это следует из опытов, описанных нами раньше.

Наоборот, когда тело скользит по поверхности, трение его сопротивляется поперечному перемещению тела меньше, чем в состоянии покоя.

И наконец сопротивление тела поперечным перемещениям уменьшается тем больше, чем больше скорость скольжения.

Это явление легко наблюдать на движении обыкновенной повозки. Последняя катится по середине дороги, не уклоняясь в сторону; но стоит привести в действие тормоз, и повозку тотчас относит к тротуару.

Вернемся к гребню колеса при его сходе с рельса. Мы видели, что при большой скорости гребень катится и одновременно скользит. Если колесо не сходит с рельса, гребень при этом все время понемногу скользит, упираясь боком в рельс. Мы ограничиваемся для φ значением 0,20, которое, как показывают исследования некоторых авторов, является предельным.

Практика показывает, что сход с рельса происходит труднее, чем то выходит по формулам при $\varphi = 0,20$. Другими словами, коэффициенты безопасности от схода, которые даются в 7-й части этого труда, нужно рассматривать как минимальные с определенным запасом.

Весьма вероятно, что теория схода со временем сделается более совершенной и примет во внимание и другие факторы, но мы думаем, что формула (172) будет всегда иметь значение как очень простое условие возможности схода, менее благоприятное, чем то выходит на практике, особенно при больших скоростях, и следовательно дающее уверенность, что если оно выполнено, сход не может иметь места.

§ 156. Выпускается.¹

§ 157. Замечания. а) *Диаметр колеса.* Вообще существует мнение, что колесо с большим диаметром сходит с рельса легче колеса с малым диаметром. Это мнение основано на следующих соображениях.

¹ § 156 выпускается в виду того, что не имеет ценности для советского читателя *Ред.*

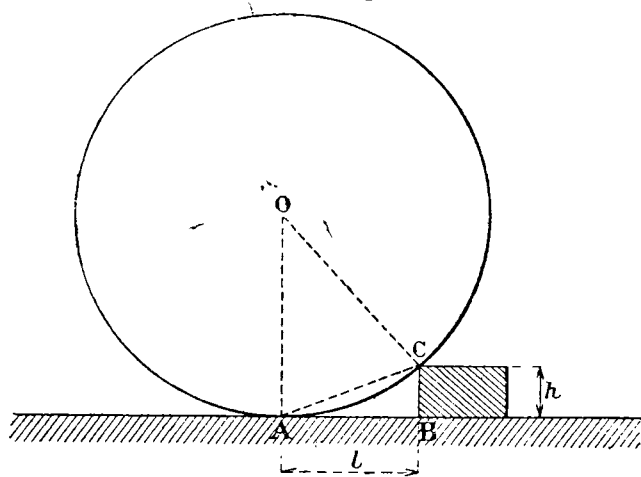
Представим (фиг. 101) колесо, которое встречает препятствие с высотой h ; пусть l — расстояние препятствия от точки соприкосновения A колеса с рельсом в момент вступления на препятствие, d — диаметр колеса. Имеем:

$$l = \sqrt{dh}.$$

На первый взгляд повозка с большими колесами для преодоления препятствия требует меньшей горизонтальной силы, чем при малых колесам, так как в первом случае колесо поднимается по менее наклонной плоскости.

Но речь идет здесь о случае колеса, которое набегаёт на препятствие нормально с углом набегания $\alpha = 90^\circ$, тогда как в случае схода угол набегания всегда очень мал. Это — совсем другое дело.

Тем не менее факт, что большие колеса сходят с рельсов иногда легче, чем маленькие, остается фактом по двум следующим причинам.



Фиг. 101.

Вес колес, как известно, возрастает пропорционально квадрату диаметра. Вследствие этого инерция больших колес значительно больше, чем малых, и ясно — какое это имеет большое значение при больших скоростях.

Вторая причина, действительная при всякой скорости, следующая: изложенная теория схода предполагает, что рельс имеет неизменную и правильную форму. Когда же машина набегаёт на стрелку против шерсти, например на крестовине, колесо встречает в острие препятствие одновременно и горизонтальное и вертикальное. То же самое

происходит в определенных точках изношенных рельсов, в случае например когда один рельс выступает против другого, будучи плохо скреплен с соседним. Очевидно в этих случаях гребень набегаёт на рельс не так, как учит изложенная теория, а как показано на фиг. 101. Колесо стремится сойти с рельса при покатом препятствии и благодаря тому, что гребень, поднимаясь относительно рельса, составляет в точке соприкосновения угол β менее выгодный, чем нормальный угол самого гребня. В этих условиях большие колеса менее удобны, чем маленькие, потому что дают больше времени для преодоления препятствия. Продолжительность этого прохождения настолько велика, что много шансов за то, чтобы в течение этого времени проявилось значение $\frac{F}{P}$, способное вызвать сход. По приведенной формуле l пропорционально корню квадратному из диаметра колеса или, что то же, продолжительности этого явления.

С этой второй точки зрения большие колеса больше подвержены сходам, чем малые, при всех скоростях, особенно при малых или умеренных.

Отсюда вывод, что нет смысла делать передние оси локомотива большого диаметра.

Не следует однако преувеличивать легкость схода для больших колес. Например первая движущая ось машины Pacific воспринимает очень сильный боковой удар, когда машина входит в кривую большого радиуса, не имеющую смягчения. Однако машины этого типа редко сходят с рельсов. И формула (172) не зависит от диаметра.

б) Расположение гребней с наружной стороны рельса. Иногда задают вопрос, — не целесообразней ли делать гребни с наружной стороны рельса.

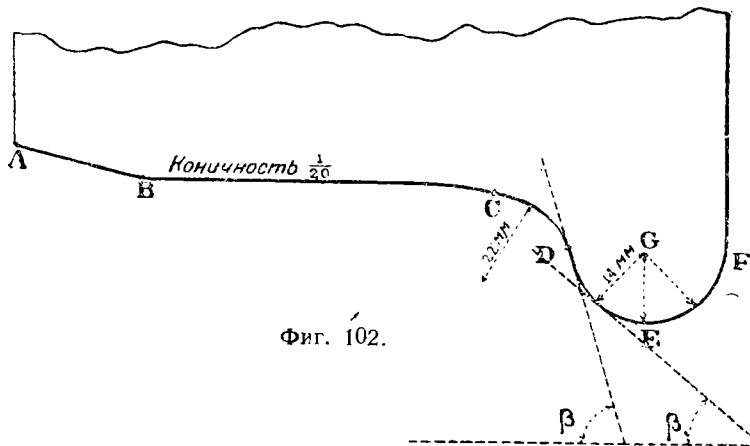
Если бы так было, отношение $\frac{F}{П}$ на кривой было бы больше, чем при обычном расположении, так как давление колес на рельсы меньше для внутреннего рельса, чем для наружного. То же самое при входе на кривую.

с) *Продолжительность схода с рельса.* При больших скоростях сход с рельсов происходит в течение весьма малого промежутка времени. Формула, выведенная для этой цели, очень сложна; ограничимся указанием, что сход происходит в течение всего $\frac{1}{10}$ — $\frac{1}{20}$ сек.

ГЛАВА III

Профиль бандажей. Бернская конференция

§ 158. **Профиль бандажей различных типов.** Большинство железных дорог применяет коничность бандажей $\frac{1}{20}$ и такой же наклон дают рельсам. Мы видели, что этой коничности недостаточно для кривых малого радиуса, особенно для больших колес, и ее следовало бы увеличить во избежание скольжения.



Фиг. 102.

В порядке работ интернационального конгресса коничность предполагается несколько увеличить для передних колес локомотивов. То же сделать с профилем гребней долго не решались.

Различные формы гребней можно привести к следующим трем типам.

1) Фиг. 102 представляет собой так называемый *круглый гребень*. Его очертание составляется из окружностей диаметром 22 мм и 14 мм. Эта форма долгое время была в употреблении во Франции и Англии.

2) Фиг. 103 представляет *прямолинейный покатый гребень*. Он состоит из окружности диаметром 15 мм, прямой линии, проведенной под 60° к горизонту, окружности диаметром 13 мм и отрезка прямой *GH*, называемой *обтечкой* и назначенной облегчать вход бандажа в контр-рельс. Эта форма имела частичное применение во Франции и некоторое время применялась на прусских ж. д.

3) Фиг. 104 представляет так называемый *покатый выпуклый гребень*. Он состоит из окружности диаметром 16 мм и двух других окружностей того же диаметра, соединенных в виде стрелчатого свода. Эта форма очень употребительна в Соединенных штатах.

Кроме того американский бандаж шире французского, что облегчает ему проход некоторых путевых устройств.

§ 159. **Преимущества и неудобства покатых гребней.** Второй и третий типы более покаты, чем первый. Какой же тип лучше? Для сравнения сопоставим их с двух сторон:

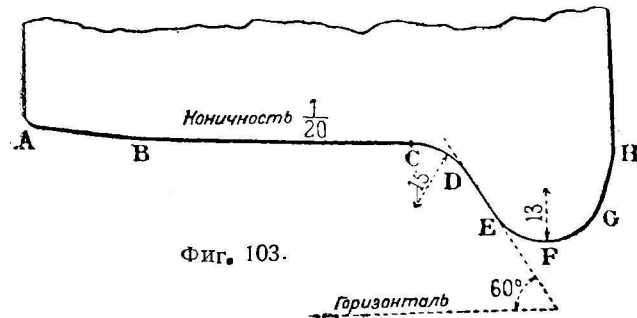
а) *С точки зрения сопротивления в кривых.* Экспериментальным путем установлено, что при угле $\beta = 70^\circ$ сопротивление проходу по кривой будет достаточно малое.

b) *С точки зрения схода.* Прежде всего вне сомнений, что с уменьшением угла β увеличивается стремление к сходу. Это вытекает из формулы (172) и таблицы § 148.

В общем можно сказать, что когда гребень более покат, сопротивление движению слегка уменьшается, а стремление к сходу сильно увеличивается, особенно когда β превосходит 70° .

§ 160. **Французские исследования профиля бандажей.** Министерство публичных работ и многие управления жел. дорог Франции издавна занимаются изысканием лучшего профиля гребня, который можно было бы объявить стандартным. Вот какие были при этом два этапа.

a) *Опыты Noisy-le-Sec.* Результаты этих опытов были опубликованы в трудах инженерного конгресса ж. д. (С. Петербург, 1892 г.). Эти опыты показывают, что для кривых с весьма малыми радиусами более покатые гребни дают значительно меньшие сопротивления.



Фиг. 103.

b) *Определение профиля гребня по профилю рельса.* По предложению Министерства публичных работ управления жел. дорог Франции еще до войны производили обширные изыскания для определения наилучшего профиля гребня. В результате этих изысканий пришли к профилю, аналогичному с американским (фиг. 105).

Этот профиль гребня состоит из окружности радиусом 15 мм, затем из вставки прямой под углом 70° к горизонтали, затем, окружности радиусом 12 мм, наконец — прямой с уклоном $1/5$ к вертикали для облегчения прохода на крестовинах, где только контр-рельсы препятствуют сходу.

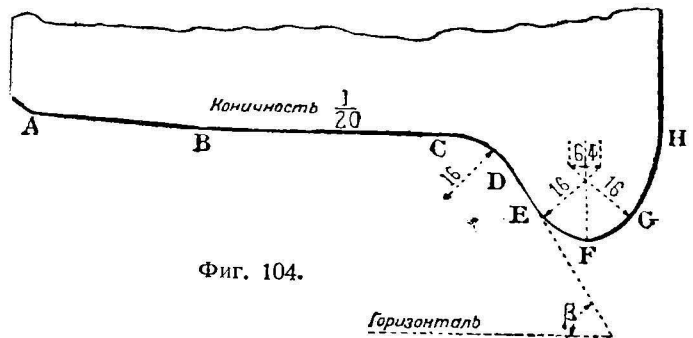
Этот тип, собственно говоря, нельзя назвать стандартным, но гребни, употребляемые на различных французских дорогах, по профилю весьма близки к нему.

При определении формы гребня дороги исходили прежде всего из своей практики.

В дальнейшем они шли проектным порядком, графически, стараясь профиль гребня наилучшим образом приспособить к профилю рельса, возможно больше укоротить расстояние между точкой соприкосновения с рельсом и вертикальной плоскостью проходящей через геометрическую ось колесной пары, при самой большой косине колесной пары, не придавая однако углу β очень малых значений.

§ 161. **Точка соприкосновения между гребнем и рельсом.** Обычно стараются получить между гребнем и рельсом только одну точку соприкосновения в согласии с теорией схода с рельсов независимо от угла набегания. Эту точку всегда выбирают поближе к вертикальной плоскости, проходящей через геометрическую ось колесной пары, — необходимое условие для того, чтобы сопротивление движению в кривой не было слишком велико. Для этого приходится брать достаточно большой угол β .

§ 162. **Статистические данные о сходах в Англии.** В Англии большие компании жел. дорог до войны имели весьма различные профили гребней, от круглого гребня (фиг. 101) до прусского прямолинейного (фиг. 102), со всеми средними профилями между ними.



Фиг. 104.

В распоряжении автора имеется статистика случаев схода с рельсов на английских жел. дорогах с 1884 по 1904 гг.

Из этих данных вытекает, что число случаев сходов, приходящееся на 1000 км пути, примерно одинаково для гребней с разными профилями.

Отсюда следует, что профиль гребня не оказывает большого влияния на число сходов, лишь бы только при рельсах обычного профиля не выходить из пределов, которые будут указаны дальше.

Отсюда следует также, что новый французский гребень (фиг. 105), являясь средним между крайними, имеет по видимому вполне удовлетворительный профиль.

§ 163. Замечания. По различным мотивам, которые были объяснены, базу у вагонов с неподвижными осями следует ограничить 6—7 м, подвижных осей локомотивов — 4—5 м (кроме электро-локомотивов без спарников).

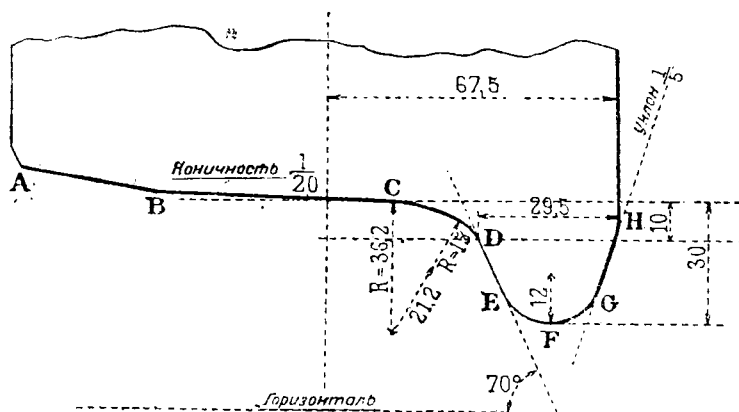
§ 164. Постановления Бернской конференции. Бернская конференция¹ (15 мая 1886 г.) определила предельные значения для различных элементов подвижного состава и пути.

Размеры	Способ отсчета размеров	Обозначения на фиг. 106	Минимум M	Максимум M
Ширина колеи	Между внутренними гранями головок рельсов, принимая и уширение в кривых	a	1,435	1,465
Расстояние между колесами	—	b	1,357	1,366
Ширина бандажей	—		0,130	0,150
Наружное расстояние между гребнями	По горизонт. линии на 10 мм ниже линии, соединяющей точки соприкосновения бандажей с рельсами по кругам катания (расстояние между кругами катания—1,500 м)	d	1,405	1,425
Высота гребня	По вертикали до головки рельса при нормальном положении колес	e	0,025	0,036
Игра гребней между рельсами	Приведа одно колесо до соприкосновения с рельсом, принимая расстояние между кругами катания в 1,440 м	Не указано	0,015	0,035
Высота буферов при порожнем вагоне	Мерить вертикально от головки рельса до центра буферов		0,020	1,065
Высота буферов при полной нагрузке	То же		0,940	Не нормир.
Расстояние между буферами	Мерить между геометрическими осями		1,710	1,760
Диаметр буферов	—		0,340	Не нормир.

Эти размеры применимы для всех линий для всех пассажирских и товарных вагонов. Назначение такой унификации — облегчить международное сообщение. Эти размеры взяты из продолжительной практики всех стран.

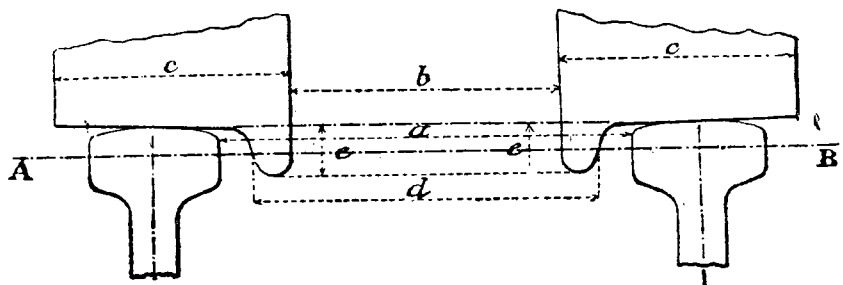
См. „Journal oficiel“, 9 апреля 1887 г.

§ 163. Максимальный статический прогиб рессор. Между предельными значениями высот буферов и предельными значениями статического прогиба рессор имеется определенное соотношение. Рассмотрим два соседних вагона; пусть AB — плоская, а CD — выпуклая тарелка буферов этих вагонов, обе диаметром 340 мм.



Фиг. 105.

Вагоны нагружены наполовину (фиг. 107). Если левый вагон вовсе разгрузить, а правый нагрузить до полной нагрузки, тарелка $A'B'$ понизится, а $C'D'$ — поднимется, как то представлено на фиг. 107 справа. Центры тарелок придут соответственно в O_1 и O_2 . Так как по таблице Бернского конгресса центры



Фиг. 106.

тарелок должны при порожнем вагоне иметь как максимум 1,065 м высоты, а при полной нагрузке как минимум 0,940 м, то разность уровней тарелок O_1 и O_2 не должна превосходить $1,065 - 0,940 = 0,125$.

Расстояние точки A' от среднего центра O :

$$170 - \frac{125}{2} = 107,5 \text{ мм};$$

таким образом остаточная высота тарелки $A'O$:

$$107,5 - \frac{125}{2} = 45,5 \text{ мм},$$

что можно считать вполне достаточным.

Из всего этого следует, что для данного случая разность высот буферов должна быть не больше 125 мм.

Каково же предельное значение статического прогиба рессор? Пусть P — вес подвешенной части вагона в порожнем состоянии, и P' — полная нагрузка; $(P + P')$ — вес подвешенной части с полным грузом; назовем k — величину прогиба рессор при нагрузке в 1 т (коэффициент рессоры). Тогда под нагрузкой P' понижение буферов равно kP'

Назовем через h предельное допускаемое понижение, по Бернскому конгрессу равное 125 мм

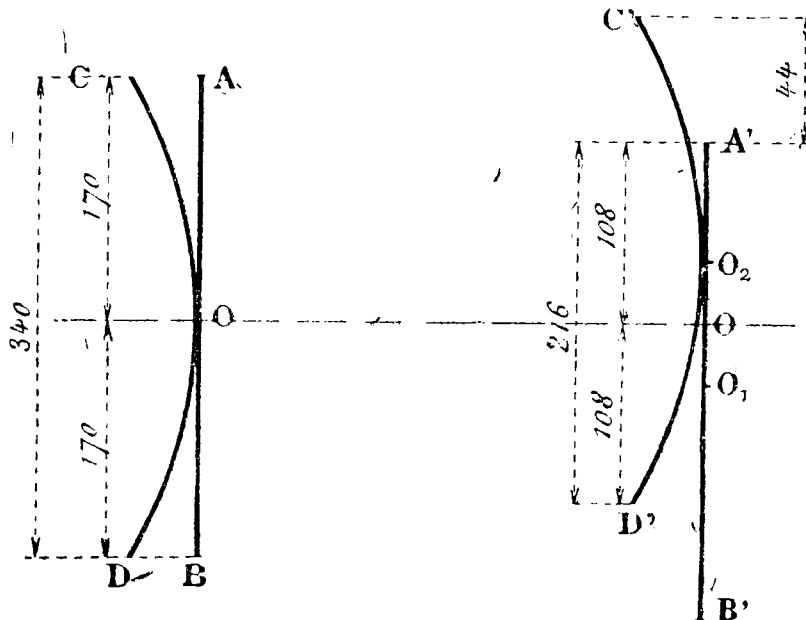
$$kP' = h = 0,125 \text{ мм.}$$

Назовем a_1 — статический прогиб вагона в порожнем состоянии:

$$a_1 = kP \text{ или } k = \frac{a_1}{P}$$

Подставляя в предыдущее равенство $\frac{a_1}{P} P' = h$:

$$a_1 = h \frac{P}{P'} = 0,125 \cdot \frac{P}{P'} = \frac{0,125}{P'/P} \quad (175)$$



Фиг. 107.

Таков предельный статический прогиб в порожнем состоянии по нормам Бернского конгресса.

При полной нагрузке:

$$a_2 = a_1 \frac{P + P'}{P} = a_1 \left(1 + \frac{P'}{P} \right). \quad (176)$$

Приводим числовые значения по этим двум формулам.

Значения $\frac{P'}{P}$	4	2	1	0,5	0,2
Значение предельного статич. прогиба a_1 (в порожнем состоянии) в мм	31	62	125	250	625
Значение предельного статического прогиба a_2 (в грузном состоянии) в мм	155	186	250	375	750

Из этой таблицы можно вывести следующие заключения для различных повозок.

Для открытых платформ, для которых P'/P достигает цифры 4, нельзя превосходить для порожнего состояния и полной нагрузки соответственно 31 и 155 мм. Это будет вполне достаточно, чтобы избежать опасности при прохождении неровностей пути.

На практике отношение это бывает меньше, так что, по нашему мнению, такие вагоны прицеплять к поездам большой скорости не следует.

Для тендеров, для которых $P'/P = 2$ (примерно), статический прогиб можно выбрать соответственно в 62 и 186 мм; на практике это отношение берут значительно меньше, повышая таким образом опасность схода.

Было бы полезно тендерам придавать более гибкие рессоры.

Укажем на очень интересные достижения, полученные в этом отношении инженером Местр (Mestre) благодаря применению его системы подвешивания переменной гибкости.

Эта система позволяет повозкам в порожнем состоянии иметь статический прогиб значительно больший („Revue générale des chemins de fer“, февраль 1914 г.).

Для жестких пассажирских вагонов, для которых $P'/P = 2$, значения, приведенные в таблице, вполне естественны.

Для вагонов мягких, для которых $P'/P = 0,2$, можно дать в порожнем состоянии статический прогиб в 500 мм.

Для локомотивов, для которых $P'/P = 0,2$ (приблизительно), пределы $a_1 = 0,500$ м, $a_2 = 0,600$ м допустимы, так как статический прогиб при полной нагрузке получается только 0,1 м.

Словом, предельные значения, предложенные Бернским конгрессом, вполне допустимы на практике, за исключением только некоторых единиц подвижного состава, и они вполне согласуются с нашими формулами.

Замечания к пятой части

Как известно, сечение рельса в своей верхней части имеет обычно прямолинейное очертание с закруглениями с боков, радиус кривизны которых делается меньше радиуса закруглений бандажа, поверхность же катания рельса — слегка выпукла. Затем рельсы имеют уклон во внутрь колеи (угол с вертикалью), почти равный углу коничности бандажей (угол с горизонталью). Если боковое усилие гребня на рельс отсутствует, гребень с головкой рельса имеет одну общую точку, по крайней мере при новых рельсах и бандажах.

Если проявляется боковое усилие, гребень приближается к рельсу, точка соприкосновения переходит на закругление бандажа, который при этом слегка поднимается. Затем, по мере увеличения бокового усилия, гребень продолжает приближаться к рельсу, без того однако, чтобы точка соприкосновения могла выйти за пределы рабочей части гребня, кроме конечно случая схода.

Когда бандажи изнаются, поверхность их деформируется, и можно получить две точки соприкосновения, отчего на кривых сопротивление движению увеличивается.

ЧАСТЬ ШЕСТАЯ

СПОКОЙСТВИЕ ХОДА. ПРИНУДИТЕЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ. ПСЕВДО-РЕЗОНАНС. АПЕРИОДИЧЕСКОЕ ПОДВЕШИВАНИЕ

ГЛАВА I

Спокойствие хода

§ 166. Определение спокойствия хода и мера его. До сих пор мы занимались устойчивостью подвижного состава с точки зрения безопасности при сходе. Мы называем единицу подвижного состава (локомотив, тендер, вагон, и т. д.) устойчивой, если она оказывает на данном пути и при данной скорости большое сопротивление сходу или опрокидыванию.

Теперь приспособим наши формулы и наши принципы к решению вопросов, определяющих *спокойствие хода* подвижного состава, столь необходимое для пассажиров и столь нужное для лучшего сохранения подвижного состава.

Мы будем исследовать вертикальные перемещения, особенно связанные с неровностями пути, боковые колебания, проявляющиеся при входе на кривую и выходе с нее и в зависимости от различных недостатков пути в горизонтальной плоскости, колебания в виде виляния, обусловливаемого самим подвижным составом и действием тормозов.

Что такое спокойствие хода?

Мы говорим, что повозка спокойна на ходу, если она удовлетворяет не только здоровых, но и больных пассажиров.

Ход поезда называют спокойным, когда человеческое тело не испытывает сильных реакций.

Спокойствие хода мы получим тем большее, чем меньше будет максимальное значение ускорения всякого колебания, вертикального и горизонтального.

Пусть γ — ускорение и m — масса какой-нибудь части, mu — давление, испытываемое соседней частью.

Рассмотрим вертикальные колебания повозок на их подвесных рессорах. Предположим, что амплитуда колебания — l ; в таком случае продолжительность простого колебания [формула (2)]:

$$t = \pi \sqrt{\frac{a}{g}}$$

где a — статический прогиб рессор.

Предположим, что это колебание следует закону равномерно-ускоренного движения. Это не совсем точно, но для практики допустимо. Для половины простого колебания с продолжительностью t

$$\frac{e}{2} = \frac{1}{2} \gamma \left(\frac{t}{2}\right)^2$$

откуда

$$\gamma = \frac{4g}{\pi^2} \cdot \frac{e}{a} \quad (177)$$

или приблизительно в кг. м/сек

$$\gamma = \frac{4e}{a}$$

Предположим далее, что повозка встречает на пути препятствие в виде неровности высотой 0,02 м, что, хотя и редко, но случается.

Мы видели, что амплитуда колебаний кузова не может превосходить значений, превышающих 0,02 м, если даже имеет место совпадение колебаний.

Возьмем старый пустой багажный вагон с $a = 0,03$ м; тогда

$$\gamma = 4 \cdot \frac{e}{a} = 4 \cdot \frac{0,02}{0,03} = 2,7.$$

Таким образом $\gamma = 2,7$, тогда как ускорение силы тяжести 9,81.

В таком случае давление частей значительно увеличивается, на $\frac{2,7}{9,81} \cdot 100 = 27\%$ спокойствие хода — весьма плохое.

Возьмем локомотив, у которого $a = 0,05$ м; тогда

$$\gamma = 4 \cdot \frac{0,02}{0,05} = 1,6,$$

что уже лучше.

Возьмем вагон на тележках, у которого $a = 0,30$ м для всего комплекта рессор:

$$\gamma = 4 \cdot \frac{0,02}{0,03} = 0,27.$$

Давление частей в этом случае увеличивается на $\frac{0,27}{9,81} \cdot 100 = 3\%$, — что уже совсем хорошо.

В действительности колебания не так точно следуют закону равномерно-ускоренного движения. Они изменяются скорее по закону синусоиды, но результат это меняет мало.

Но одной мягкости рессор еще мало для спокойствия хода.

Если маленькие колебания повторяются бесконечно, они могут вызвать болезненные явления, аналогичные морской болезни, они могут утомлять глаза при чтении. Это бывает между прочим когда между кузовам и рамами имеются рессоры без трения, в случае резонирования колебаний кузова с временем прохождения одного рельса и пр.

От вертикальных колебаний перейдем к боковым колебаниям, более тяжелым.

На самом деле, например колебания виляния могут вызывать колебания боковой качки, которые по отношению к пассажиру могут иметь значительные амплитуды.

При равномерно-ускоренном движении вычисления дают большие значения γ .

В данном случае давление одной части на другую может достичь 25% от их веса, тогда как для вертикальных колебаний мы только что определили 3%.

Боковой удар может быть жестким, если нет никакого горизонтального упругого приспособления (возвращающего прибора), и достигать большой величины.

Железные дороги имеют подвижной состав, который при отличном подвешивании в вертикальном направлении, часто весьма несовершенен с точки зрения упругости в горизонтальном направлении.

Выше мы неоднократно настаивали на необходимости улучшать эту горизонтальную упругость, даже с точки зрения схода с рельсов. Далее мы увидим,

какое значение имеет это обстоятельство для американских электрических локомотивов с низким центром тяжести.

Автомобили, наоборот, предохранены от горизонтальных реакций.

§ 167. Спокойствие хода и безопасность. Влияние пути. Изложенное выше поможет нам уточнить термин „спокойствие хода“. Мы будем называть повозку *спокойной на ходу*, если всевозможные колебания ее подвешенной части будут вызывать лишь самые незначительные ускорения, без накопления амплитуд колебания в местах расположения пассажиров. Очень важно также, чтобы не получалось вибраций пола под ногами пассажиров и чтобы стенки кузова не были звукопроводящими.

Спокойствие на ходу нужно и для специальных товарных вагонов, например для фруктовых.

Метод и все формулы, которые были выведены нами при исследовании условий схода, иначе говоря, с точки зрения безопасности, все найдут себе применение и при изучении условий спокойного хода. Нужно только иметь в виду, что теперь нам интересны колебания только тех точек кузова, где находятся пассажиры.

Заметим, что определенные колебания или пертурбации, опасные с точки зрения схода с рельсов, могут не вызывать беспокойного хода.

Укажем для примера на изменения вертикальных или боковых давлений колес на рельсы, связанные с инерционным действием неподвешенной части, с жирокопическими влияниями вращающихся масс, с действием избыточных противовесов сцепных колес. Сюда же можно отнести случай локомотива с многими осями, у которого рессоры первой оси имеют недостаточный статический прогиб.

Во всех этих случаях, как нам уже известно, опасность схода может появиться без нарушения спокойствия хода.

Наоборот, могут быть большие беспокойные колебания, которые не вызывают схода. К таковым относится боковая качка при входе на кривую при очень мягких рессорах.

Наш метод и формулы дают возможность изучать неприятное влияние различных недостатков пути на спокойствие хода.

Всякие усовершенствования пути, клонящиеся к укреплению рельсов или облегчающие содержание пути в порядке, имеют весьма большое значение и высоко оцениваются пассажирами.

Спокойствие хода требует в кривых повышения наружного рельса, равного теоретическому. Так как для больших скоростей выполнение этого условия в полной мере невозможно, необходимо по меньшей мере, чтобы корпус пассажира незаметно переходил из вертикального положения в наклонное — при входе на кривую. Смягчающие переходные кривые должны быть достаточной длины и с постепенным подъемом наружного рельса.

Пассажиры очень чувствительно испытывают значительную разницу между путями без смягчающих кривых и путями с длинными переходными кривыми, в роде Nordlind — Descubes, о которых мы говорили.

С другой стороны, мы изучили колебания, вызываемые резким действием подъема при повышении наружного рельса. Пассажиры чувствуют его даже когда подъем небольшой.

Мы думаем, что для изучения спокойствия хода метод Галлада будет еще более полезен.

§ 168. Влияние трений. Мы указывали на огромное значение внутреннего трения между листами рессор для быстрого затухания колебаний.

Напротив, для спокойствия хода это трение представляет большие неудобства.

Несомненно, что трение между листами парализует колебания подвешенной части при очень маленьких неровностях пути; оно же препятствует рессорам воспринимать быстрые вибрации.

Чтобы избежать такого рода неудобств, Кребс предложил свой прибор (для автомобилей), который позволяет вводить трение по мере надобности, например, когда колебание увеличивается (см. § 144).

Для локомотивов небольшая потеря в смысле спокойствия хода в связи с трением рессор вообще не имеет значения. Мы считаем однако, что необходимо делать рессоры возможно более мягкими, особенно для передней и задней колесной пары.

Для пассажирских вагонов значение внутреннего трения рессор как средства для быстрого поглощения колебаний очень мало.

Если мы представим повозку, рессоры которой имеют статический прогиб в 0,30 м, условие совпадения колебаний будет

$$h < 4fa$$

или

$$f > \frac{h}{4a}$$

При максимальной неровности пути в 0,03 м, как то бывает на плохих путях, эта формула дает:

$$f = \frac{0,03}{4 \cdot 0,03} = 0,025$$

или всего 2,5% от статической нагрузки.

Не надо забывать, что можно без всякой опасности комбинировать листовые рессоры со спиральными, как это имеет место в пассажирских вагонах.

Возможно, что получится хороший результат, если подвешивание будет достигнуто одними спиральными рессорами, но при этом надо гарантировать себя от явления резонанса.

К этому мы еще вернемся.

В первой части мы указывали, что с увеличением числа колесных пар можно достигнуть уменьшения значения трений, необходимых для быстрого поглощения колебаний.

ГЛАВА II

Принудительные (неизбежные) колебания

§ 169. Периодические синхронические колебания. Во всех своих работах мы всегда рассматривали, такие рессоры у которых прогибы пропорциональны действующим силам.

Продолжительность колебаний таких рессор, равно как и амплитуды их, постоянны.

Явление резонанса наступает, когда получается синхронизм между периодом силы действующей и периодом колебания строения на рессорах. В настоящей главе мы будем продолжать рассматривать рессоры, обладающие теми же самыми свойствами.

В случае синхронизма является резонанс и прогрессивное нарастание амплитуды колебаний теоретически — бесконечное, а практически — ограниченное упорными частями системы.

§ 170. Периодические колебания без синхронизма. С точки зрения спокойствия на ходу, важно посмотреть, что произойдет, когда синхронизма нет, а рессоры лишены трения. В этом случае колебания подчиняются очень сложному закону, который мы попытаемся осветить простыми приемами.

§ 171. Теория Надаля. Надаль в своем труде (см. § 1) дает решение задачи для рессор без трения, предполагая, что прогибы этих рессор пропорциональны усилиям („Annales des Mines“, 1895 и 1896 гг.). Но его формулы представляются нам слишком сложными для нашей цели. Мы пойдем другим путем.

§ 172. Определение принудительных усилий. Чтобы придать этому вопросу более конкретную форму, рассмотрим следующий опыт.

Пусть OA — кривошип вала O , который вращается с постоянной скоростью; (фиг. 108) AB — шатун; C — ползун с параллелями DD' и EE' ; R — обыкновенная спиральная рессора и M — масса, покоящаяся на рессоре и могущая передвигаться

между параллелями FF' и GG' Колебания ползуна происходят по закону синусоиды. Какому закону следует движение массы M , имеющее место на практике?

Если ось O заставить вращаться с постоянной скоростью, масса M сначала принимает „беспорядочное“ движение, затем по истечении некоторого времени колебания M получают ту же периодичность, что и ползун C , с определенным смещением по фазе.

Такие движения называют *принудительными колебаниями*.

§ 173. **Теория Оклер (Auclair)**. Инженер Оклер дал прекрасное исследование совершенно аналогичного явления, подчиняющегося тому же самому закону („Mèmoires de la Soc. des Ing. civils“ июль 1931 г.).

В этом труде, премированном Об-вом гражданских инженеров Франции, Оклер вычислил элементы относительного движения маленького инерционного маятника, предназначенного для исследования колебаний подвешенного тела, например кузова вагона.

Случай вполне аналогичный рассматриваемому.

Вот заключения Оклера:

Первый закон. «При соблюдении неизменности основных условий относительно движения инерционной массы маятник дает вполне сравнимые диаграммы, идентичные по характеру, поскольку самое явление остается неизменным».

Второй закон. «Инерционный маятник дает всегда подобные результаты, если движение подвешенной части остается постоянным достаточно продолжительное время».

Третий закон. «Если движение подвешенной части происходит по закону синусоиды, движение инерционной массы (если опыт достаточно продолжителен) получается того же характера (синусоидальное) с тем же периодом. Эти два движения различаются по фазе, а их амплитуды находятся в определенном отношении».

Оклер добавляет, что в случае синхронизма (резонанс) смещение фазы равно $\frac{\pi}{2}$

Эти заключения полностью применимы к нашему случаю (фиг. 108); если рассматривать движение массы M по отношению к обойме рессоры, иначе говоря, по отношению к ползуну C .

Движение массы M в пространстве легко получить путем сложения движения ползуна C и вышеупомянутого движения массы по отношению к ползуну.

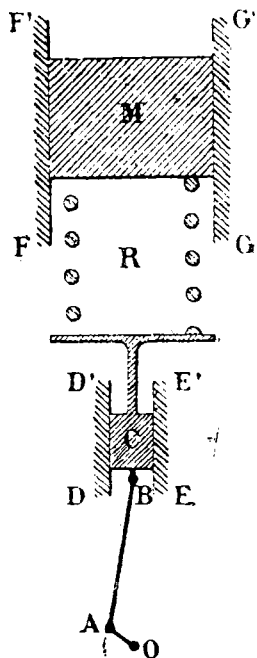
По законам Оклера получается, что если привести ось O в быстрое вращение, масса M в пространстве придет в движение — сначала беспорядочное, а затем, по истечении определенного времени, станет следовать движению ползуна C с той же периодичностью, но с определенным смещением фазы, т. е. получит так называемые *принудительные колебания*.

Эти выводы легко можно проверить

Первый способ заключается в том, что подвешивают в какой-нибудь опоре груз в 1—2 кг на нити примерно в 1 м длиной и придают ему маятникообразное движение. Затем опору заставляют принять в горизонтальном направлении синусоидальное движение, вполне точное, но совершенно несогласованное с маятникообразным движением подвешенного тела.

Между этими двумя движениями сначала происходит борьба, вследствие чего получаются беспорядочные колебания подвешенного тела, но уже к двадцатому колебанию опоры подвешенный вес останавливается и начинает следовать движению опоры с определенным смещением фазы. Явление происходит точно по закону Оклера.

Второй способ: подвешивают груз в 1—2 кг к опоре посредством спиральной пружины с весьма большим статическим прогибом (от 0,15 до 0,20 м).



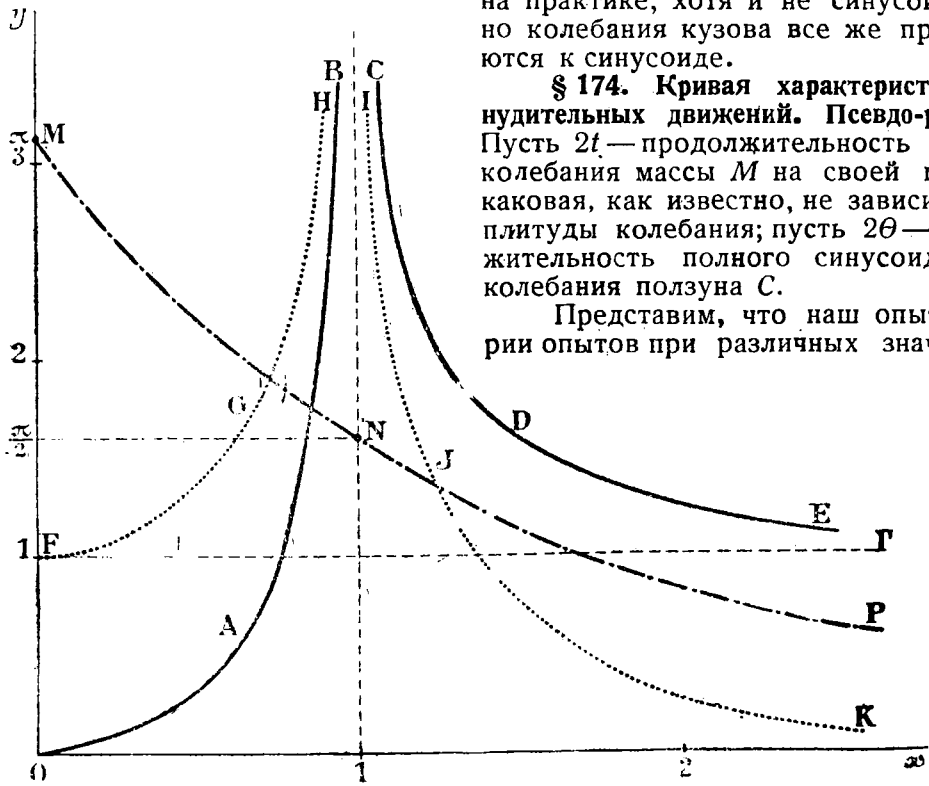
Фиг. 108.

Сначала придают грузу вертикальное движение. Затем придают опоре правильные синусоидальные колебания, совершенно несогласованные с первоначальными колебаниями груза. И в данном случае груз сначала останавливается, а затем принимает движения опоры, но со смещением фазы.

Если эти опыты повторить с тою только разницей, чтобы опорам придавать не точно синусоидальные движения, то результат существенно не изменится. Это замечание очень важно для нашего предмета, так как неровности пути на практике, хотя и не синусоидальны, но колебания кузова все же приближаются к синусоиде.

§ 174. Кривая характеристики принудительных движений. Псевдо-резонанс. Пусть $2t$ — продолжительность полного колебания массы M на своей пружине, каковая, как известно, не зависит от амплитуды колебания; пусть 2θ — продолжительность полного синусоидального колебания ползуна C .

Представим, что наш опыт из серии опытов при различных значениях—



Фиг. 109.

2θ ; в каждом из этих опытов придаем массе M достаточное вертикальное колебание (фиг. 103); затем приводим во вращение ось O , пока не установится режим принудительных усилий; в этот момент измеряем на параллелях FF_1 и GG_1 полную амплитуду колебания массы M ; обозначим ее через k , а полную амплитуду колебания ползуна C через h .

В конце-концов каждый опыт, независимо от значения отношения $2\theta/2t$ или θ/t , дает одну и ту же величину k .

Основываясь на результатах этих опытов, построим кривую $OAB-CDE$ (фиг. 109), взяв за абсциссы значения $\frac{2\theta}{2t}$, которые обозначим через n , а за

ординаты — отношение $\frac{k}{h}$

Эта кривая дает следующие значения и формулу:

При $n = 0 \frac{k}{h} = 0$.

Затем кривая следует OAB .

При $n = 1$ получается резонанс $\frac{k}{h} = \infty$.

Затем кривая принимает вид CDE .

При $n = \infty \frac{k}{h} = 0$. В этой точке колебания массы в точности следуют колебаниям ползуна C .

Такова наша кривая характеристики принудительных усилий.

Интересно придать испытаниям наглядную форму, одновременно регистрируя и колебания массы и колебания ползуна на движущейся ленте бумаги.

Таким образом можно получить для каждого опыта величину смещения фазы колебания массы как функцию колебания ползуна, и построить кривую MNP смещений фаз, выраженных в π , для различных значений n (смещение равно π для $n = 0$ и $\frac{\pi}{2}$ для $n = 1$). Равным образом для каждого опыта можно построить кривую относительного движения массы (по отношению к ползуну) по способу измерения максимальной амплитуды этого колебания.

Таким образом получается кривая максимальных амплитуд этого относительного движения FGH и IJK . Эта кривая резюмирует три закона Оклера.

Наибольшие колебания, которые при этом получаются не для $n = 1$, когда они равны ∞ , а для n весьма близкого к значению $n = 1$, являются результатом так называемого *псевдо-резонанса*.

Когда между двумя промежутками времени имеется очень простое отношение, возможно, что получается не принудительное колебание, а настоящий *гармонический резонанс*.

§ 175. Применение к железнодорожной практике. Мы видели, что повозка с двух осей может быть уподоблена случаю колебания груза на пружине, когда расстояние между осями равно длине рельсов и когда центр тяжести не слишком поднят.

Мы видели также, что получается, когда центр тяжести занимает высокое положение.

Обращаясь к фиг. 108, можно уподобить массу M кузову R — комплекту рессор подвешивания, колебания ползуна — колебаниям букс в зависимости от неровностей пути.

Приведенная диаграмма для принудительных усилий устанавливает следующий важный принцип:

При рессорах без трения резонанс не получается и больших опасных колебаний не бывает, если только рассматривать колебания не слишком близко от точки, где нас пугает резонанс, а именно когда $\frac{2\theta}{2t} = 1$.

Эти явления можно легко наблюдать на примере колебаний пассажира, лежащего на мягком диване в двухосном вагоне.

Эти колебания быстро делаются синхронными с периодами прохождения каждого рельса, следуя закону кривой OAB (фиг. 109).

Так же легко проверить этот закон, наблюдая вибрации автомобильного мотора в порожнем состоянии; они синхронны с числом оборотов мотора.

Далее, когда перейдем к повозкам со многими осями, мы увидим, что в огромном большинстве случаев, если даже проявится резонанс для одной оси, он будет парализован колебаниями других осей, как то мы видели в случае трехосной повозки. Словом, резонанса колебаний кузова не получится даже в случае рессор без трения. Исключения могут быть, когда например расстояние между осями равно длине рельсов; в таком случае повозка может колебаться как двухосная. Возможны и другие случаи резонанса, но они очень редки.

Отсюда можно сделать заключение, что повозки, снабженные спиральными пружинами, не испытывают слишком больших колебаний.

Следует заметить, что даже когда повозка подвешена на спиральных рессорах, все же имеются трения, которые могут помешать проявлению резонанса вертикальных колебаний. Дело в том, что вертикальные колебания затухают благодаря сильному трению между буксами и направляющими в направлении, перпендикулярном к рельсам. Этих сил трения может быть вполне достаточно, чтобы не дать проявиться резонансам, в случае определенных повозок с тележками, подвешенными на спиральных рессорах.

Впрочем колебания, даже если они возрастающие, могут быть прекращены, если располагаемый линейный прогиб ограничен упорами. Но в таком случае получается удар, которого надо всячески избегать.

Мы должны отметить, что принудительным колебаниям посвящены большие работы. Упомянем работы Эверетта (Everett) и Рэля (Rayleigh) в Англии (1883 г.), блестящую теорию Корню (Cornu) и заметки Вольфа (Wolf) (1887 г.).

ГЛАВА III

Апериодическое подвешивание

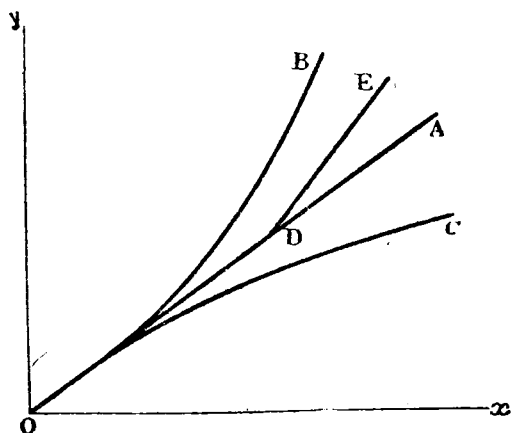
§ 176. **Апериодические рессоры.** Рессоры, которыми мы занимались до сих пор, обладали свойством пропорциональности между прогибом и действующими силами. Это свойство представляет неудобство для тендеров, багажных и других вагонов, вес которых в порожнем состоянии (тара) представляет малую часть их веса в состоянии груженом (брутто). Дело в том, что невозможно снабдить повозки слишком гибкими рессорами — может получиться большое изменение высоты буферов; если рессоры правильно выбраны для работы при полной нагрузке, они не будут годиться для работы без нагрузки. Статический прогиб таких рессор иногда достигает 2—3 см, что может вызвать сход с рельса, если имеет место боковое давление передней колесной пары на

рельс в момент, когда колебание, вызываемое неровностью пути, производит почти полную разгрузку этой колесной пары.

Еще хуже дело при резонансе, так как в этом случае наше условие совпадений колебаний иногда не реализуется.

Вот почему, даже без теоретических обоснований, железнодорожные инженеры часто пытаются применять рессоры, гибкость которых увеличивается по мере того, как увеличивается нагрузка.

Если изобразить (фиг. 110) через OA прямую, которая представляет изменение усилий в зависимости от изменения гибкости, то кривая OB соответствует рессоре, гибкость которой увеличивается с увеличением нагрузки.



Фиг. 110.

Мы видели на примере обыкновенной рессоры, нагруженной обыкновенным весом (прямая OA), что продолжительность колебаний этого груза не зависит от амплитуды. Вот почему Лебуше (Leboucher), о котором мы будем говорить дальше, называет такие рессоры периодическими, в противоположность *апериодическим*, если кривая рессоры не есть прямая линия.

Как на пример, мы укажем на резину, которая дает кривую OB при сжатии и OC при растяжении.

Предлагают и с успехом употребляют различные способы, чтобы придать стальным рессорам возрастающую гибкость: например употребляют накладные рессоры, из которых одна действует все время, а другая, лишь начиная с определенной нагрузки. Этот способ характеризуется кривой ODE (фиг. 110).

Упомянем о подвешивании Местр (Mestre), („R. C.“, февраль 1914 г.). Это подвешивание состоит из обыкновенных листовых рессор, снабженных по концам спиральными пружинами.

Той же цели достигают некоторые автомобильные листовые рессоры, часть листов которых начинает работать только при определенной нагрузке.

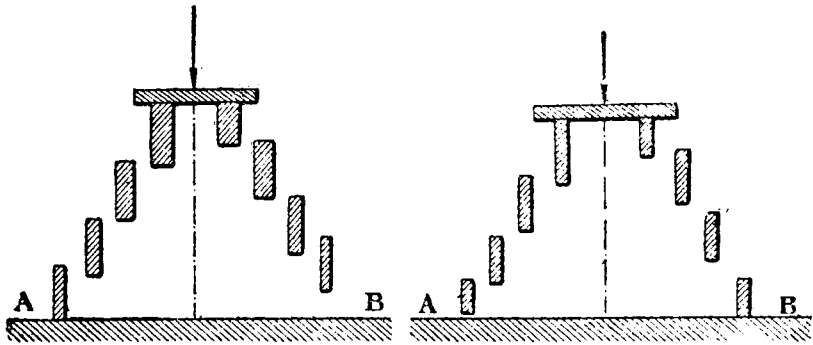
Эти два подвешивания имеют листовые рессоры (с трением). В дальнейшем будем изучать новое апериодическое подвешивание без трения.

§ 177. **Принцип подвешивания Брузуса и Лебуше.** Другие апериодические подвешивания. Брузус (Boussouse) спроектировал новую рессору без трения

с возрастающей гибкостью, которая представляет видоизменение спиральной пружины.

Брузус достиг постепенного возрастания гибкости, употребляя спиральную рессору, навитую из ленты постоянной ширины, но возрастающей толщины (фиг. 111-а), или постоянной толщины, но возрастающей ширины (фиг. 111-б).

Можно также получить рессору, гибкость которой, отнесенная к единице нагрузки, увеличивается пропорционально нагрузке.



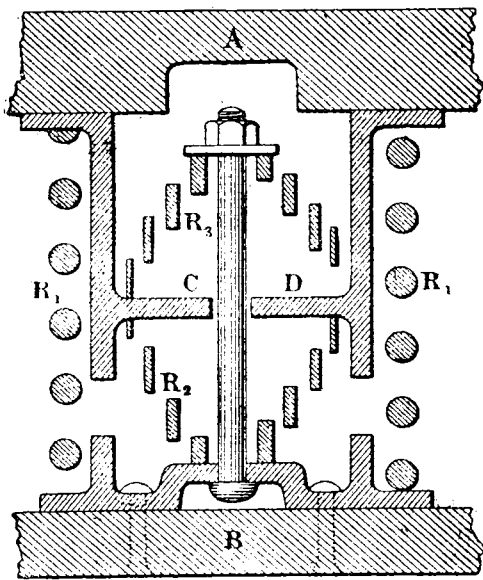
Ф. г. 111-а

фиг. 111-б

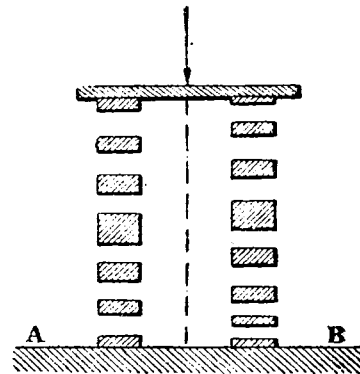
Действительно, самые большие завитки слабее самых малых. По мере того как завитки последовательно приходят на уровень опоры АВ (фиг. 111-а и 111-б) гибкость рессоры увеличивается по мере того как рессора сжимается.

В своем труде Брузус рассматривает главным образом иностранные новинки по этому вопросу.

Затем Лебуше совместно с Брузусом исследовал комбинированную аperiодическую рессору, представляющую большой интерес (см. новый тип подвешивания для пассажирских вагонов, „R. С.“, декабрь 1920 г.)



Фиг. 112.



Фиг. 113.

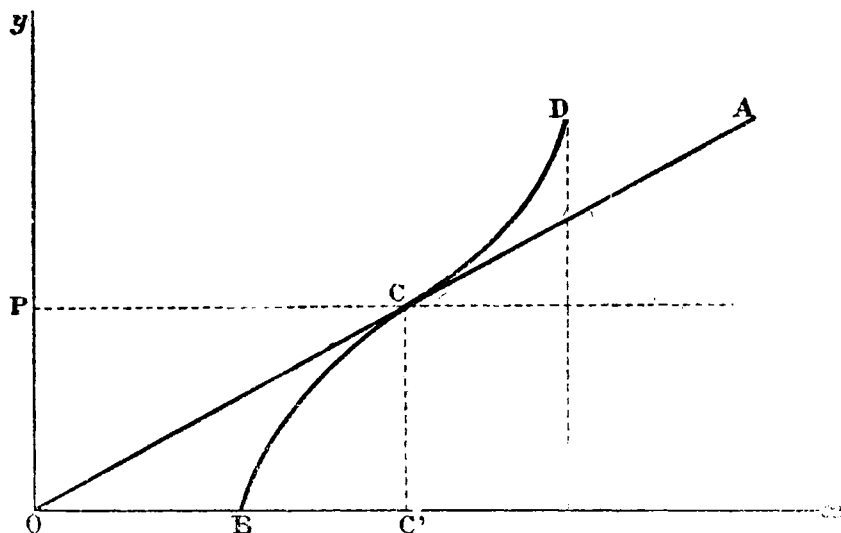
Фиг. 112 представляет схему этой рессоры. Груз А опирается на обыкновенную спиральную рессору R_1 , в свою очередь покоящуюся на опоре В. С другой стороны груз А покоится также частью CD на рессоре Брузуса R_2 только что описанного типа. В этой рессоре скомбинированы оба описанных способа.

Толщина и высота рессорной стали увеличивается в обеих рессорах по мере того, как уменьшается диаметр завитков.

Рессора R_3 , расположенная над CD , приходит в действие, сжимаясь, когда во время колебаний главная рессора R_1 , растягиваясь, выходит за статическое положение. Эта рессора R_3 поддерживается сверху прочным болтом с гайкой, прикрепленным к B .

Упомянем также про аperiодическую рессору Бек (Веck) для автомобилей (фиг. 113); ее гибкость уменьшается с увеличением нагрузки (см. „La Science et la Vie“, июнь-июль 1921 г.).

§ 178. **Кривая усилий в функции прогиба.** Представим прямой OA (фиг. 114) кривую действующих сил, когда они пропорциональны прогибам для спиральной рессоры R_1 (фиг. 113); мы увидим затем, что для двух рессор Брузуса R_2 и R_3 кривая принимает форму кривой BCD , касательной к прямой OA в точке перегиба C , соответствующей статической нагрузке P .



Фиг. 114.

В каждой точке этой кривой гибкость рессоры (отнесенная к $1\ m$) пропорциональна котангенсу угла касательной к кривой в этой точке.

§ 179. **Уничтожение резонанса.** На фиг. 114 можно видеть, что гибкость комбинированной рессоры равна гибкости спиральной рессоры R_1 в точках около точки C , соответствующей прогибу под статической нагрузкой. Она быстро уменьшается с удалением от этой точки.

Лебуше указывает, что продолжительность колебания на рессоре уменьшается равномерно при удалении от точки C , по мере того как амплитуда колебания увеличивается по какой-либо причине. Это впрочем очевидно à priori, так как мы уже видели, что продолжительность колебания пропорциональна корню квадратному из прогиба.

Отсюда Лебуше заключает, что эта комбинированная рессора под влиянием периодической действующей силы не вызывает резонанса.

Такое уничтожение резонанса можно наблюдать при прохождении по стыкам рельсов; это — очень важное заключение.

§ 180. **Уничтожение трения.** Лебуше считает, что трение листовых рессор препятствует спокойствию хода.

Это — несомненно, но это неудобство можно ослабить употреблением рессор Тиммиса и подушек.

В конце-концов подушки не производят действия при дрожаниях, передаваемых от пола вагона телу пассажира через ноги. Это может проверить пассажир, подняв на момент свои ноги.

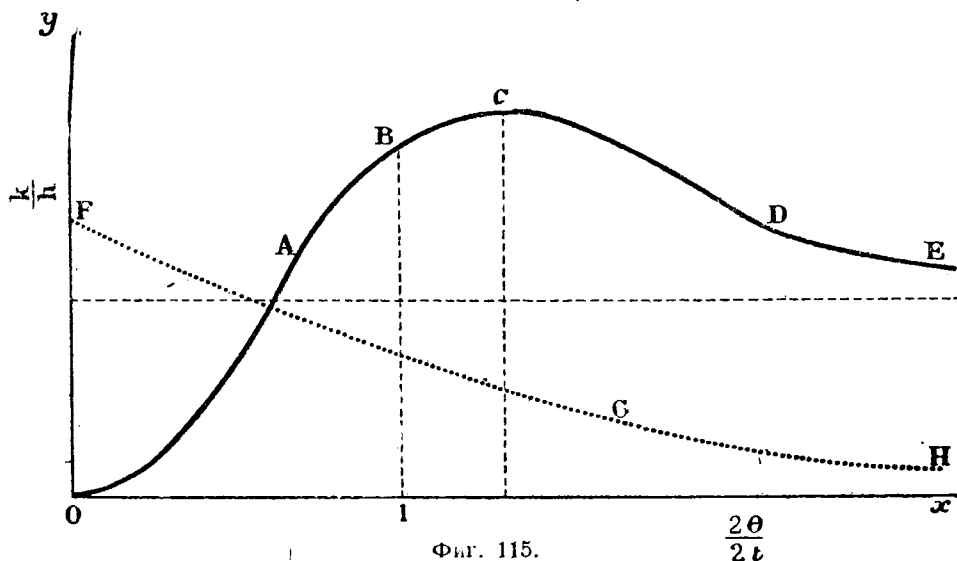
По этому поводу мы укажем, что в вагонах скорых поездов трение листовых рессор бывает много значительней, чем это было бы нужно для нашего условия совпадения колебаний (см. § 168), так что уменьшить его очень важно.

Далее, по нашим наблюдениям, в вагонах со многими осями условие совпадения колебаний выполняется еще более, чем это нужно.

В конце-концов определенно выгодно уменьшить, если не совсем уничтожить, трение рессор, в особенности для вагонов со многими осями.

Лебуше произвел очень удачный опыт, заменив две комбинированные рессоры, описанные выше, двумя эллиптическими для каждой тележки пассажирского вагона. Спокойствие хода стало лучше, чем при одиночных рессорах; особые приборы для регистрации колебаний, расположенные на полу, отметили при этом уменьшение колебаний и дрожаний.

Это—несомненный успех. Однако можно наблюдать, что обыкновенные листовые рессоры Тиммиса продолжают применяться в вагонном деле в виде так



Фиг. 115.

называемого двойного и тройного подвешивания. В этом случае, повторяем, условие совпадения колебаний обеспечивается трением рессорных листов.

Остается еще посмотреть, что дает опыт с применением одиночных рессор Брузуса и Лебуше.

Очень возможно, что для многоосных вагонов полное уничтожение трения не вызовет на практике больших неудобств и во всяком случае будет компенсироваться двумя преимуществами: аperiodичностью рессор и большим числом осей. К этому мы еще вернемся.

Лебуше теоретически доказал, что при его рессорах не развивается колебаний с бесконечной амплитудой в связи с прохождением по рельсовым стыкам. Остается доказать, что не будет больших или опасных колебаний или псевдорезонанса как в этом случае, так и при всех других обстоятельствах.

§ 181. Испытания с аperiodическими рессорами. Большой интерес представит произвести с комбинированной рессорой Брузуса и Лебуше опыт, подобный описанному в § 172 и фиг. 108, и затем построить кривую характеристики принудительных колебаний по методу, описанному в §§ 173 и 174 и фиг. 109.

Метод останется почти тем же, с той разницей, что мы назовем через $2t$ продолжительность маленьких колебаний, происходящих близко к условиям статической нагрузки.

В таком случае мы получим кривую принудительных колебаний $OABCDE$ (фиг. 115) с максимумом C в точке, которая может и не соответствовать ординате B для абсциссы $\frac{2Q}{2t} = 1$.

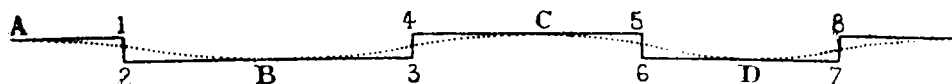
Построим также кривую FGH смещений фаз.

Опыт этот можно воспроизвести, устроив ручку OA (фиг. 108) на валу O и вращая вал таким образом, чтобы было похоже на прохождение неровностей пути.

Каждый может испытать это, подвесив груз на очень длинном резиновом шнуре и наблюдая принудительные колебания груза. Такой резиновый шнур представляет аperiodическую рессору с возрастающей гибкостью в противоположность рессоре Брузуса.

В дальнейшем будем изучать колебания целых вагонов, подвешенных на аperiodических рессорах, а именно рессорах Брузуса и Лебуше, которые будут обозначаться буквами $B. L.$ Все методы, которые мы будем применять, применимы ко всяким аperiodическим рессорам.

§ 182. Колебания, связанные с неровностями пути. Рассмотрим случай колебаний, связанных с прохождением рельсовых стыков, предположив, что между продолжительностью колебаний рессор (от средней точки своей кривой) и продолжительностью прохождения каждого рельса при постоянной скорости поезда



Ф.г. 116.

имеется синхронизм. Очевидно, как и говорил Лебуше, не будет никакого резонанса. Но возможно, что проявится так называемый псевдо-резонанс, при котором колебания могут достигь больших и даже опасных величин.

Опыт, который мы приводили выше, позволит определить амплитуду для одной оси. То же самое будет в случае вагонов с двух осями, если расстояние между осями равно длине рельса, чего впрочем никогда не бывает.

По мере того как число осей увеличивается, возмущающие действия, передаваемые вагону осями, все более и более интерферируются.

При бесконечно большом числе осей эти действия становятся равными нулю. В таком случае разгрузка, пропорциональная действию рессор каждой оси при прохождении одного стыка, делается точно равной разгрузке, соответствующей неровности пути.

Далее можно предвидеть, что полное отсутствие трения повидимому будет вызывать в этом случае неудобство для двухосных вагонов и будет, может быть, полезно для длинных локомотивов и для повозок и вагонов на тележках; другими словами, соединение аperiodичности рессор и многоосности может в данном случае вызвать полное уничтожение трения.

Но мы уже указывали, что возможны другие случаи проявления опасного резонанса или псевдо-резонанса.

Далее можно допустить, что скорость поезда возрастает при бездействии непрерывных тормозов на небольшом спуске; тогда продолжительность прохождения одного рельса постепенно уменьшается и может приблизиться к продолжительности колебаний рессор $B. L.$ (при увеличении числа колебаний). В таком частном случае может иметь место резонанс.

Резонанс, связанный с неровностями пути, может проявиться и не только при прохождении рельсовых стыков. За последние 10 лет состояние пути в стыках значительно улучшили, приблизив шпалы к стыкам и применяя подкладки, так что стык уже перестал (вернее: стал менее слабым местом рельсового пути. *Ред.*) быть слабым местом рельсового пути.

Если такой путь, великолепный в теории, будет плохо содержаться, появятся неровности, которые будут представлять синусоиду с периодом, не соответствующим длине рельса.

Можно себе представить, что несколько последовательных неровностей вызовут настоящий резонанс, несмотря на употребление рессор $B. L.$

Рассмотрим (фиг. 116) две последовательные неровности синусоидальной формы, причем вторая более короткая, чем первая. На этих двух неровностях

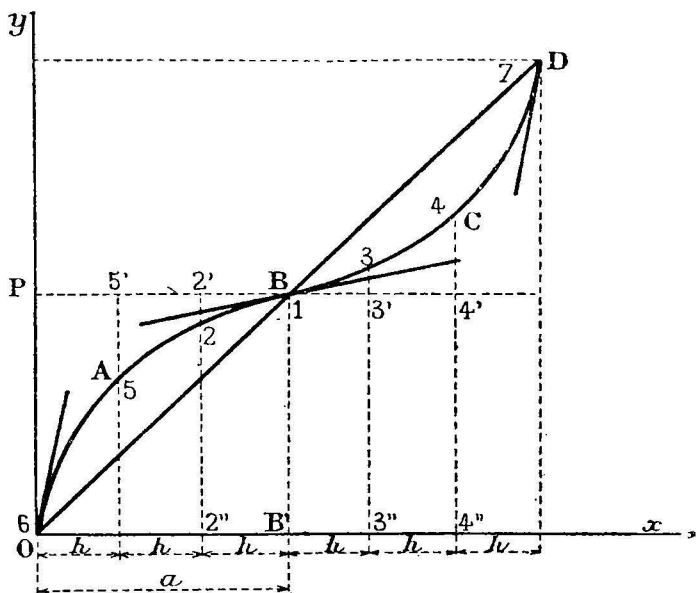
представим себе выступы 1—2—3—4—5—6—7—8, как мы делали раньше это в виде первого приближения.

Затем представим себе (фиг. 117) кривую действующих сил рессоры В. Л. под влиянием груза P .

Пусть h —высота неровности. Предположим, что в точке 1 пути нет никакого колебания. Сжатие рессоры представлено точкой 1 (фиг. 117). После резкого удара в точке 1—2 (фиг. 116) рессора ослабляется на длину стрелки h , так что в этот момент сжатие рессоры представляется ординатой в точке 2.

Затем рессора продолжает ослабляться и, предположим, что конец колебания совпадает с точкой 3 пути; какое сжатие будет в этой точке? Оно определится условием, что работа силы движущей P на промежутке 2—3 равна работе сопротивления рессоры. Отсюда площадь прямоугольника 2'—2''—3''—3' должна быть равна площади многоугольника 2—2''—3''—3 или треугольник 1—2—2' равен треугольнику 1—3—3', или $1-3'-3'$, или $1-3'$ равна $1-2'=h$.

При переходе из точки 3 в точку 4 (фиг. 116) сжатие рессоры определится ординатой точки 4, для которой $3'-4'=h$.



Фиг. 117.

Затем для промежутка от точки 4 до точки 5 (фиг. 116) предположим, что рессора к точке 5 кончит свое колебание. Это приведет нас к точке 5 (фиг. 117). Далее то же заключение; рессора резко ослабнет при переходе от точки 5 в точку 6 (фиг. 116), что будет соответствовать точке 6 кривой или что сжатие рессоры равно нулю. Наконец мы получим точку 7 (фиг. 117), когда перейдем из точки 6 в точку 7 по фиг. 116.

Таким образом после двух последовательных неровностей, высота которых равна всего $\frac{1}{3}$ статического прогиба рессоры, мы приходим к чрезмерному колебанию, превышающему расстояние между упорами.

Изложенное справедливо для случая прямоугольных препятствий. Действительные неровности в обыкновенной практике примерно в два раза менее вредны, чем теоретические прямоугольные неровности, а синусоидальные неровности по своему действию ближе к прямоугольным препятствиям.

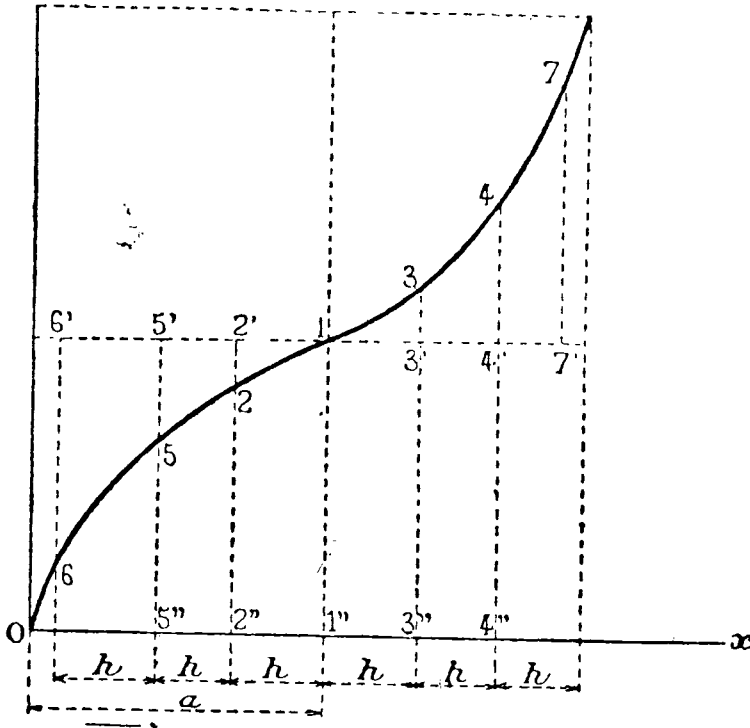
Итак, вышеизложенные заключения близко подходят к случаю последовательных синусоидальных неровностей, какими являются стыки при сильных рельсах.

Можно далее устроить рессору В. Л., в которой верхний завиток будет более сильный, чем нижний. Посмотрим, что даст эта система (фиг. 118).

Тем же путем мы придем к тому, что различные ординаты в этом случае не будут между собой на одинаковом расстоянии, равном h . Легко видеть, что первая ордината $22''$ и вторая $33''$ будут отстоять от ординаты $11''$ на расстоянии h , но следующие ординаты $44''$ и $55''$ на расстоянии k , которое несколько отличается от h . То же самое получается для точек 6 и 7 . Вот чем отличается этот случай от предыдущего.

Можно видеть, что при рессоре В. Л. две последовательные синусоидальные неровности могут вызвать резонанс, когда вторая неровность более короткая, чем первая.

В наших фигурах мы предполагаем, что высота неровностей равна $\frac{1}{2}$ статического прогиба. Это весьма близко к действительности.



Фиг. 118.

При плохом уходе путь может вполне иметь неровности до 2 см, а рессоры многих порожних вагонов и передние рессоры локомотивов имеют статические прогибы всего 4 см. Все это хуже, чем мы брали выше.

§ 183. Колебания, связанные с входом на кривую и выходом с нее, и на извилистых путях. Будем пользоваться тем же методом, что и раньше.

Предположим, что повозка снабжена только рессорами В. Л.

Представим (фиг. 119) через OMN моменты сопротивлений всех рессор левой стороны, отнесенных к центру колебаний в функции прогиба рессор.

Через OA представим момент половины веса $\frac{P}{2}$ кузова. В точке 1 кривой имеется равновесие между этим грузом $\frac{P}{2}$ и сжатием рессор левой стороны на прямом горизонтальном пути.

Пусть AC —момент $\frac{1}{2}$ центробежной силы кузова относительно центра колебаний.

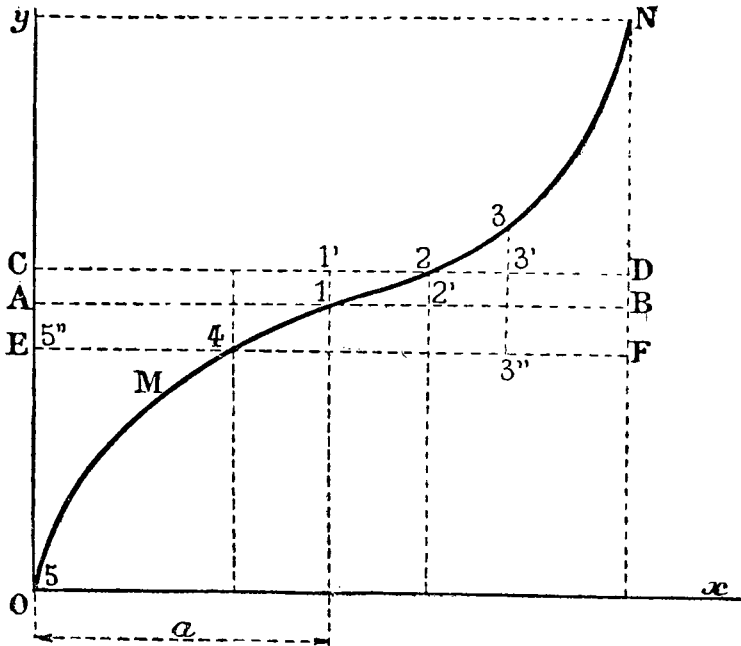
Можно рассматривать, что этот момент уравнивает увеличение момента сопротивления рессор левой стороны в точке 2 кривой.

Расстояние $1-2'$ дает нам увеличение прогиба рессор левой стороны на полной кривой и следовательно наклон кузова.

Если вход на кривую резок, без какого-либо смягчения, тогда проявляется колебание двойной амплитуды, рассмотренное нами во 2-й части.

Колебание прекратится, когда треугольник $2-3-3'$ станет равным треугольнику $1-2-1'$ (см. 2-ю часть), с той разницей, что длина $2-3'$ здесь меньше длины $1-2'$.

Теперь перейдем к случаю, когда повозка движется по случайно извилистому пути. Предположим, что когда кузов находится в конце своего первого колебания, кривая меняет свое направление; пусть AE —момент обратной центробежной силы, которая может отличаться от первой. Тогда получится колебание двойной амплитуды, пока треугольник $EO4$ не сделается равным треугольнику $3-3''-4$. Это приведет нас к точке O кривой. В случае фиг. 119 мы придем к полной разгрузке рессор левой стороны.



Фиг. 119.

В зависимости от величины рассматриваемых центробежных сил разгрузка может получиться или постепенно или сразу, в виде скачка.

Это—случай, когда аperiodичность рессор В. Л. не мешает проявлению опасных колебаний; трение в данном случае необходимо для поглощения этих колебаний.

Это обстоятельство не препятствует употреблению этих рессор, потому что мы видели, что сильная боковая качка, которая проявляется в этом случае, значительно умеряется трением и даже заклиниванием букс в их направляющих.

§ 184. Пределы скорости. Наши формулы 2-й части могут служить для определения пределов скорости повозки, снабженной рессорами В. Л.

Представим себе локомотив с листовыми рессорами, имеющими статический прогиб $a = 0,05$ м (обычная средняя величина).

Изобразим прямой OCA кривую усилий этой рессоры в функции ее прогибов. Заменяем эти рессоры рессорами В. Л., которые дают кривую $OBCDE$ (фиг. 120).

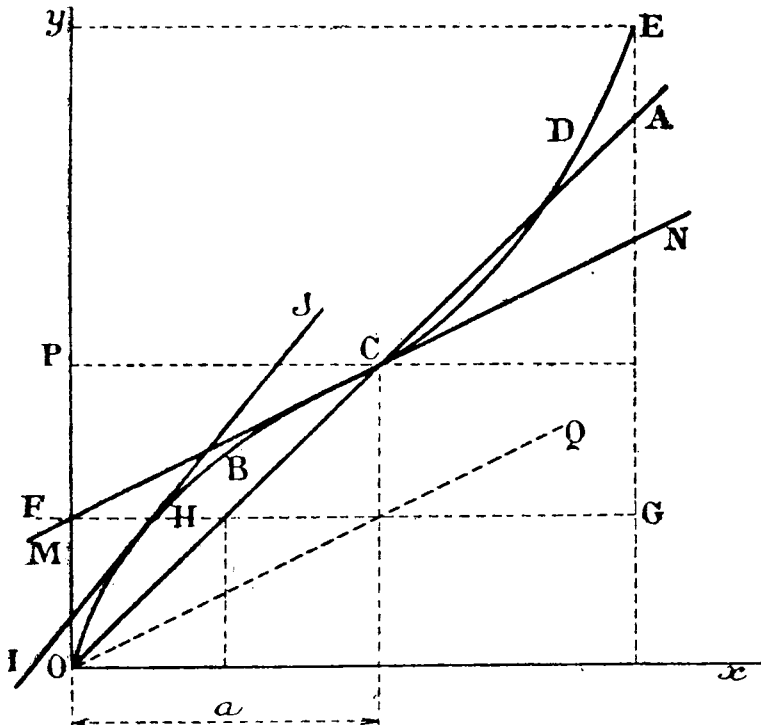
Мы знаем, что прогиб под грузом одной тонны пропорционален котангенсу прямой OCA для листовой рессоры; для рессоры В. Л. прогиб пропорционален котангенсу прямой OQ , параллельной касательной MN и кривой рессоры В. Л.

в С. Как показывает фиг. 120, рессора В. Л. будет иметь прогиб на 1 т в С почти двойной против листовой рессоры. Спокойствие хода будет также почти двойное при небольших колебаниях и в предположении, что оба типа рессор имеют один и тот же статический прогиб a .

Возвратимся к § 45, определяющему пределы скорости, и к таблице предельных скоростей для локомотивов.

Эта таблица составлена в предположении, что мы принимаем разгрузку, пропорциональную $\Delta = 0,30$.

Проведем FG параллельно оси абсцисс посередине высоты OP и обратим внимание на точку H кривой. Проведем в H касательную IJ к кривой. Подкасательная этой прямой IJ пропорциональна прогибу на 1 т рессоры В. Л. в этой точке.



Фиг. 120.

Таким образом легко узнать прогиб на 1 т к рессоры В. Л. в точке, которая соответствует разгрузке, пропорциональной $\Delta = 0,30$, а также значение a^1 , которое заменяется значением a , если рессору В. Л. заменить листовой рессорой в формулах и таблице для локомотивов (§ 45).

В случае фиг. 120 прямая IJ почти параллельна прямой OA , так что пределы скорости почти те же самые, что и на таблице § 45, но спокойствие хода получается значительно большее.

§ 185. Пертурбации, связанные с возвышением рельса на смягчающих вставках. В § 67 мы занимались пертурбациями, которые проявляются при длинных повозках без балансиров, когда повозка находится или на прямой, или на смягчающей вставке, или на самой кривой.

Возьмем для примера короткую прямую горизонтальную вставку между двумя обратными кривыми—случай, когда один рельс поднимается, в то время как другой опускается. Возьмем также для примера симметричный локомотив. Нетрудно изобразить графически влияние неровностей пути, которые преодолевают крайние колеса относительно средней плоскости.

Затем, чтобы судить о том, что происходит с крайними рессорами В. Л. (разгрузка или перегрузка), достаточно обратиться к' фиг. 121.

Наносим длины $C'E'$ и $C'F'$, равные неровностям, о которых мы говорили. Ясно, что разгрузка и перегрузка будут равняться PE'' и PF'' , считая по оси y .

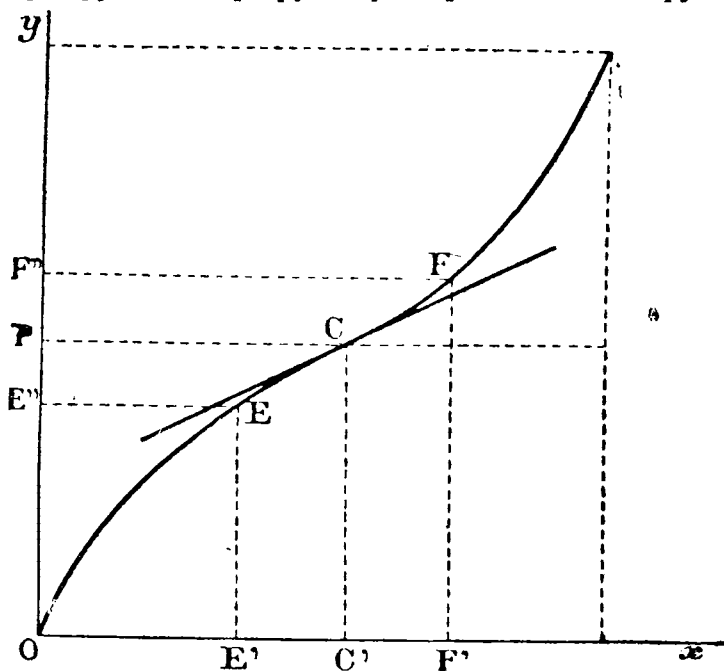
§ 186. Колебания, связанные с торможением при непрерывном тормозе. Представляет известный интерес рассмотреть явления, описанные в § 99 для аperiodических рессор.

Вспомним, что, согласно § 99, и в данном случае получается колебание двойной амплитуды, аналогичное тому, которое проявляется при входе на кривую без смягчения.

Если мы возьмем двухосную повозку, получится точно такая же задача, что и в § 183, если только центробежную силу заменить силой инерции.

Также можно получить удвоение пертурбации, когда происходит оттормаживание сейчас же после торможения.

Если иметь дело, напротив, с более чем двухосной тележкой, определить распределение разгрузок и перегрузок рессор В. Л. очень трудно.



Фиг. 121.

Но в этом случае пертурбация по существу весьма слабая и потому не представляет интереса.

§ 187. Различные колебания. Имеется много колебаний и пертурбаций, которые мы изучили для листовых рессор и элементы которых можно определить также для рессор аperiodических, а именно: колебания от масс неуравновешенных, прямолинейно движущихся и вращающихся, жироскопические действия, влияние инерции колес на рельсы, сходы и т. д.

Для теории балансиров мы применим формулы для листовых рессор, приняв для прогиба k среднее значение между k в центре кривой В. Л. и k —для крайних как некоторое допустимое приближение. Имеется новая теория, дающая для этого случая точные формулы.

В результате мы можем почти все ранее выведенные формулы и диаграммы распространить и на случай подвешивания В. Л., за исключением формулы, дающей условие совпадения колебаний, связанных с неровностями на стыках рельсов, а именно $h < 4 fa$. Применение этой формулы для нашего случая мы заменим экспериментальным методом, который позволяет определить максималь-

ные значения псевдо-резонанса с различными моделями рессор В. Л. самой разнообразной гибкости.

§ 188. **Заключения.** При одном и том же прогибе под статической нагрузкой [прямая OD и кривая $OABCD$ (фиг. 117)] применение рессор В. Л. представляет следующие преимущества по сравнению с листовыми рессорами.

Относительная гибкость рессор (прогиб под грузом $1\ m$) при малых колебаниях значительно увеличивается, трение отсутствует, вследствие чего спокойствие хода значительно увеличивается.

Для больших колебаний—наоборот.

Увеличение спокойствия хода имеет большое значение для пассажирских вагонов и для электрического подвижного состава, а особенно для локомотивов—наиболее дорогих единиц подвижного состава.

Наоборот, подвешивание В. Л. представляет то неудобство, что мы не можем установить предела колебаниям, связанным с неровностями пути, тогда как для листовых рессор это возможно.

Мы думаем, что одна аperiodичность с этой точки зрения не дает той же гарантии, что трение, и что только одновременное применение аperiodичности и большого числа осей позволяет повидимому в определенных случаях уничтожить трение без прочих неудобств.

Закончим замечанием, что следует хорошо обследовать рессоры В. Л., которые имели бы только спиральную рессору, именно снизу, достаточно жесткую для достаточной аperiodичности.

Такое решение могло бы в определенных случаях иметь значение например для товарных вагонов с тележками, вес которых в порожнем состоянии и под нагрузкой сильно различается.

Идеальным повидимому подвешиванием для пассажирских вагонов была бы комбинация аperiodических рессор с устройствами, поглощающими колебания посредством трения, но она еще не получила простых конструктивных форм.

ЧАСТЬ СЕДЬМАЯ

ПРИМЕНЕНИЕ ФОРМУЛ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ УСТОЙЧИВОСТИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА, ОБРАЩАЮЩЕГОСЯ НА ДАННОМ ПУТИ

ГЛАВА I

Непосредственное применение формул

§ 189. Сравнение различных типов подвижного состава и различных трасс пути. После вывода какой-либо формулы мы, как правило, делали выводы, какие получаются из сравнения различных единиц подвижного состава, снабженных теми или другими устройствами.

То же—для трассировки линий.

§ 190. Применение формул для проектов переделок подвижного состава. Когда составляют проект нового локомотива или вагона, обыкновенно за точку отправления берут соответствующий тип и видоизменяют его в соответствии с заданием.

Наши формулы позволяют быстро учесть влияние видоизменений на устойчивость единицы подвижного состава проектируемого типа, тем более что они крайне просты; укажем для примера на следующие случаи.

1. Можно задаться увеличением мощности локомотива Pacific, увеличивая его в длину, например заменяя биссель двухосной тележкой, как это сделала компания Северных дорог. Ясно при этом, что следует посмотреть, как будет изменяться нагрузка колес крайних осей в зависимости от возвышения рельса при входе на кривую.

Для этого надо применить формулу (91) § 67.

2. Можно задаться конструированием Pacific, способного проходить по линиям, имеющим одновременно и сильные возвышения рельса и очень большие неровности на стыках.

В этом случае также применима формула (91), а с нею и все формулы 1-й части.

Можно привести много других примеров.

§ 191. Применение формул для исследования видоизменений трассы линии. Если трасса линии не имеет длинных параболических смягчающих кривых, формулы колебаний в виде боковой качки и виляния при входе на кривую, а также формула (84) сейчас же покажут, как целесообразно устраивать смягчающие кривые, хотя бы самые короткие. Об этом мы скажем в главе об устойчивости Pacific.

ГЛАВА II

Главнейшие данные, необходимые для определения устойчивости подвижного состава, обращающегося на данном пути

§ 192. Предварительные указания. Наша цель—определить устойчивость локомотива или какой-либо другой железнодорожной единицы так же, как определяют например устойчивость корабля, разумеется—различными методами.

Посредством наших формул мы будем вычислять коэффициент безопасности единиц подвижного состава в отношении схода с рельсов в каждой точке пути.

§ 193. Категории дорог. Начнем с классификации дорог по признаку экономических условий линии.

1. Мы называем дорогами *первой категории* те, у которых повторяющиеся неровности на стыках не превышают 6 мм, а отдельные неровности — 10 мм.

На этих путях превышение одного рельса над другим не превосходит 1—2 мм на 1 м пути и между двумя обратными кривыми имеются прямые вставки не менее 100 м.

Для дорог первой категории употребляют смягчающие кривые Нордлинга длиной 100 м, а превышение наружного рельса берут 1,5 мм на метр, что дает 150 мм возвышения на 100 м смягчающей кривой.

В эту же категорию включим дороги, устроенные по методу Галлада, о котором мы говорили в конце второй части.

Переход профиля от одного элемента к другому представляет кривую в вертикальной плоскости с радиусом не меньше 2000 м.

В таких условиях, или близких к ним, имеется много больших линий, но надо сказать, что все они очень дорогого устройства.

2. К дорогам *второй категории* относятся те, у которых повторяющиеся неровности на стыках не превосходят 10 мм, и отдельные неровности — 20 мм, превышения одного рельса над другим не более 3 мм на 1 м длины.

Расстояние между двумя обратными кривыми не менее 100 м, распределенных таким образом: в середине этих 100 м — 40 м прямой вставки, по концам короткие смягчающие кривые от 20 до 30 м, превышения рельса не более 3 мм.

Эти смягчающие кривые представляют собою очень легкое изменение пути; как мы увидим дальше, их устраивают на месте без вычислений.

Такая трасса позволяет получить в кривой до 150 мм общего превышения рельса, но мы в своих вычислениях будем ограничиваться 75 мм.

Этот очень распространенный тип пути послужит нам базой для наших вычислений устойчивости подвижного состава при скоростях, не превышающих 120—130 км/час.

3. К *третьей категории* относятся дороги, у которых повторяющиеся неровности на стыках не превосходят 20 мм, а случайные — 30 мм с 5 мм превышения рельса, совсем без смягчающих кривых, с прямой вставкой между двумя обратными кривыми менее 100 м и с грубыми переходами профиля.

Неровности пути легко измеряются по методу Гюярда или еще проще по способу Губерти и Фламаша (см. примечание I).

Отнесение дороги к той или другой категории зависит от ее экономического значения. Было бы расточительным устраивать и содержать по первой категории путь на линии, которая по условиям эксплуатации не требует подобного пути.

При дальнейших расчетах мы принимаем, что всякий паровоз должен проходить с малой скоростью по кривой радиуса 200 м и даже 150 м на тракционных путях.

§ 194. Классификация локомотивов. По числу несущих и движущих осей локомотивы разделяются по классам, а именно: на American, Atlantic, 10-колесный, Pacific, сочлененные и т. д.

Эти классы подразделяются на подклассы по типу тележки, по расположению балансиров и пр.

Мы займемся сначала изучением устойчивости паровоза Pacific, затем сравнением с ним паровозов других типов.

§ 195. Ход вычислений; коэффициенты безопасности. Мы будем определять коэффициент безопасности против схода каждой из осей повозки на разных элементах пути, а именно:

- a) на прямой горизонтального пути,
- b) тоже — с возвышением рельса,
- c) на кривой постоянного радиуса и длинных смягчающих кривых,
- d) при входе в кривую и выходе с нее при короткой смягчающей кривой,
- e) на стрелках и переводах,
- f) на извилистом (неотрихтованном) пути.

Равным образом мы получим пределы скоростей и коэффициенты безопасности против опрокидывания локомотива и всякой другой единицы.

Чтобы вычислить коэффициент безопасности каждой оси на различных элементах пути, будем определять $\max F$ — бокового усилия колеса на рельс и $\min P$ — давления колеса — по формулам колебаний.

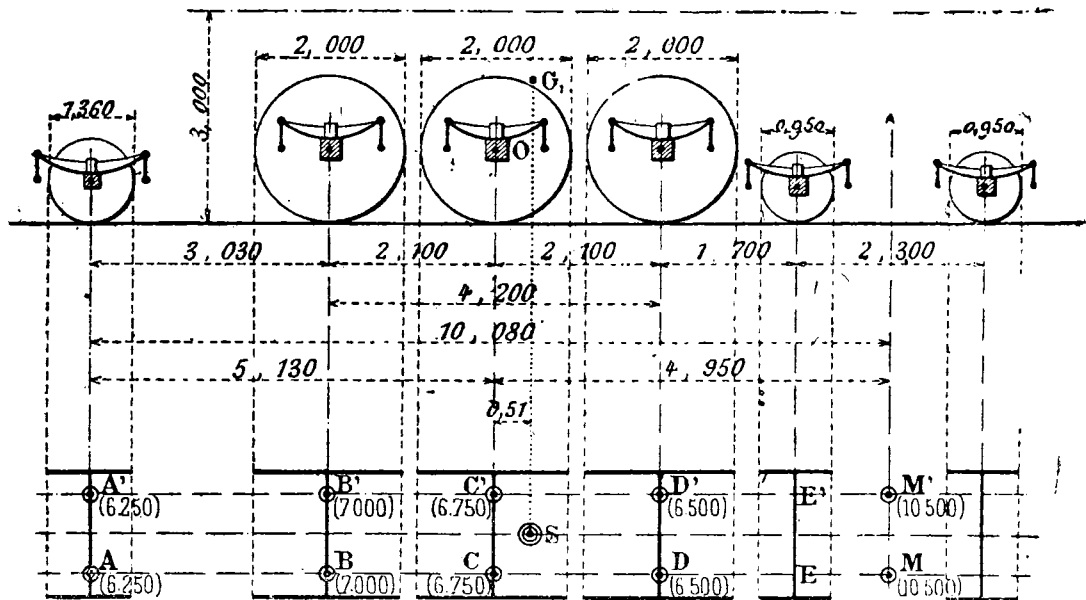
Наконец будем сравнивать отношение $\frac{F}{P}$, которое получится, с тем, которое должно быть по теории схода.

ГЛАВА III

Вычисление условий устойчивости локомотива Pacific, обращающегося на данном пути

§ 196. Данные о пути. Предполагаем, что путь относится ко второй категории (§ 193); это — обычное устройство наших больших линий.

§ 197. Данные о локомотиве. Предполагаем четырехцилиндровый, с кривошипами двух цилиндров с каждой стороны, повернутыми на 90° .



Фиг. 122.

Распределение давлений осей (фиг. 122)

О с и		Нагрузка на рельс кг	Вес неповешенной части кг	Вес повешенной части кг
Тележка	1-я ось	12 000	1 500	10 500
	2-я ось	12 000	1 500	10 500
Движущие оси	1-я ось В. Р. низкого давл.	18 000	5 000	13 000
	2-я ось Н. Р. высокого давл.	18 000	4 500	13 500
	3-я ось	18 000	4 000	14 000
Биссель		15 000	2 500	12 500
		93 000	19 000	74 000

Это — веса при полной нагрузке машины.

Нет надобности изучать устойчивость локомотивов в их порожнем состоянии, как то безусловно необходимо для тендеров, багажных и пассажирских вагонов.

Перечислим различные обозначения, которые входят в наши формулы.

Будем рассматривать машину при ее наибольшем возможном весе с центром тяжести, поднятым насколько позволяет французский габарит:

Предельная высота по габариту	4,250 м
Высота оси котла	3,000 "
h_2 — радиус движущих колес или высота неподвешенной части	1,000 "
k — высота центра колебаний боковой качки	1,100 "
n — высота центра тяжести S_1 подвешенной части над центром колебаний	0,900 "
$h_1 = k + n$ — высота центра тяжести подвешенной части от головки рельса	2,000 "
h_3 — высота центра тяжести от головки рельса	1,800 "
m — половина расстояний между центрами шеек при рессорах, расположенных между колесами	0,600 "
p — половина расстояния между рельсами	0,750 "
P — полный вес	93 т
P_1 — подвешенный вес	74 "
P_2 — неподвешенный вес	19 "

Такой локомотив может развить мощность до 2 000 л. с.

Предположим далее, что рама тележки весит 3 000 кг, а рама бисселя 2 000 кг, и что балансиры отсутствуют, если не считать того, что сама рама тележки играет роль продольного балансира.

Пусть тележка имеет боковые сферические опоры (см. § 36а и фиг. 17).

Груз, приходящийся на эту тележку, равен подвешенному грузу на ее две оси или 21 000 кг минус вес рамы — 3 000 кг, т. е. 18 000 кг.

Груз, приходящийся на биссель, будет соответственно: $12\,500 - 2\,000 = 10\,500$ кг.

Расстояние между осями тележки — 2 300 мм.

Биссель имеет боковые сферические опоры, как тележка.

Все рессоры без исключения имеют статический прогиб в 50 мм (далее мы увидим, что иногда лучше давать прогиб всего 40 мм для ведущих осей, от 70 до 100 для рессор тележки и бисселя).

Получаем следующую таблицу:

О с и		Нагрузка на рессору	Статический прогиб	Статический прогиб на тонну
Тележка	1-я ось	5 250	0,050	0,0094
	2-я ось	5 250	0,050	0,0094
Сцепные оси	1-я ось	6 500	0,050	0,0076
	2-я ось	6 750	0,050	0,0074
	3-я ось	7 000	0,050	0,0071
Биссель		6 250	0,050	0,0080

Напомним, что статический прогиб равен произведению относительного прогиба на тонну на нагрузку в тоннах.

Фиг. 122 дает диаграмму подвешивания, которая в свою очередь дает проекции колес и осей. Точки A, B, C, D и A', B', C', D' — проекции осей балансиров. Маленькие круги изображают центры упругости группы балансиров (см. § 123); на фиг. 122 эти точки обведены кругом, так как балансиры — нет: точки MM , обведенные кругом, изображают проекции центров боковых сферических опор тележки, которые в данном случае играют роль осей балансиров

и центра упругости балансира, который заменен самой тележкой. Наконец точка S , обведенная двумя кругами изображает проекцию нашего „центра колебаний“, или „центра упругости“ Герднера, положение которого легко определить по его теории (§ 123); его проекция совпадает с центром S_1 подвешенного веса, в том случае, когда статический прогиб всех рессор — один и тот же; она совпадает с проекцией центра тяжести нагрузок на различные рессоры.

Расчетом определено, что точка S отстоит на 0,510 м впереди второй сцепной оси.

Фиг. 122 bis дает вертикальный разрез рассматриваемого паровоза, который можно считать подвешенным в десяти точках.

§ 198. Определение поперечных перемещений тележки и бисселя. Для прохода кривой радиусом 200 м необходимо, чтобы боковое перемещение тележки удовлетворяло формуле (56) § 40:

$$f = \frac{l^2}{8r},$$

где l — хорда, равная двойному расстоянию оси тележки от проекции центра тяжести или 8,880 м и $r = 200$ м.

Находим:

$$f = 0,049 \text{ м.}$$

Таким же образом для бисселя находим:

$$f' = 0,080 \text{ м.}$$

§ 199. Определение боковых рессор тележки и бисселя. Мы видели, что груз, приходящийся на тележку, равен 18 000 кг. В трущихся частях, слегка смазанных, это вызывает силу трения около 1 800 кг.

В пружинах возвращающего прибора нужно иметь не менее 2 000 кг начального натяжения; его обычно берут в 3 000 кг.

Дальше мы увидим, что возвращающее усилие желательно иметь не такое большое, чтобы первая движущая колесная пара не подвергалась чрезмерным горизонтальным реакциям.

Соответственно биссель несет нагрузку в 10 500 кг, что дает силу трения в 1 050 кг. Для начального натяжения пружин возвращающего прибора берут обычно 1 800 кг.

В общем для начального натяжения возьмем как задание 5 000 кг для тележки и 3 000 — для бисселя.

§ 200. Устойчивость на прямом горизонтальном пути. Будем следовать методу § 195.

а) *Вертикальные колебания, вызываемые неровностями пути.* Для случая, когда повторяющиеся неровности до 0,01 м на стыках могут вызвать явление резонанса, мы имеем по формуле (14):

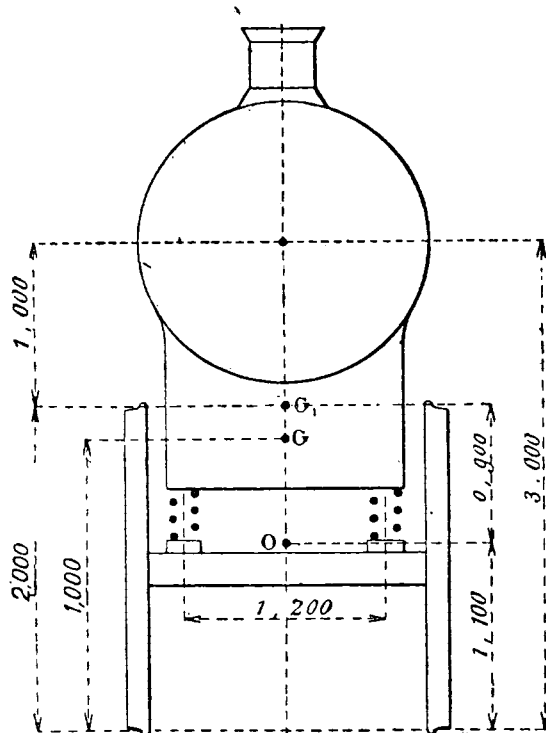
$$h < 4fa,$$

где: h — высота повторяющейся неровности, равная 0,01 м,

a — статический прогиб рессор — 0,05 м,

f — удельная сила трения рессор, которая по формуле (7) § 6:

$$f = 2\varphi(n-1)\frac{c}{l}$$



Фиг. 122 bis.

(n — число листов, c — их ширина, l — длина коренного листа между точками опоры, φ — коэффициент трения).

Этот коэффициент φ , равный 0,40 для рессор без смазки, в случае легкой смазки уменьшается до 0,20.

В среднем $\varphi = 0,063$.

Условие несовпадения колебаний $h < 4fa$ дает:

$$0,01 < 4 \cdot 0,063 \cdot 0,05$$

или

$$0,010 < 0,013 \text{ (приблизительно).}$$

Условие соблюдено; резонанса не получается.

Определим теперь, насколько должна измениться нагрузка рессор тележки в случае явления подпрыгивания, даже при критической скорости, когда получается совпадение продолжительности колебания со временем прохождения одного рельса.

По формуле (17 bis):

$$D \leq \frac{h}{a} + f.$$

Так как рама тележки играет роль продольного балансира между ее осями благодаря вращению рамы около боковых сферических опор, то по теории балансиров:

$$D \leq \frac{h}{2a} + f.$$

- По этой формуле:

$$D \leq \frac{0,01}{2 \cdot 0,05} + 0,063 = 0,163.$$

Таким образом благодаря тому, что условие совпадения колебаний соблюдено, даже в самом неблагоприятном случае периодического галопирования, относительная разгрузка тележечных рессор не превышает 17% от статической нагрузки.

Напротив, если это условие не соблюдено, относительная разгрузка бесконечно увеличивается при критической скорости.

Если путь имеет отдельные неровности высотой в 0,02 м, та же формула дает:

$$D \leq \frac{0,02}{2 \cdot 0,05} + 0,063 = 0,263.$$

b) *Относительная разгрузка тележки под влиянием движущей оси.* В § 97 мы изучали действие пары движущих сил, приложенных к подвешенной части, как-то: силы тяги, давления воздуха на лобовую часть локомотива и других сил, которые стремятся повернуть подвешенную часть около горизонтальной оси, проходящей через „центр колебаний локомотива“. Действия этих пар, благодаря большой длине локомотива, незначительны, относительная нагрузка рессор тележки, какая получается при этом для Pacific, не достигает 0,06.

c) *Колебания, обуславливаемые зазором между гребнями колес и рельсами.* Определим максимальное изменение нагрузки тележечных и других рессор, для чего определим максимальное боковое давление колес на рельсы.

Работа этого давления:

$$T = K \cdot P \cdot \varphi \cdot a \text{ [формула (105) § 80],}$$

где: p — полный вес машины, φ — коэффициент трения, a — зазор между гребнем колеса и рельсом.

Для φ возьмем значение 0,20, немного меньше, чем получается иногда при опытах, потому что трение в направлении действия соединяется здесь с трением в других направлениях, благодаря чему сопровождается скольжением, уменьшающим силу трения — по известному закону механики о mouvements louchoyants (движениях волнообразных), о которых мы говорили в теории схода с рельсов.

Что касается коэффициента K , то — это опытный коэффициент; он равен примерно 0,30 для длинных паровозов, но уже при скорости 120 км в час или около этого необходимо брать другие значения. Наблюдения показывают, что при 200 км в час коэффициент делается равным единице. К этому мы вернемся при изучении очень больших скоростей.

При $\varepsilon = 0,02$ м

$$T' = K \cdot P \cdot \varphi \cdot \varepsilon = 0,30 \cdot 93\,000 \cdot 0,20 \cdot 0,02 = 112 \text{ кг/м.}$$

По нашим наблюдениям с достаточной точностью можно принять, что при этом передняя часть локомотива или вагона выдерживает около $\frac{2}{3}$ бокового удара, а задняя — $\frac{1}{3}$ (см. § 78).

Таким образом в Pacific тележка воспринимает боковой удар, получающийся в результате работы трения $\frac{2}{3} \cdot 112$, т. е. 75 кг/м, а биссель — $\frac{1}{3} \cdot 112 = 37$ кг/м. В этих 75 кг/м однако имеется часть, обуславливаемая весом неподвешенной части, а именно — 3000 кг двух колесных пар тележки и 3000 кг рамы тележки, которая, хотя и подвешена, но лишена какой-либо гибкости в поперечном направлении.

Таким образом должно считаться с жестким ударом этих 6000 кг. По формуле $T' = K \cdot P \cdot \varphi \cdot \varepsilon$ эти 6000 кг дадут всего 7 кг/м, которые легко поглощаются упругостью пути и отчасти рамы и тележки.

В конечном результате остается поглотить при поперечном перемещении тележки работу:

$$75 - 7 = 68 \text{ кг/м.}$$

При отсутствии резонанса эта работа поглощается на нескольких миллиметрах поперечного перемещения тележки благодаря возвращающему прибору и его трению.

Но гибкость рессор возвращающего прибора тележки может вызвать явление резонанса; тогда результат получится другой.

Нагрузка на тележку равна весу подвешенной части или 21000 кг минус вес рамы тележки 3000 кг, т. е. равна 18000 кг.

Сила трения, равная $\frac{1}{10}$ нагрузки тележки при слабо смазанных поверхностях:

$$0,1 \cdot 18\,000 = 1\,800 \text{ кг.}$$

Если x — искомое полное поперечное перемещение (в результате резонанса), то:

$$x \cdot 1\,800 = 68 \text{ кг/м,}$$

или

$$x = 0,038 \text{ м.}$$

Но это полное перемещение от одной крайней точки колебания до другой. Перемещение же от среднего положения равно 0,019 м.

Таково максимальное поперечное перемещение тележки при наличии резонанса.

Теперь мы можем определить максимальное боковое давление колесных пар тележки на рельсы. При этом должно учесть сопротивление, оказываемое рессорой (пружиной) возвращающего прибора.

Прежде всего имеется ее начальное натяжение — 3000 кг.

К этому надо прибавить ее добавочное натяжение, обуславливаемое поперечным перемещением на 19 мм (см. выше).

Начальное натяжение — 3000 кг, к нему надо прибавить добавочное сопротивление, связанное с поперечным перемещением на 19 мм, так как при полном, располагаемом, перемещении в 55 мм добавочное сопротивление = 2000 кг. Добавочное натяжение от сжатия пружины на 19 мм определится таким образом:

$$\frac{2\,000}{55} \cdot 19 = 690 \text{ кг.}$$

Полное сопротивление пружины (рессоры) возвращающего прибора получается:

$$3\,000 + 690 = 3\,690 \text{ кг.}$$

Полное сопротивление тележки боковому перемещению:

от трения	1 800 кг
» пружины (рессоры).	3 690 »
Итого.	5 490 кг

d) *Совокупное действие колебаний.* На основании предыдущего максимальное боковое усилие одной колесной пары тележки на рельс равно:

$$\frac{5\,490}{2} = 2\,745 \text{ кг.}$$

С другой стороны, мы видели, что передняя часть машины может получить на рессорах тележки разгрузку, выражающуюся так:

от неровности пути	0,263
» влияния движущей силы	0,060
Итого	0,323

или:

статическая нагрузка на рессоры тележки 21 000 кг
статическая нагрузка на одну рессору $\frac{21\,000}{4}$. 5 250
разгрузка — $0,323 \cdot 5\,250$ 1 696 »
остаточная нагрузка $5\,250 - 1\,696$ 3 554 »
или, прибавляя $\frac{1}{2}$ веса колесной пары 750 кг	. 4 300 »

Таковая минимальная нагрузка Π одного колеса вместо 6 000 кг статической нагрузки колеса на рельс ($5\,250 + 750$).

Теперь можно вычислить отношение $\frac{F}{\Pi}$ максимального бокового усилия первой колесной пары тележки к минимальной нагрузке колеса на рельс:

$$A = \frac{F}{\Pi} = \frac{2\,745}{4\,300} = 0,638.$$

e) *Коэффициент безопасности против схода.* Нам остается сравнить величину A с величиной B равной отношению $\frac{F}{\Pi}$, которая по теории вызывает сход с рельса. Применяя формулу (172), получим:

$$B = \frac{F}{\Pi} = \frac{\text{tg } \beta - \varphi}{1 + \varphi \text{ tg } \beta} = \frac{\Pi'}{\Pi} \varphi'.$$

Вспомним, что в этой формуле β — угол с горизонталью общей касательной к гребню и головке рельса (фиг. 97), который для нормального гребня равен 70° ; $\varphi = 0,20$ — коэффициент трения гребня по рельсу; $\varphi = 0,20$ — коэффициент трения о рельс колеса противоположной стороны; Π и Π' — нагрузки колес рассматриваемого и другого той же оси в определенный данный момент.

В рассматриваемом случае, когда $\Pi = \Pi'$,

$$B = \frac{F}{\Pi} = 1,64 - 0,20 = 1,44.$$

Коэффициент безопасности против схода с рельса для первой колесной пары тележки

$$C = \frac{B}{A} = \frac{1,44}{0,638} = 2,24.$$

Коэффициент безопасности получился значительный, но надо иметь в виду что, во-первых, теория схода рассматривает вообще самые неблагоприятные

случаи, а во-вторых, в нашем случае мы допустили еще совпадение всех самых неблагоприятных случаев различных колебаний, что конечно случается очень редко.

§ 201. Устойчивость на прямой горизонтали с подъемом от возвышения. Представим себе, что локомотив находится на прямой горизонтали и притом на вставке перед кривой с возвышением рельса.

Применим формулу (91) § 67:

$$\Delta = \frac{1}{4} \cdot \frac{b}{a} \cdot i \cdot \frac{m^3}{p^3}$$

(Δ —относительное приращение нагрузки крайних осей, i —относительный) подъем одного рельса по отношению к другому или 0,003; b —расстояние шкворня тележки от шкворня бисселя или 10,08 м; a —статический прогиб рессор, m —половина расстояния между рессорами одной и той же оси и p —половина расстояния между осями рельсов. Эта формула дает:

$$\Delta = \frac{1}{4} \cdot \frac{10,08}{0,05} \cdot 0,003 \cdot \frac{0,60^3}{0,75^3} = 0,097,$$

или абсолютное приращение нагрузки:

$$0,097 (6\,000 - 750) = 509 \text{ кг.}$$

Таким образом колесо при максимальной разгрузке будет иметь минимальную нагрузку, равную только что вычисленной или 4 300 кг минус 509, т. е.:

$$П = 4\,300 - 509 = 3\,791 \text{ кг.}$$

Что касается $П'$, соответствующей нагрузке другого колеса той же оси в тот же момент, то:

$$П' = 4\,300 + 509 = 4\,809 \text{ кг.}$$

С другой стороны, боковая реакция колесной пары в этом случае равна полученной в предыдущем параграфе или:

$$F = 2\,745,$$

откуда

$$A = \frac{F}{П} = \frac{2\,745}{3\,791} = 0,722.$$

Перейдем к условию схода с рельса; отношение $\frac{F}{П}$, при котором происходит сход:

$$B = \frac{F}{П} = \frac{\text{tg } \beta - \varphi}{1 + \varphi \text{tg } \beta} = \frac{П'}{П} \cdot 0,20,$$

откуда

$$B = \frac{F}{П} = 1,64 - \frac{4\,809}{3\,791} \cdot 0,20 = 1,64 - 0,26 = 1,38.$$

и коэффициент безопасности

$$C = \frac{B}{A} = \frac{1,38}{0,72} = 1,92.$$

Этот коэффициент безопасности достаточен. Но не следует пускать эту машину по линиям, где подъем i выше 0,003. В таких случаях требуется более гибкая машина, чем Pacific.

Бесполезно получать коэффициент безопасности для других осей этой машины, так как, как мы увидим, они имеют меньше стремления к сходу.

§ 202. Условия опрокидывания и пределы скоростей. В главе III второй части мы обследовали условия опрокидывания локомотива вследствие повышения допускаемой скорости как на кривых постоянного радиуса, так при входе в кривую и при выходе с нее, принимая в расчет гибкость рессор.

В § 42 мы уже произвели это обследование применительно к локомотиву Pacific при следующих условиях.

Возвышение одного рельса над другим в кривой постоянного радиуса — 0,075 м; относительная разгрузка колес с внутренней стороны кривой Δ не превосходит 0,30, что дает коэффициент безопасности против опрокидывания:

$$\frac{1,00}{0,30} = 3,33.$$

Таблица § 45 дает при этих предположениях пределы скорости для различных радиусов кривой и для различных значений a — статического прогиба рессор.

Приведем здесь извлечение из этой таблицы для $a = 0,05$ м, что имеет место в нашем Pacific.

Радиусы кривых	Пределы скоростей км в час	Примечания
2 000	207	
1 800	196	
1 600	185	P —полный вес локомотива,
1 400	170	
1 200	160	Φ —его полная центробежная сила,
1 000	147	
800	131	S —его полная боковая реакция на внешний рельс кривой,
600	113	
500	104	β —угол подвешенной части по отношению к плоскости движущих осей,
400	93	
300	80	
200	65	δ —относительное приращение нагрузки рессор.
150	56	
Φ	0,168	
P		
S	0,118	
P		
$tq \beta$	0,017	
δ	0,212	

Как мы видели, для одного и того же значения Δ скорости таблицы должны быть пропорциональны корням квадратным из радиусов по формуле (65) (боковая качка на кривой); они должны быть также пропорциональны корням квадратным из радиусов по формуле (84) § 54 (виляния, вход на кривую). В конечном результате для всех радиусов и соответствующих скоростей центробежные силы Φ и боковые реакции S остаются одними и теми же для одного значения a .

Подчеркнуты в таблице скорости, которые для рассматриваемого типа Pacific являются одновременно теоретическими и практическими, остальные же нельзя рассматривать как реальные по следующим причинам:

1) Скорости выше 131 км в час не подлежат рассмотрению для существующих паровых локомотивов по следующим причинам: им недостает мощности, пути недостаточно прочны, особенно по сравнению с инерционными реакциями неподвешенной части; наконец согласно § 80, мы ввели в формулу колебания виляния (в зависимости от зазора между гребнями колес в пути) коэффициент 0,30, в каковом значении его мы уверены только для скоростей до

120 км в час или немного более, но не дальше 130 км в час, и то путем экстерполяции.

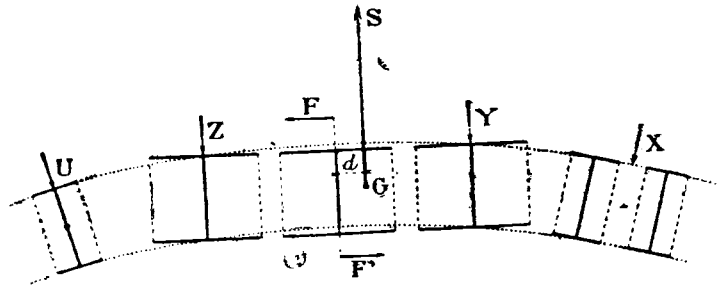
Мы увидим немного дальше, что для электрической автотрисы с двух осей безусловно можно допустить скорости в 200 км в час, даже без контррельсов; это будет доказано без экстерполяции при коэффициенте $K = 1$.

2) В приведенной таблице скорости для радиусов 400 м и меньше вообще на практике выше, по соображениям, которые перечислены в главе III второй части (§ 45); главное из них заключается в том, что на линиях с малыми радиусами локомотивы тянут короткие вагоны, для которых скорости должны быть пропорциональны не корням квадратным из скоростей, а скорее просто из радиусов, по формуле (85), дающей боковое давление, испытываемое коротким вагоном при входе на кривую без смягчающей вставки.

В результате практические скорости должны быть, по крайней мере пока, ограничены следующими значениями, которые получены из условия, что скорости просто пропорциональны радиусам (когда последние меньше 500 м).

Радиусы кривых в м	Предельные скорости в км/час	Примечания
800	131	Значения $\frac{\Phi}{P}$, $\frac{S}{P}$, $\text{tg } \beta$ и δ равны значениям предыдущей таблицы для радиусов от 800 до 500 м
600	113	
500	104	
400	83	
300	62	
200	42	
150	31	

Конечно эти скорости могут быть увеличены и могут приблизиться к теоретическим скоростям предыдущей таблицы по мере улучшения подвижного состава и при наличии смягчающих вставок на кривых.



Фиг. 123.

§ 203. Устойчивость на кривой постоянного радиуса. а) Распределение боковых усилий. Мы узнали полное боковое давление S . Оно равно при $\frac{S}{P} = 0,118$ от веса 93 000—10 974 кг.

Прежде чем вычислить коэффициент безопасности против схода с рельсов для каждой из колесных пар, следует определить, как полное давление S распределяется между отдельными колесными парами (фиг. 123).

Прежде всего гребень второй движущей оси не касается рельса; пусть X , Y , Z , U боковые давления соответственно — тележки, первой колесной пары, третьей и бисселя. Проекция общего центра тяжести G локомотива по нагрузкам колес на рельсы отстоит на 0,45 м впереди второй движущей оси (не смешивать с проекцией центра тяжести подвешенной части).

Теперь легко вычислить X и U , если мы предположим, что у первой и третьей движущих осей гребни прикасаются к рельсам; эта предпосылка оправ-

дывается, если величина Z не отрицательна. Применяя формулу (56) для тележки, как для бисселя, мы находим, что для радиуса 800 м боковое перемещение тележки равно 12 мм, сопротивление возвращающей пружины равно 3410 кг. Для бисселя соответственно — 20 мм и 2166 кг.

Для вычисления Y и Z достаточно применить обычные уравнения статики: сумма сил $X, Y, Z, U = S$, сумма моментов около $G = 0$.

В числе моментов прежде всего моменты сил X, Y, Z, U ; но этого мало: является еще момент в результате того, что для движущих осей коничность бандажей недостаточна, когда радиус кривой меньше 1000 м. Это следует из формулы (87) § 65:

$$R > \frac{rc}{ji}.$$

При общем сцепном весе 54 000 кг следует, что при коэффициенте трения 0,2 мм имеем момент:

$$27\,000 \cdot 0,20 \cdot 1,50 = 5\,400 \text{ кг} \cdot 1,50 \text{ м}$$

(1,50 — ширина пути между осями рельсов).

Этот момент надо прибавить к моментам сил X, Y, Z, U , так как он увеличивает боковое давление тележки на рельс.

В результате вычислений получим:

$$\left. \begin{array}{l} X = 3\,410 \text{ кг} \\ Y = 4\,438 \text{ } \gg \\ Z = 960 \text{ } \gg \\ U = 2\,166 \text{ } \gg \end{array} \right\} \Sigma = 10\,974 \text{ кг}$$

б) Сход с рельса первой оси тележки. Боковое давление X всей тележки равно 3410, кг боковое давление первой колесной пары тележки $F = \frac{3410}{2} = 1705$ кг, при условии однако, что по формуле (87) коничность бандажей колес тележки достаточна и по радиусу кривой и по диаметру колес.

Это условие имеет место для кривых с радиусом больше 400 мм. В этих предположениях и будем вести дальнейшие рассуждения.

Относительная разгрузка рессор в зависимости от неровностей та же, что и для прямого горизонтального пути:

от неровностей	0,263
от движущей силы	0,060
Итого.		0,323

По § 200 нагрузка обоих колес одной оси остается 4300 кг. Нагрузка на колесо, стоящее на внешнем рельсе кривой:

$$4\,300 \cdot 1,30 = 5\,590 \text{ кг}.$$

Отношение:

$$A = \frac{F}{\Pi} = \frac{1\,705}{5\,590} = 0,304.$$

Формула схода дает:

$$B = \frac{F}{\Pi} = \frac{\text{tg } \beta - \varphi}{1 + \varphi \text{tg } \beta} - \frac{\Pi'}{\Pi} \varphi' = 1,64 - \frac{\Pi'}{\Pi} \cdot 0,20;$$

$$\frac{\Pi'}{\Pi} = \frac{1 - 0,30}{1 + 0,30}, \text{ где } \Delta = 0,30.$$

Возвышение наружного рельса недостаточно для того, чтобы центробежная сила могла преодолеть сумму нагрузок на оба колеса оси.

Окончательно формула схода дает:

$$B = \frac{F}{\Pi} = 1,64 - \frac{0,70}{1,30} \cdot 0,20 = 1,53.$$

Коэффициент безопасности против схода

$$C = \frac{B}{A} = \frac{1,53}{0,304} \approx 5.$$

Перейдем к случаю, когда радиус кривой меньше 400 м. В таком случае тележка подвергается действию горизонтальной пары, вызываемой тем, что коничность бандажей делается недостаточной (§ 65); при нагрузке тележки на рельс в 24 000 кг эта пара равна:

$$12\,000 \cdot 0,20 \cdot 1,50 = 2\,400 \text{ кг} \cdot 1,50 \text{ м}$$

(0,20 — коэффициент трения; 1,50 — расстояние между осями рельсов).

При расстоянии между осями тележки 2 300 мм получается добавочное боковое давление первой колесной пары тележки:

$$\frac{2\,400 \cdot 1,50}{2,30} = 1\,560 \text{ кг.}$$

Полное боковое усилие F этой колесной пары:

$$1\,705 + 1\,560 = 3\,265 \text{ кг,}$$

откуда:

$$A = \frac{F}{H} = \frac{3\,265}{5\,990} = 0,58$$

и коэффициент безопасности против схода

$$C = \frac{B}{A} = \frac{1,53}{0,58} = 2,63.$$

Только сравнение коэффициентов 5 и 2,63 дает основание рекомендовать увеличение коничности бандажей колес тележек.

с) *Сход с рельса первой движущей колесной пары.* Нагрузка на первую движущую ось — 13 000 кг; ее собственный вес 5 000 кг. Легко сделать необходимые вычисления для Pacific по фиг. 122 (машина подвешена в 10 точках); в огромном большинстве случаев движущие оси снабжаются балансиром, как то показано на фиг. 126 (машина подвешена в 6 точках). Вычисления произведем для этого последнего случая.

Предположим, по предыдущему, что изолированное препятствие будет высотой 20 мм; относительное изменение нагрузки рессор по формуле (17 bis) — без балансиров:

$$D \leq \frac{h}{a} + f,$$

которая для случая с балансиром:

$$D \leq \frac{h}{3a} + f = \frac{0,02}{3 \cdot 0,05} + 0,063 = 0,196.$$

Разгрузка при прохождении через препятствие определится:

$$13\,000 \cdot 0,196 = 2\,550 \text{ кг}$$

Остаточная нагрузка таким образом определяется:

$$13\,000 - 2\,550 = 10\,450 \text{ кг.}$$

Прибавляя собственный вес колесной пары в 5 000 кг, получим 15 450 кг

или для одного колеса — $\frac{15\,450}{2} = 7\,725 \text{ кг.}$

Нужно еще прибавить 30%, так как для кривой мы приняли $\Delta = 0,30$. Окончательно таким образом:

$$H = 7\,725 \cdot 1,30 = 10\,237 \text{ кг.}$$

С другой стороны, раньше для этой колесной пары боковое давление мы определили в 4438 кг. Таким образом имеем:

$$A = \frac{F}{\Pi} = \frac{4438}{10237} = 0,432.$$

Формула схода дает:

$$B = 1,64 - \frac{0,70}{1,30} \cdot 0,20 = 1,53.$$

Коэффициент безопасности против схода:

$$C = \frac{B}{A} = \frac{1,530}{0,432} = 3,54.$$

Если начальное натяжение пружин возвращающего прибора тележки будет менее сильное, коэффициент безопасности для первой движущей оси будет иметь гораздо меньшую величину.

Отсюда вывод, что лучше так конструировать, чтобы боковое давление передавалось больше на тележку, чем на первую движущую колесную пару. Последняя, будучи коленчатой, естественно является более ломкой и притом воспринимает боковое давление на меньшем плече.

Во всяком случае полезно давать сильное первоначальное натяжение пружине возвращающего прибора.

d) Сход других колесных пар. Для схода с рельсов до сих пор мы применяли формулу (172), которая приложима к колесу, набегавшему на рельс с положительным углом; в теории схода мы видели, что при отрицательном угле набегания колесо другой стороны оси благодаря боковому давлению своим трением заставляет колесную пару удалиться от рельса, на который она опирается.

Для этого случая мы имеем по формуле (174):

$$\frac{F}{\Pi} = \frac{\text{tg } \beta - \varphi}{1 + \varphi' \text{tg } \beta} + \frac{\Pi'}{\Pi} \varphi'.$$

Второй член здесь имеет знак (+) вместо знака (—). Эта формула приложима для второй колесной пары тележки, для третьей движущей и для бисселя, если последний устроен так, что угол набегания для него отрицательный. В противном случае следует применять формулу (172).

§ 204. Утонение гребней бандажей. Мы видели, что вторая движущая колесная пара на кривой своим гребнем обычно не касается рельса. Давление, приходящееся на нее, фактически распределяется на другие колесные пары, особенно на первую движущую колесную пару. Это тем более неудобно, что ее гребень имеет положительный угол набегания на рельс и сама она коленчатая, что благоприятствует поломкам. Чтобы ослабить это неудобство, гребни первой движущей колесной пары утоняют на 3—4 мм и более, иногда то же делают, но в меньшей мере, и у второй.



Фиг. 124.

Фиг. 124 показывает как производится утонение.

Для данной кривой можно добиться одновременного бокового соприкосновения с рельсом у всех трех движущих колесных пар. При этом, как мы увидим дальше, передняя часть машины в кривой заносится в сторону наружного рельса. Боковое перемещение тележки увеличивается, а бисселя уменьшается. В результате боковое давление тележки увеличивается, потому что значительно уменьшается давление первой колесной пары.

В конечном результате коэффициент безопасности против схода колесных пар тележки уменьшается, но очень незначительно, зато коэффициент безопасности первой движущей оси сильно увеличивается, что очень важно.

Ясно, что утонение гребней не представляет неудобства только для кривой данного радиуса. В сущности говоря, в распределении давлений большую роль играет упругость и пути и рам локомотива в поперечном направлении. Хорошее решение получается, когда всем трем движущим осям можно придать

определенную упругость. Этого достигли в Америке на электровозах; но трудно этого достигнуть на паровозах, так как для этого требуется применение сферических дышловых подшипников и других сложных устройств.

Как бы то ни было, можно с уверенностью сказать, что утонять гребни практически полезно.

§ 205. Устойчивость на смягчающих кривых. Изучение давления смягчения.

а) *Применение формул.* Мы видели (§ 54), что для данного тележного вагона на смягчающей вставке кривой, при входе на нее получается на рельс боковая реакция F от передней тележки, которая вызывает два действия: вращение вагона около вертикальной оси, проходящей через центр тяжести, и вместе с тем боковое смещение центра тяжести.

Работа, которая при этом получается, дается формулой (79)

$$\Theta_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{P}{g} v^2 \left(\frac{\varrho^2}{r^2} + \frac{c^2}{r^2} \right)$$

где:

P — полный вес вагона,

v — скорость,

r — радиус кривой,

ϱ — радиус инерции около вертикальной оси, проходящей через центр тяжести,

c — расстояние оси задней тележки от проекции центра тяжести.

Боковое давление F , которое возрастает от начала смягчающей вставки по мере продвижения вперед, достигает своего максимума, когда паровоз весь размещается на кривой и определяется по формуле (84):

$$F = \frac{P}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \left(\frac{\varrho^2}{b^2} + \frac{c^2}{b^2} \right) \cdot \frac{b}{b + \frac{l}{2}}$$

(b — расстояние между шкворнями обеих тележек и l — длина смягчающей вставки кривой).

Боковое смещение шкворня тележки дается формулой:

$$f = \frac{b^2}{2r}.$$

Установив это, вернемся к нашему Pacific. Вообразим, что первая и вторая колесные пары не имеют гребней; это — близко к действительности благодаря утонению бандажей. Представим себе также, что эти колесные пары не имеют трения между бандажами и рельсами — предположение заведомо *неблагоприятное*.

В этих условиях Pacific можно уподобить описанному выше вагону с двумя тележками, если b приравнять расстоянию от третьей оси до шкворня тележки.

Определим F и f для Pacific по вышеприведенным формулам для кривой с радиусом 800 м и соответствующей скорости 131 км в час (таблица § 202):

$$F = \frac{P}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \left(\frac{\varrho^2}{b^2} + \frac{c^2}{b^2} \right) \cdot \frac{b}{b + \frac{l}{2}}$$

Заметим, что $\left(\frac{P}{g} \cdot \frac{v^2}{r^2} \right)$ — центробежная сила на полной кривой или $93\,000 \cdot 0,168$ (по таблице) или 15 800 кг.

Если $\varrho = 4$ м, $b = 7,05$ м, $c = 2,55$ м, $l = 25$ м,

то:

$$F = 15\,800 \frac{4^2 + (2,55)^2}{(7,05)^2} \cdot \frac{7,05}{7,05 + 12,50} = 2\,570 \text{ кг.}$$

С другой стороны:

$$f = \frac{b^2}{2r} = \frac{50}{1\,600} = 0,031 \text{ м.}$$

Таким образом при длине смягчающей вставки кривой всего в 25 м получается смещение в 0,031 м при самом входе на кривую и боковое давление на путь всего 2570 кг.

Заметим теперь, что в случае полной кривой мы не приняли в расчет сопротивление тележки в виде силы трения при боковом ее перемещении ($18000 \cdot 0,1 = 1800$ кг), так как оно затем уничтожается благодаря колебаниям.

В данном случае на смягчающей кривой, наоборот, сопротивление тележки нужно принять, так как F возрастает от нуля до своего максимума очень быстро. Ясно, что момент этой силы трения 1800 кг по отношению к центру третьей движущей оси будет больше момента силы F , равной 2570 кг.

Стало быть, на смягчающей кривой и при входе на кривую машина будет в положении, как если бы она находилась на кривой постоянного радиуса.

Иначе говоря, первая движущая ось не будет иметь большего бокового давления, чем на кривой постоянного радиуса; тележка, напротив, будет испытывать более сильное боковое давление; дальше мы примем это в расчет.

Мы увидим также, что такой результат получился только благодаря предположению, что пружины возвращающего прибора имеют сильное начальное натяжение в 3000 кг. Если натяжение допустить меньше, первая движущая ось будет испытывать большее боковое давление.

Мы взяли случай короткой смягчающей кривой всего в 25 м. Если взять длину в 50 м, та же формула даст для максимума:

$$F = 1550 \text{ кг.}$$

Между двумя обратными кривыми, при отсутствии смягчающих вставок, по правилам полагается делать прямую вставку в 100 м. На такой длине можно устроить две смягчающие вставки по 50 м. Эта длина дает возможность при 3‰ подъемах, допустимых для Pacific, выполнить общее возвышение одного рельса над другим в 75 мм для каждой вставки.

Для весьма больших скоростей, свыше 120—131 км в час, между двумя обратными кривыми надлежит иметь расстояние больше, чем 100 м; только тогда возможно будет бороться с боковой качкой.

Можно видеть, как в формулах важно связать воедино элементы пути с элементами подвижного состава.

в) Сход с рельса первой оси тележки. Возьмем теперь случай с радиусами больше 400 м, для которых коничность бандажей колес тележек достаточна.

Предположим, что машина расположилась к концу смягчающей кривой. Выше мы нашли для постоянного радиуса (§ 203) для первой оси тележки:

$$F = 1705 \text{ кг,} \quad P = 5590 \text{ кг.}$$

Посмотрим, как эти величины изменятся для нашего случая.

Мы видели, что боковое давление тележки, необходимое для осуществления вращения локомотива около вертикальной оси, при наличии смягчающей кривой равно 2570 кг.

Мы видели также, что в данном случае необходимо учесть трение от бокового перемещения тележки. Это трение равно $\frac{1}{10}$ нагрузки в 18000 кг на тележку или 1800 кг.

Стало быть, для одного и того же бокового перемещения боковое давление тележки на 1800 кг больше, чем то можно наблюдать на полной кривой.

Этого дополнения 1800 кг недостаточно, чтобы получить упомянутое выше вращение локомотива; для этого необходимо давление 2570 кг. Разница $2570 - 1800 = 770$ кг несколько увеличивает то боковое перемещение тележки, какое получается при полной кривой.

Для одной первой колесной пары тележки это дает $\frac{770}{2}$ или 385 кг добавочного бокового усилия.

Таким образом эта первая колесная пара тележки окажет на рельс боковое давление P , составленное из:

бокового давления при полной кривой . . .	1 705 кг
половины трения при боковом перемещении . . .	900 „
добавочного давления	385 „
всего	2 900 кг.

Что касается величины Π , или минимума нагрузки первой оси тележки, то она остается равной 5 590 кг, как при полной кривой постоянного радиуса.

Так что

$$A = \frac{F}{\Pi} = \frac{2\,930}{5\,590} = 0,535,$$

$$B = 1,53, \text{ как для кривой постоянного радиуса,}$$

$$C = \frac{B}{A} = \frac{1,53}{0,535} = 2,86.$$

Таков коэффициент безопасности для первой оси тележки против схода с рельса, если радиус кривой больше 400 м.

Перейдем теперь к случаю, когда радиусы меньше 400 м. Выше (§ 203) мы нашли, что для случая постоянного радиуса нужно прибавить 1 560 кг к боковому давлению первой оси тележки, чтобы предусмотреть недостаточную коничность бандажей колес тележки.

Так что, по предыдущему:

$$F = 2\,990 + 1\,560 = 4\,550 \text{ кг,}$$

$$A = \frac{F}{\Pi} = \frac{4\,550}{5\,590} = 0,81,$$

$$B = 1,53,$$

$$C = \frac{1,53}{0,81} = 1,88.$$

Таков коэффициент безопасности для первой колесной пары тележки против схода с рельсов, если радиус меньше 400 м.

с) *Сход с рельсов других колесных пар.* Для рассматриваемого локомотива коэффициент безопасности против схода первой движущей оси почти тот же, что при полной кривой. Он уменьшается с уменьшением начального натяжения пружин возвращающего прибора тележки.

Другие оси, как мы видели, могут быть причиной схода в меньшей степени.

d) *Коэффициент безопасности против опрокидывания.* В основу своих вычислений мы взяли пределы скорости так, чтобы $A = 0,30$; это дает коэффициент безопасности 3,33 против опрокидывания при полной кривой.

На смягчающей кривой в 25 м добавочное боковое давление, как мы видели, не превосходит 2 550 кг для всего комплекта осей, тогда как боковое давление на кривой постоянного радиуса — 10 974 кг.

Уменьшение

$$\frac{2\,550}{10\,974} \cdot 100 = 23\%.$$

В результате коэффициент безопасности против опрокидывания уменьшается до

$$3,33 \cdot \frac{100 - 24}{100} = 2,23.$$

§ 206. Устойчивость при полном отсутствии смягчающих кривых. Применение смягчающих кривых распространяется все более и более. Редко можно видеть, чтобы на кривой не было смягчающей вставки, хотя бы короткой. Но изучение условий устойчивости при полном отсутствии смягчающих кривых представляет большой теоретический интерес. Мы изучали (§ 43) колебания боковой качки „двойной амплитуды“, которая получается от мгновенного при-

менения полной центробежной силы; формула (66) дает относительное приращение Δ нагрузки колес на рельс; она дает величину около 0,60 вместо 0,30, которую мы допустили для полной кривой; коэффициент безопасности против опрокидывания в данном случае будет $\frac{1}{0,60} = 1,66$ — только. К большому счастью,

трение рессор, а в особенности заклинивание букс в их направляющих, значительно ограничивают амплитуду этого тяжелого колебания (боковой качки).

А каково полное давление S при боковой качке, при входе на кривую?

В случае кривой постоянного радиуса получим S из такого уравнения:

$$\frac{S}{P} = \frac{\Phi}{P} - \sin \alpha$$

(Φ — полная центробежная сила машины).

При смягчающей кривой получается приблизительно та же величина.

При полном отсутствии смягчения S получается по формуле (67); она значительно больше предыдущей.

С другой стороны, формула (84) § 54 дает величину F достаточно большую при $l = 0$ (отсутствие смягчающей вставки). Для тележки мы получим боковую реакцию рельса большую, чем может выдержать пружина возвращающего прибора; в таком случае первая движущая ось подвергнется действию избытка бокового давления и даже при стечении неблагоприятных обстоятельств опасности схода.

По счастью, на практике это неудобство не такое большое. В самом деле, в момент, когда первая движущая ось подвергается такому сильному боковому давлению, от боковой качки получается вращение подвешенной части паровоза около продольной оси, проходящей через его центр колебаний, так же, как в случае виляния, благодаря зазорам между гребнями бандажей и рельсов. Иначе говоря, первая движущая ось воспринимает только часть удара, другая часть поглощается подвесными рессорами и их трением. Из теоремы об ударе вытекает, что положение будет тем лучше, чем выше поднят центр тяжести подвешенной части.

Все изложенное доказывает большое значение смягчающих кривых, не только длинных, но и коротких.

Вычислить коэффициент безопасности против схода с рельсов в этом случае, вследствие сложности вопроса, почти невозможно. Сравнительно просто получить его опытным путем (см. § 292).

§ 207. Колебание в виде боковой качки при резком изменении подъема рельса. Равно как следует избегать резкого перехода с горизонтальной прямой на кривую, точно так же надо избегать резких изменений уклона i на смягчающей кривой или наклона одного рельса по отношению к другому. В § 67 мы рассматривали явление боковой качки, которое при этом получается.

Если мы назовем через x получающийся прогиб рессор, $\frac{x}{a}$ будет определяться по формуле (93):

$$\frac{x}{a} = \frac{vi}{2p} \sqrt{\frac{u^2 + h_3^2}{ag}}$$

u — радиус инерции (giration) локомотива около горизонтальной оси, проходящей через общий центр тяжести; h — высота этого центра тяжести; остальные обозначения — прежние).

Если предположить $a = 0,05$ мм, $i = 3\text{‰}$ и $v = 131$ км в час или 36,4 м в сек., $u = 0,75$, $p = 0,75$ и $h_3 = 1,80$ м будем иметь:

$$\frac{x}{a} = \frac{36,4 \cdot 0,003}{2 \cdot 0,75} \sqrt{\frac{(0,75)^2 + (1,80)^2}{0,05 \cdot 9,81}} = 0,187.$$

Относительное изменение давления колес на рельсы определяется по формуле (94):

$$\Delta = \frac{m}{p} \frac{x}{a} = \frac{0,60}{0,75} \cdot 0,187 = 0,149.$$

Словом, колебание в виде боковой качки меняет нагрузку рессор примерно на 19% и нагрузку колес на рельс на 15%. С внутренней стороны кривой получится перегруз, а с наружной — разгрузка.

Продолжительность этого колебания по формуле (73) определяется в одну секунду.

На первый взгляд это колебание кажется полезным, так как оно уменьшает изменение нагрузки внутренней стороны, связанное с центробежной силой. Но это небольшое преимущество имеет большое неудобство: с уменьшением нагрузки внешней стороны уменьшается значение Π в формуле схода. В конечном результате небольшое увеличение коэффициента безопасности против опрокидывания не является ценным, потому что наш Pacific при рассматриваемых скоростях вообще не может опрокидываться. Хуже, что уменьшается коэффициент безопасности против схода с рельсов.

С увеличением i сверх 3‰ это неудобство сильно возрастает.

В конце-концов мы советуем смягчать уклон возвышения рельса или применением кривых инж. Галлад или уменьшением i .

§ 208. Колебание, связанное с резким изменением профиля пути. Когда площадка сразу переходит на подъем, получается разгрузка рессор, которая уменьшает коэффициент безопасности против схода. Относительное изменение нагрузки дается формулой (54):

$$\frac{x}{a} = \frac{vj}{\sqrt{ag}};$$

при $j = 0,01$, $v = 36,40$ м/сек.

$$\frac{x}{a} = \frac{36,4 \cdot 0,01}{0,05 \cdot 9,81} = 0,52.$$

Относительное изменение нагрузки колес на рельсы так же равно 0,52. В таком случае полезно иметь большой статический прогиб рессор.

Как бы то ни было, разгрузку в 52% надо признать чрезмерной. На практике в переломах профиля применяют вставки вертикальных смягчающих кривых радиусом не меньше 2000 м; они оказывают хорошее действие.

§ 209. Извилистый путь. Бывают случаи, когда вопреки правилам кривая постоянного радиуса переходит в обратную кривую также постоянного радиуса без горизонтальной прямой вставки и без смягчающих вставок.

Явление боковой качки, которое при этом получается, мы уже рассматривали (§ 49).

При одинаковых радиусах обеих кривых первое колебание „двойной амплитуды“ переходит в колебание „четверной амплитуды“ в том случае, если имеется синхронизм между продолжительностью этих колебаний и временем перехода от одной кривой к другой.

Продолжительность колебания боковой качки около продольной оси, проходящей через „центр колебаний“, получается из формулы (73) § 46.

При данных Pacific по этой формуле для полного колебания

$$2t = 1,17 \text{ сек.}$$

С другой стороны, если нет возвышения рельса в этой точке, боковая реакция равна двойной центробежной силе в конце первого колебания и четверной в конце второго.

По счастью, трения в значительной мере поглощают действие этой реакции, тем более что в таких условиях имеет место не чистый резонанс, а большей частью псевдо-резонанс, менее тяжелый по последствиям.

Можно представить себе путь, ставший по какой-либо причине извилистым, так сказать, синусоидальным. Это получается в результате прохода машин, имеющих сильное влияние, или когда малы зазоры между рельсами, вследствие температуры.

Как бы то ни было, машина, проходя по такому пути, еще более расстраивает его. Колебание боковой качки и реакции при этом могут быстро получить чрезмерные значения и даже быть причинами схода.

§ 210. Действие тормозов. Действие тормозов мы рассматривали (§ 99) и вывели формулы (128—131). Последние показывают, что при длинных единицах, как Pacific, действие тормозов несколько путает распределение нагрузок на рессоры.

При резком действии тормозов увеличивается нагрузка на перед повозки. Наши формулы показывают, что следует также избегать резкого оттор-маживания.

Всем известно также, как вредно для всего поезда, если действие его тормозов не распространяется мгновенно по всей длине.

§ 211. Боковое давление при тяге по кривой. Боковое давление при тяге по кривой мы определили [§ 66 формула (89)]. Формула показывает, что при больших радиусах оно незначительно.

С этим явлением надо считаться на линиях местного значения, а также на главных линиях при длинных поездах и больших значениях силы тяги.

§ 212. Действие инерции неподвешенной части. В четвертой части (главе II) были рассмотрены вертикальные и горизонтальные действия на путь сил инерции. Применим выводы Pacific.

а) Вертикальные силы инерции. Для этого случая имеют значение одни движущие колесные пары. Формула (132) дает для максимального ускорения при колебании неподвешенной части

$$\gamma_1 = 2\pi^2 h \frac{v^2}{l^2},$$

где h — высота неровности, v — скорость поезда, l — длина рельса; неровность представляют сами стыки.

При $v = 131$ км/час или 36,40 м/сек, $l = 15$ м, $h = 0,01$ м;

$$\gamma_1 = 2 \cdot 3,14^2 \cdot 0,01 \cdot \frac{36,4^2}{15^2} = 1,20;$$

отсюда

$$\frac{\gamma_1}{g} = \frac{1,20}{9,81} = 0,12.$$

Таким образом сила инерции составляет 12% от веса движущей колесной пары. Настолько же разгружается ведущая колесная пара, благодаря чему получается небольшое уменьшение коэффициента безопасности против схода с рельсов первой движущей оси.

Для отдельной неровности высотой в 0,02 м найдем 0,24 вместо 0,12, что уже ощутительно.

Если движущая колесная пара весит 5 000 кг, разгрузка выразится в $0,24 \cdot 5 000 = 1 200$ кг или по 600 кг на каждое колесо.

По отношению к полной нагрузке 18 000 кг оси на рельс это составляет всего $\frac{1 200}{18 000} \cdot 100 = 6,6\%$.

Но при скорости 150 км/час относительное влияние силы инерции гораздо больше. Повышать скорость дальше на обыкновенном пути, без применения для колесных пар более легкого металла, но такого же прочного, как сталь, нецелесообразно.

Это очень важный вывод для суждения о повышении скорости поездов (см. ниже § 268—272).

Формула (131) предполагает, что путь представляет собою синусоиду; она почти справедлива для момента, когда неподвешенная часть находится в верхнем положении своего колебания, когда имеет место разгрузка, которая ухудшает коэффициент безопасности колесной пары против схода с рельсов. Но она не точна, когда стыки рельсов имеют форму, описанную Гюардом (см. приложение 1). В этом случае значение $\frac{\gamma_1}{g}$ значительно больше.

В § 292 мы покажем, как легко вычислить γ_1 ; но там получается перегруз на путь, который сначала расстраивает путь, затем, если последний абсолютно жесткий, вызывает резкий нажим колеса и, как следствие, излом рельса. Если в этот момент проявляется еще сильное боковое давление колеса на рельс, угол β гребня с рельсом делается незначительным и появится опасность схода.

На самом деле схода все-таки не получается благодаря упругости пути: рельсы под нажимом колеса сгибаются, так что угол β не меняется.

Отсюда вывод, что эластичность пути—вещь необходимая, не следует только иметь гибкие стыки.

Мы увидим дальше, что именно по этой причине для очень больших скоростей предпочитают электровозы делать с моторами на раме или с небольшими колесами.

Иное мы увидим на примере дороги Чикаго—Мильвоки.

b) Горизонтальные силы инерции. Та же самая формула (132) применяется и к случаю горизонтальных сил инерции со следующими двумя оговорками: здесь h —стрелка синусоидального пути; затем здесь рассматривают вес не одного колеса, но целой колесной пары.

Таким образом находят силу инерции в 2 400 кг для отдельного возвышения в 0,02 м.

Для случая схода с рельсов первой движущей оси мы нашли $F = 4\,439$ кг. Для нашего случая будет:

$$F = 4\,439 + 2\,400 = 6\,839 \text{ кг.}$$

Это значительно уменьшает коэффициент безопасности против схода первой движущей оси при скорости 131 км/час.

Закключаем, что путь не должен иметь неровностей высотой больше 2 см на каждом стыке рельса. На практике этого и не бывает.

Если длина l воображаемой синусоиды больше например 20—30 м, формула (132) показывает, что опасность уменьшается обратно пропорционально квадрату этой длины.

Но, повторяем, пути, ставшие случайно извилистыми, всегда представляют большие опасности благодаря тому, что каждый проходящий поезд увеличивает эту извилистость.

Для тележек, колеса которых значительно легче, вес рамы, не имеющей никакой боковой гибкости, должно рассматривать как неподвешенную часть.

Полный вес неподвешенной части тележки в данном случае примерно в два раза больше веса двух колесных пар или $2\,400 \text{ кг} + 3\,000 \text{ кг} = 5\,400 \text{ кг}$ для всей тележки и 2 700 кг для каждой оси (3 000 кг— вес рамы).

Сила инерции здесь— $0,24 \cdot 5\,400 = 1\,296$ кг для неровности в 20 мм и $\frac{1\,296}{2} = 648$ кг для 10 мм.

Естественно при этом уменьшается коэффициент безопасности против схода с рельсов при скорости 131 км/час.

с) Заключение. Если надо увеличивать скорость, необходимо внимательным образом исследовать влияние сил инерции на рельсы, усилить сколько нужно верхнее строение и применять для колесных пар более легкий металл.

§ 213. **Жироскопические действия.** Мы рассматривали (4-я часть, глава III) жироскопические действия колес и моторов электрического подвижного состава.

Применим выводы к Pacific по отношению к движущим осям.

а) *Жироскопические действия от кривых в пути.* По формуле (139)

$$M = 2 \frac{p}{g} \frac{r}{R} v^2,$$

где: M — жироскопический момент, p — вес обода колеса, r — его средний радиус, R — радиус кривой и v — скорость поезда. Момент этот действует в направлении центробежной силы.

Для движущей оси с колесами в 2 м имеем:

$$r = 0,95 \text{ м}, R = 800 \text{ м}, 2p = 3500 \text{ кг}.$$

При скорости 131 км/час скорость на среднем радиусе обода будет 34,40 м/сек. Из формулы получаем:

$$M = \frac{3500 \cdot 0,95 \cdot 34,4^2}{9,81 \cdot 800} = 501,$$

и для всех трех осей $M = 1500$.

При ширине пути в 1,50 м получим, что сила этого момента, прижимающая колесо к наружному рельсу, равна

$$\frac{1500}{1,5 \text{ м}} = 1000 \text{ кг}.$$

Эта сила, распределяясь на 6 колес с наружной стороны кривой, на каждое колесо дает только $\frac{1000}{6} = 170$ кг перегруза.

Этим можно пренебречь, вопреки мнению Фуко.

Эта сила увеличивается пропорционально квадрату скорости. При 200 км/час она будет еще довольно малой.

Для моторов электрических локомотивов однако эту силу следует принимать во внимание.

б) *Жироскопическое действие на смягчающих вставках.* Получающаяся жироскопическая пара дается формулой (140):

$$M = \Sigma \cdot 2 \frac{p}{g} \frac{r}{b} i v^2.$$

Обозначения те же, что и раньше: i — относительный подъем одного рельса по отношению к другому, b — ширина колеи = 1,5 м, знак Σ показывает, что формула обнимает все оси.

Эта формула для каждой движущей оси дает:

$$M = \frac{3500 \cdot 0,95 \cdot 0,003 \cdot 34,4^2}{9,81 \cdot 1,5} = 715 \text{ кг/м};$$

для трех движущих осей

$$M = 2145 \text{ кг/м}.$$

Этот жироскопический момент горизонтальный и стремится гребни колес тележки отжать от рельса. Реакция F' , которая при этом получается, действует на тележку и на третью движущую ось, которая в поперечном направлении, не имея утонения гребня, жесткая. Ее расстояние — 7 м, так что

$$F' \cdot r = 2145,$$

откуда

$$F' = \frac{2145}{7} = 306,$$

т. е. 153 кг на каждую колесную пару тележки.

В конечном результате жироскопическое действие незначительно и стремится увеличить коэффициент безопасности против схода.

с) *Заключения.* Жироскопические действия, вопреки общепринятому взгляду, не дают тяжелых пертурбаций.

Для электрического подвижного состава можно сделать в общем те же заключения.

§ 214. Устойчивость на стрелках и переводах. Когда локомотив входит на остряк стрелки, колесные пары неизбежно подвергаются небольшому внезапному отклонению, как это бывает в случае горизонтального действия инерции неподвешенной части (рассмотренной нами выше).

Как мы видели, для облегчения прохода локомотива приходится стрелки делать гибкими; все же при необходимости превысить скорости 120—130 км/час вероятно придется на переводах требовать замедления хода.

§ 215. Влияние вращающихся и колеблющихся частей и различные пертурбации. Мы указывали, что при больших скоростях связанные с вращающимися и колеблющимися неуравновешенными частями колебания имеют значительно более короткий период, чем большие колебания в виде виляния, галопирования и боковой качки. Они дают маленькие колебания, *спутники*, которые группируются около трех больших главных колебаний; они весьма легко поглощаются трением рессор в листах и другими, так что причиной резонанса не бывают. На практике они, как это и должно быть, незаметны.

Поэтому при обследовании условий устойчивости локомотива их можно было бы не рассматривать, если есть уверенность, что противовесы на движущих осях рассчитаны правильно, на полное вертикальное равновесие, как это обычно и делается для паровозов большой скорости с 4-мя цилиндрами.

У машин, у которых не осуществлено полностью вертикальное равновесие, получают приращения нагрузки первой движущей колесной пары на рельс, которые сильно увеличиваются со скоростью и которые при больших скоростях коренным образом изменяют коэффициент безопасности против схода первой движущей оси.

Более точные, хорошо известные вычисления противовесов позволяют легко в этом убедиться.

При малых скоростях колебания галопирования, боковой качки и особенно подергивания, давно изученные Лешателье, делаются заметными. Иногда может проявиться и резонанс, однако не опасный благодаря незначительной скорости и силам трения с большой поглощательной способностью.

§ 216. Располагаемый прогиб. По нашим формулам легко определить так называемый *располагаемый прогиб*, который надо дать рессоре при статическом положении локомотива для того, чтобы буксовые коробки не могли ударяться об упоры сверху и снизу даже при самом неблагоприятном сочетании колебаний. Формулы (59) и (64) позволяют вычислить $\operatorname{tg} \beta$ или наклон подвешенной части по отношению к осям, откуда и получается искомый располагаемый прогиб.

При этом максимально возможную неровность пути надо принять в 0,02 м. Удаившая ее для безопасности, мы получим значение необходимого располагаемого прогиба.

§ 217. Сводная таблица. Сведем в таблицу главные результаты об устойчивости рассматриваемого Pacific.

Дадим элементы, которые позволяют вычислять коэффициенты безопасности против схода первой оси тележки и первой движущей оси, наиболее склонных к сходу на различных элементах пути. Дадим также коэффициенты безопасности против опрокидывания.

Эта таблица (см. на след. стр.) применима ко всем скоростям, при условии конечно, что эти скорости будут пропорциональны корням квадратным из радиусов кривых (§ 45).

§ 218. Заключение. Мы дали оценку устойчивости паровоза современного типа (для примера был взят Pacific) при самых разнообразных условиях, причем для надежности результатов мы брали самые неблагоприятные сочетания колебаний.

Экспериментальная проверка подтверждает наши теории.

Прежде всего должно отметить всю важность для локомотива большого начального натяжения пружин возвращающего прибора тележки и бисселя. При значениях меньше 3000 кг, как мы брали, коэффициент безопасности первой движущей оси очень сильно уменьшается. Правда, при больших значениях

коэффициент безопасности для колесных пар тележки немного увеличивается, но это несущественно, — он и так достаточен.

Расположение на пути	Рассматриваемая колесная пара	Величина радиуса	Максим. боковое давление кол. пары на рельс при колебаниях F	Миним. нагрузка колеса на рельс при колебаниях Π	Истинное значение отношения $A = \frac{F}{\Pi}$	Значение, которое вызывает сход $B = \frac{F}{\Pi}$	Коэфф. безопасности против схода $C = \frac{B}{A}$
На прямой горизонтали	1-я кол. пара тележки	∞	2 740	4 300	0,638	1,44	2,24
Прямая горизонталь с возвышением рельса	То же	∞	2 740	3 791	0,722	1,38	1,92
	То же	$\begin{cases} \geq 400 \text{ м} \\ < 400 \text{ м} \end{cases}$	$\begin{cases} 1 705 \\ 3 265 \end{cases}$	$\begin{cases} 5 590 \\ 5 590 \end{cases}$	$\begin{cases} 0,304 \\ 0,580 \end{cases}$	$\begin{cases} 1,53 \\ 1,53 \end{cases}$	$\begin{cases} 5,00 \\ 2,63 \end{cases}$
На кривой постоянного радиуса	1-я движущая колесная пара	Какой угодно	4 438	10 237	0,432	1,53	3,54
В конце смягчающей вставки, очень короткой, при входе на кривую	1-я кол. пара тележки	$\begin{cases} \geq 400 \text{ м} \\ < 400 \text{ м} \end{cases}$	$\begin{cases} 2 990 \\ 4 540 \end{cases}$	$\begin{cases} 5 590 \\ 5 590 \end{cases}$	$\begin{cases} 0,535 \\ 0,810 \end{cases}$	$\begin{cases} 1,53 \\ 1,53 \end{cases}$	$\begin{cases} 2,86 \\ 1,88 \end{cases}$
		1-я движущая кол. пара	Какой угодно	4 438	10 042	0,442	1,53

C^1 или коэффициент безопасности против опрокидывания $\begin{cases} \text{на кривой постоянного радиуса} & 3,33 \\ \text{на смягч. вставке в 25 м} & 2,23 \end{cases}$

Значение $C=1,92$ относительно мало; оно будет больше в случае, когда i меньше 3‰ или когда $R_{сиф}$ более гибко.

Значение C будет меньше, если при входе в кривую нет никакого смягчения.

Коэффициенты безопасности против схода в настоящей таблице вычислены в предположении самых неблагоприятных условий, которые можно себе представить. В громадном большинстве случаев степень фактической безопасности гораздо выше.

Слабым местом паровозов является жесткость движущих осей в боковом направлении.

Утонение гребня—только паллиатив, который действует только для данного радиуса кривой.

Как мы увидим немного дальше, американские инженеры осознали этот недостаток и придают электровозам в некоторых случаях поперечную гибкость, т. е. некоторую игру буксовым коробкам движущих осей.

По нашему мнению, эту идею надо распространить.

Добавим, что эта гибкость должна сопровождаться трением.

Буксовые коробки с наклонными плоскостями наиболее удовлетворяют этому условию.

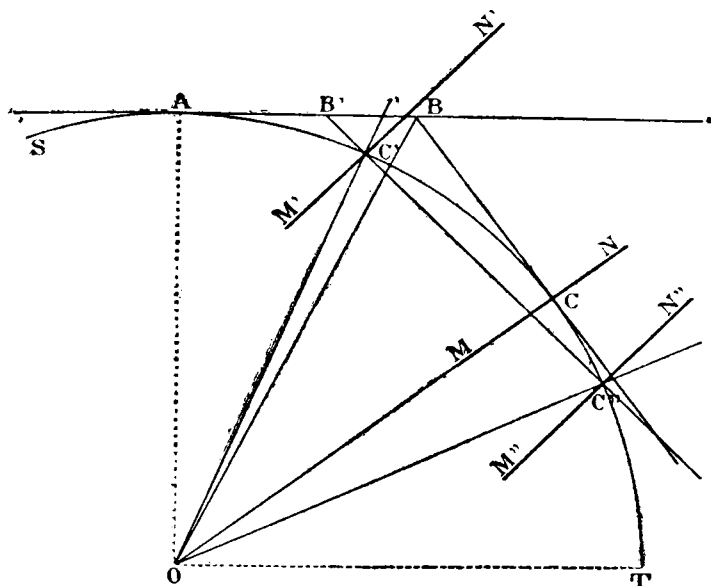
К несчастью, такое расположение легко получить в электровозах и очень трудно в паровозах по той причине, что шатуны в таком случае необходимо снабдить сферическими подшипниками или устройствами, им подобными.

В §§ 128 и 132 мы видели, как можно при известных расположениях горизонтальных балансиров достигнуть полной поперечной гибкости.

Подвижный состав с точки зрения устойчивости должен иметь гибкость во всех направлениях с трением, вполне достаточным для быстрого поглощения колебаний, которых невозможно избежать. Мы говорим *достаточным* в виду тех неудобств, которые связаны с преувеличенным трением как с точки зрения схода с рельсов, так и с точки зрения спокойствия хода.

Замётки о бисселе

§ 219. Сход с рельсов переднего бисселя. Вернемся к фиг. 31 (§ 38), которая дает схему бисселя. Затем представим (фиг. 125) через SAT кривую пути, на которой расположена повозка, снабженная бисселем, тремя движущими колесными парами и опять бисселем. Средняя движущая колесная пара при этом нормальна к пути в A; пусть B — шкворень бисселя и BC — линия, соединяющая этот шкворень с серединой оси бисселя.



Фиг. 125.

Назовем через d_1 расстояние AB от движущей оси до шкворня бисселя и d_2 — расстояние BC от шкворня бисселя до центра его оси.

Мы увидим, что если $d_1 = d_2$, ось бисселя d_2 будет нормальна к кривой в C, так что колесо, прижатое к наружному рельсу кривой, образует угол набегания, равный нулю.

Условие схода с рельсов по формуле (173) дает:

$$\frac{F}{\Pi} > 2,75 \text{ (см. § 149).}$$

Если d_2 меньше d_1 (см. линию B'C'), направление оси бисселя будет M'N', которое имеет угол набегания отрицательный (для колеса, прижатого к наружному рельсу).

Здесь применима формула (174), которая дает

$$\frac{F}{\Pi} > 1,64 \text{ (см. § 150).}$$

Если d_2 больше d_1 (см. линию B'C''), направление оси бисселя будет M''N'', которое имеет угол набегания положительный (для колеса, прижатого к наружному рельсу).

Формула 172 дает:

$$\frac{F}{\Pi} > 2,95.$$

Обычно стремятся дать $d_1 = d_2$ (радиальная ось).

Словом, ось бисселя в $\frac{2,95}{1,64}$ = или в 1,8 раза имеет меньше стремления к сходу, чем например передняя жесткая ось паровоза, для которой $d_2 < d_1$. Это преимущество бисселя, которого не имеет передняя ось тележки, очень важно.

§ 220. Сход с рельсов заднего бисселя. Когда локомотив симметричен, задний биссель, не имея полностью того же самого преимущества, все же имеет гораздо меньше стремления к сходу в силу своего расположения.

В случае Pacific для задней колесной пары задача почти та же, потому что ось средней движущей колесной пары почти нормальна к пути.

§ 221. Применение бисселей. Для передних бисселей применяют большую нагрузку, а также большое первоначальное натяжение пружины возвращающего прибора с известным трением и большим статическим прогибом подвесных рессор, не боясь для статического прогиба величин 80 — 100 мм.

Восточные дороги Франции построили для пригородного движения симметричную машину, снабженную бисселем спереди и сзади. Под влиянием наших идей они дали рессорам большой статический прогиб и считают, что при переднем бисселе нельзя превосходить скорости 100 км/час. Наши вычисления, в согласии с практикой, опровергают такой взгляд.

Но это не все. Биссель выдерживает боковые давления не один. Передняя движущая ось при бисселе гораздо ближе к передней части машины, чем при тележке и следовательно более приспособлена к тому, чтобы выдерживать боковое давление; фактически она помогает бисселю.

Легко вычислить коэффициенты безопасности против схода с рельсов для бисселя и других осей теми же приемами, как для „Pacific type.“

Очень важно, чтобы биссель был не только несущим, но и направляющим.

Биссели, которые не имеют ни большого начального сопротивления боковому перемещению, ни заметного трения при этом перемещении, на наш взгляд, представляют неоспоримо низшую ступень развития; они передают первой движущей оси то, что должны воспринимать сами.

Все эти соображения применимы и к радиальным буксам.

Несмотря на большие преимущества бисселя для больших скоростей, когда потребность в сцеплении не препятствует применению тележки, мы всегда предпочитаем последнюю.

ГЛАВА V

Устойчивость различных разновидностей паровозов типа Pacific.

§ 222. Метод изучения. Для каждой разновидности мы будем рассматривать сначала расположение подвешивания, затем ход вычисления по сравнению с таковым для устойчивости „Pacific type“, и наконец будем делать практические выводы.

§ 223. Подвешивание на шести точках. а) Расположение подвешивания. На фиг. 126 тот же паровоз с тою только разницей, что он подвешен в шести точках вместо 10 точек, как в Pacific.

На фигуре 126 изображены точками оси балансиров, маленькими кружками — центры упругости балансиров (см. фиг. 123 — теория балансиров), двойными маленькими кружками — центр тяжести подвешенной части.

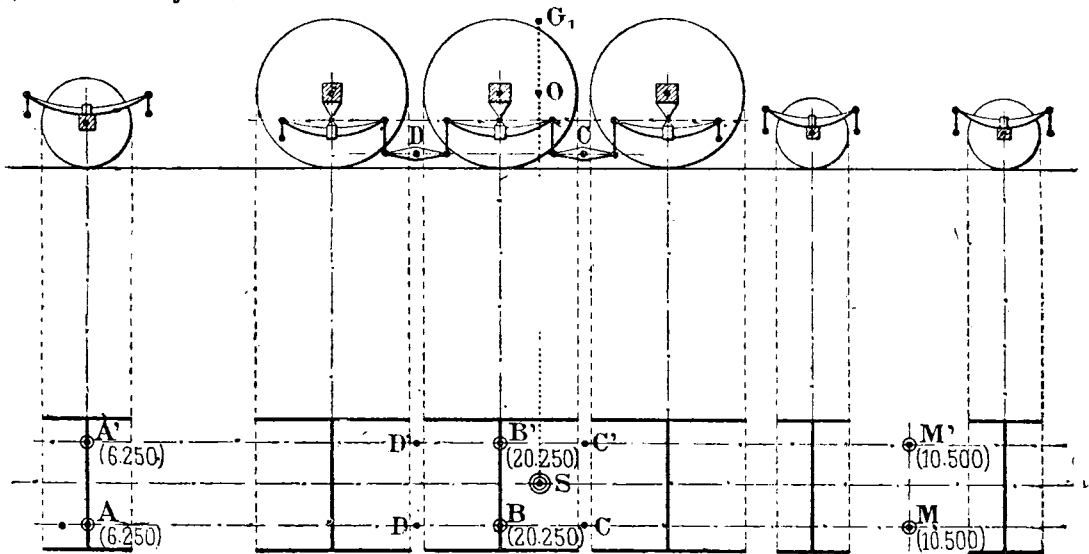
б) Ход вычислений. Вычисления устойчивости локомотива абсолютно те же, что и для „Pacific type“. Мы предположим, что три движущие колесные пары сопряжены между собою (для вычислений только).

с) Практические заключения. При таком расположении действие от возвышения рельса на смягчающих вставках не будет меньше. Этот локомотив также недостаточно гибок, как и „Pacific type“.

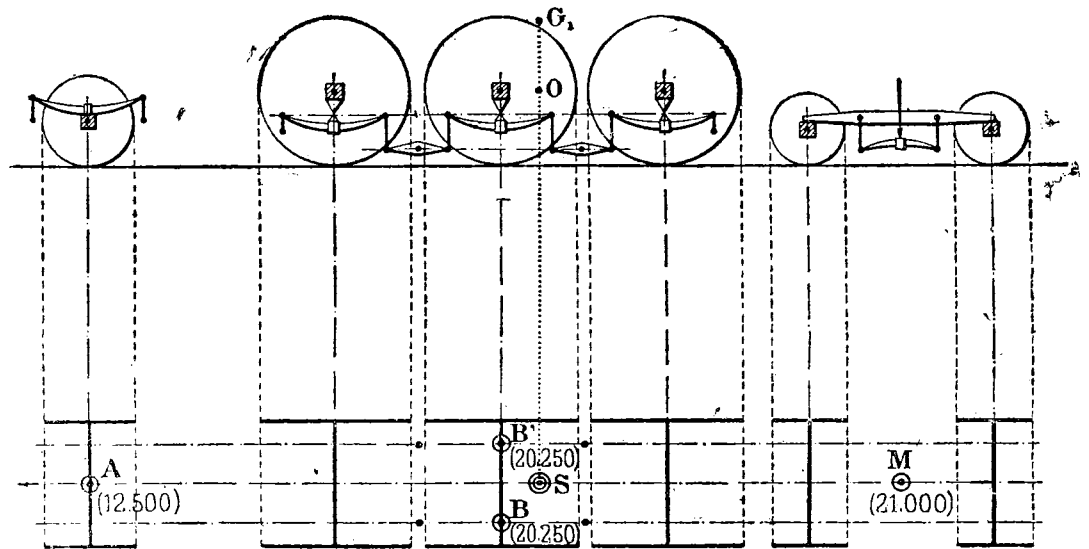
§ 224. Подвешивание в четырех точках, по ромбу. а) Расположение подвешивания. Здесь три движущие оси соединены продольными балансирами.

С другой стороны, тележка и биссель сделаны весьма подвижными благодаря сферическим шкворням, или благодаря применению продольных и поперечных балансиров (фиг. 127).

б) *Ход вычислений.* Вычисления устойчивости „Pacific type“ применимы и здесь со следующими изменениями.



Фиг. 126.



Фиг. 127.

Формула для определения относительного приращения давления колес на рельсы от возвышения рельса на смягчающих вставках дает для этой машины значительные лучшие результаты, потому что здесь за базу надо принимать не расстояние от оси тележки до оси бисселя, а только от оси первой движущей колесной пары до третьей. Относительное приращение давления благодаря этому здесь получается примерно в два раза меньше. Это очень важный вывод точки зрения большей гибкости.

Здесь локомотиву наклоняться в кривых препятствуют только рессоры движущих осей.

Формулы § 21, которые дают пределы скоростей, здесь применимы, с условием замены статического прогиба рессор движущих колес фиктивным статическим прогибом:

$$a' = \frac{a}{1-d} \text{ [формула (44)],}$$

(d — отношение веса подвешенной части, покоящейся на поперечных балансирах, к весу всей подвешенной части).

Здесь отношение d равно:

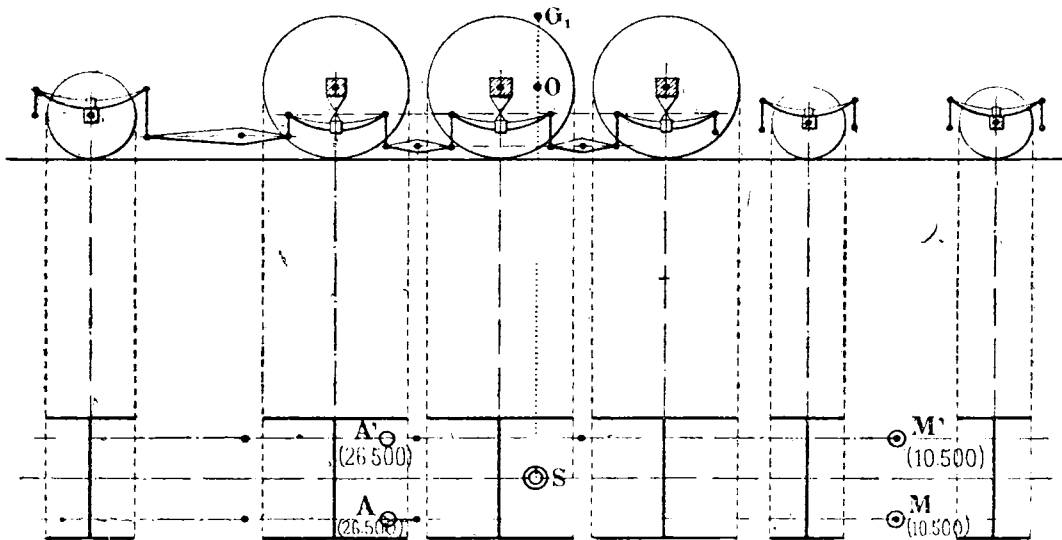
$$\frac{21\,000 + 12\,500}{74\,000} = 0,45.$$

откуда

$$a' = a \frac{1}{1-0,45} = 0,089 \text{ м.}$$

Вот какой величиной надо оперировать вместо статического прогиба $a = 0,050$ м.

Обращаясь к таблице § 45, находим для радиуса 800 м скорость в 131 км/час при $a = 0,05$ и скорость 127 км/час при $a = 0,10$. При $a = 0,089$ мы выводим интерполированием 128 км/час. Потеря максимальной скорости незначительна.



Фиг. 128.

Можно видеть, как наши методы облегчают сравнение между собой локомотивов различных разновидностей.

с) *Практические заключения.* Эта разновидность выше, чем „Pacific type“ она обладает гибкостью, позволяющей проходить по пути с вдвое большим относительным возвышением рельса на смягчающих стадиях, чем „Pacific type“, почти не уменьшая предельных скоростей.

§ 225. Подвешивание на четырех точках по прямоугольнику. а) *Расположение подвешивания.* Фиг. 128 дает такое расположение.

б) *Ход вычислений.* Ход тот же самый, что для „Pacific type“ с некоторыми отступлениями. Кроме тележки, все рессоры сопряжены между собой продольно. Благодаря этому локомотив будет иметь относительно центров упругости AA' системы балансиров меньше воздействия от неровности пути, чем в „Pacific type“. Иначе говоря, первая движущая колесная пара, равно, как и следующие, будет подвергаться меньшей разгрузке.

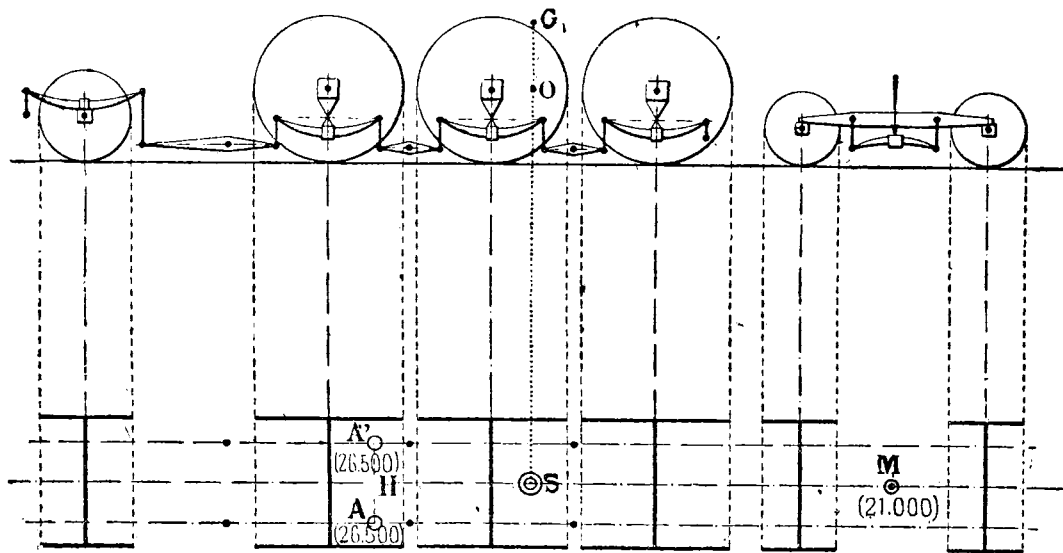
С точки зрения пертурбации, связанной с возвышением рельса, в данном случае по сравнению с „Pacific type“ не получается заметного улучшения.

На самом деле база в формуле (91) сводится здесь к расстоянию оси MM' тележки от линии AA' центров упругости системы балансиров.

С точки зрения пользования непрерывным тормозом положение здесь несколько хуже, чем в „Pacific type“.

с) *Практические заключения.* В этом типе мы имеем локомотив, значительно более гибкий, чем „Pacific type“, способный проходить при значительных возвышениях рельса, но все же несколько меньших, чем для типа, описанного в предыдущем параграфе.

§ 226. Подвешивание на трех точках. а) *Расположение подвешивания.* Фиг. 129 представляет схему Pacific, подвешенного на трех точках.



Фиг. 129.

Такое расположение очень распространено в Германии и в Соединенных штатах. Оно основано, говоря словами его сторонников, на следующем принципе.

„Когда тело покоится на трех точках, распределение нагрузки в трех точках не меняется, если одна из трех точек опоры испытывает действие легкой неровности“.

Этот принцип, вполне точный в статике, не обнимает собой многообразия колебаний, которые свойственны локомотиву.

б) *Ход вычислений.* Относительное приращение давления колес на рельсы в связи с неровностями пути в данном случае получается только несколько лучше, чем в предыдущем случае. Относительное приращение давления колес на рельсы в связи с возвышением рельса в данном случае равно нулю; машина может легко проходить даже при больших возвышениях рельса.

Но при этом расположении надлежит уменьшить пределы скоростей по сравнению с „Pacific type“ более, чем при других расположениях.

Здесь следует опасаться совпадения по времени действия центробежной силы при входе на кривую и при выходе с нее с силой инерции, связанной с торможением.

Эту пертурбацию мы рассматривали в § 126 [формула (157)].

с) *Практические заключения.* При вычислениях предполагается, что подвешивание действительно осуществляется в трех точках, так что локомотив можно уподобить трициклию.

На практике дело происходит несколько иначе.

В устройстве тележки всегда имеются упоры, которые очень скоро ограничивают колебания.

С момента, когда начинают действовать узоры, локомотив получает опору в четырех точках по ромбу, как в § 224.

Вместо сферического шкворня большею частью употребляют устройство по фиг. 20 (§ 36), которое допускает только небольшое вращение тележки около горизонтальной оси.

Таким образом фактически подвешивание на трех точках может проявить свои преимущества только в сравнительно ограниченных пределах.

§ 227. Различные подвешивания. Имеются многие другие подвешивания, для которых можно определить условия устойчивости локомотива по аналогии с таковыми для „Pacific type“.

§ 228. Выбор системы подвешивания. В конце концов следует добиваться такого расположения подвешивания, которое позволяло бы локомотиву проходить с умеренными скоростями по самым плохим путям третьей категории, без большого уменьшения тех пределов скоростей, которые были определены для „Pacific type“.

Такой результат можно получить несколькими способами.

Можно например в „Pacific type“ придать рессорам движущих осей статический прогиб 4 см вместо 5 см с тем, чтобы рессорам тележки и бисселя увеличить статический прогиб до 8—10 см. Применение наших принципов, будем надеяться, получит надлежащее распространение.

На возражение, что трудно на тележке расположить рессоры, обладающие такой гибкостью, мы ответим, что этого можно достичь, присоединяя к листовым рессорам рессоры спиральные или применяя тележку со сферическим шкворнем и с возвращающим приспособлением с помощью наклонных плоскостей, наконец с наружной рамой.

Хорошие результаты дает подвешивание локомотива на пяти точках по ромбу, как в § 214.

Повторяем, что все дело в выборе системы тележки и бисселя, которые должны обладать следующими качествами:

- 1) боковое перемещение должно быть достаточным для свободного прохода по путям с самыми маленькими радиусами, даже по маневровым путям;
- 2) начальное сопротивление боковому перемещению должно быть большим, в пределах, которые дают наши вычисления;
- 3) трение при боковом перемещении должно быть достаточным для поглощения резонирующих колебаний виляния, связанных с игрой гребней между рельсами, в пределах, нами определенных, и колебаний виляния на путях, почему-либо ставших извилистыми.

Получается хороший результат, если все движущие колесные пары в своих буксах имеют боковую подвижность с трением; это имеет место в буксах с наклонными плоскостями или при горизонтальных балансирах (см. § 132).

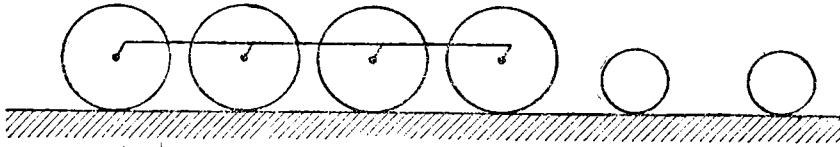
Имеется тенденция, очень доказательная, увеличить коничность бандажей тележки.

Наконец имеет исключительно большое значение, если тележка может свободно повсрачиваться так, чтобы колеса ее могли свободно прикасаться к рельсу на кривых даже самых малых радиусов. Это условие не только должно предусматриваться в проектах, но его нужно проверять и в исполнении, на приемках паровозов.

Устойчивость различных паровых локомотивов

§ 229. **Метод исследования.** Сравнительным методом мы изучили устойчивость локомотивов, подобных „Pacific type“. Читатель сам может сделать все вычисления по устойчивости локомотива любого типа, пользуясь нашим методом и теми замечаниями, которые будут сделаны дальше. Примем американскую терминологию.

§ 230. **Мастодонт.** *а) Описание.* Этот локомотив (фиг. 130) предназначается для товарных поездов и пассажирских малой скорости. Он может представлять несколько разновидностей по числу точек подвешивания, как и „Pacific type“.

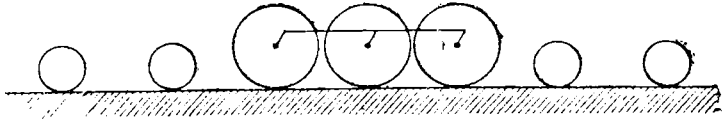


Фиг. 130.

б) Ход вычислений. Вычисления те же, что и для „Pacific type“, со следующими отступлениями: последняя движущая ось, правда, не имеет сферического шкворня, но можно кроме продольных балансиров придать ей поперечный; тогда этот локомотив будет подвешен в 4-х точках (ромб). Очевидно, что движущим колесным парам необходимо дать игру вдоль оси и некоторое утонение гребням.

В Америке утонение гребней употребляют еще более широко, чем в Европе. Для первой оси иногда вовсе не делают гребней.

с) Практические заключения. В Соединенных штатах, где нагрузка на ось допускается в 25 т и больше, эта машина по мощности вполне оправдывает свое название. Во Франции, при меньших нагрузках на ось, она является все-таки достаточно мощной, но мы увидим, что локомотив типа „Consolidation“ (Консолидэйшен) дает одинаковый сцепной вес при меньшем общем весе.



Фиг. 131.

§ 231. **Локомотив с двумя тележками.** *а) Описание.* Локомотив этого типа (фиг. 131) употребляется для пригородного движения как удобная мощная машина, не требующая поворота в конечных пунктах. Компания Северной ж. д. применяет ее как быстроходную машину.

б) Ход вычислений. Тот же, что и для „Pacific type“.

с) Практические заключения. Эти паровозы превосходны. Они обладают исключительным спокойствием хода.

Коэффициенты безопасности против схода для этих машин получаются большие.

Поделимся некоторыми наблюдениями по этим машинам.

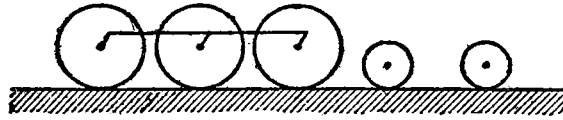
Если локомотив рассматриваемого типа подвесить в 4-х точках по прямоугильнику, получается, особенно при больших ведущих колесах, слишком большая база, неудобная для прохода кривых с большим превышением рельса.

Если его подвесить в 4-х точках en quinconce, получим локомотив исключительной гибкости при несколько уменьшенных предельных скоростях, так как центробежной силе оказывают сопротивление только рессоры ведущих колесных пар.

Хорошо давать большой статический прогиб рессорам тележки и небольшой рессорам движущих осей.

Но имеется еще среднее решение: две тележки с боковыми сферическими опорами, причем у каждой тележки рессоры крайней колесной пары соединены поперечными балансирами.

§ 232. „Теп weels“. *а) Описание.* Тип очень распространенный для пассажирских поездов всех видов (фиг. 132).



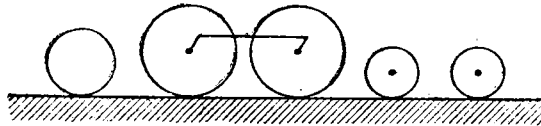
Фиг. 132.

б) Ход расчета. Вычисления абсолютно аналогичны таковым для „Pacific type“.

с) Практические заключения. Как и в „Pacific type“, здесь можно применить разные способы подвешивания; подвешивание на 4-х точках по прямоугольнику несомненно дает большую гибкость локомотиву без уменьшения предельных скоростей.

§ 233. *Atlantic.* *а) Описание.* Этот тип локомотива до появления „Pacific“ назначался для тяги скорых поездов (фиг. 133).

б) Ход расчета. Тот же, что и для „Pacific type“.



Фиг. 133.

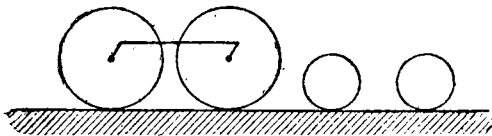
с) Практические заключения. Это—прекрасный локомотив для легких скорых поездов. Иногда на нем проявляются колебания виляния, которые дают боковые реакции, чувствительные для машиниста.

§ 234. *American.* *а) Описание.* Предшественник „Atlantic“ предназначается для очень легких скорых поездов (фиг. 134).

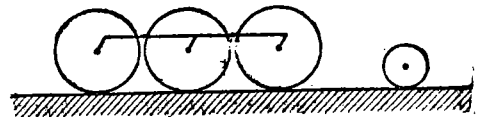
б) Ход вычислений. Тот же, что и для „Pacific type“.

с) Практические заключения. Эта короткая машина с точки зрения гибкости может удовлетвориться подвешиванием на 4-х точках по прямоугольнику.

§ 235. *Mogul.* *а) Описание.* Это—„Теп weels“, у которого тележка заменена бисселем. При том же сцепном весе, этот локомотив легче, чем „Теп weels“ (фиг. 135).



Фиг. 134.



Фиг. 135.

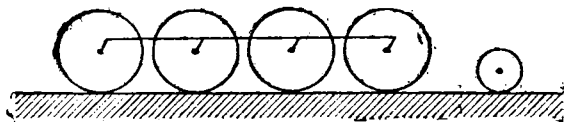
Биссель хуже тележки в том отношении, что боковое усилие передается рельсу одной колесной парой вместо двух. Его преимущество—легкий вес; имеется и второе преимущество в том, что для него формула схода дает более благоприятные результаты, при условии однако, что биссель будет устроен с отрицательным углом набегания гребня (см. § 219).

Как бы то ни было, сам по себе для поглощения колебаний виляния биссель недостаточен; отчасти в этом отношении ему помогает первая движущая колесная пара. Наша теория в данном случае не может точно определить боковое давление, она дает только высший предел. Этот пробел могут восполнить очень простые опыты (§ 292). Во всех локомотивах этого типа передний биссель должен удовлетворять поставленным выше условиям, а именно: иметь

достаточно большой вес, большой статический прогиб своих рессор, значительное начальное натяжение и, если возможно, значительное трение при боковом перемещении.

Все, что мы сказали по отношению к бисселю, относится также и к радиальным осям.

§ 236. Consolidation (Консолидэйшен). *а) Описание.* Локомотивы этого типа предназначены для тяжелых товарных поездов, для работы на горных участках и т. д. (фиг. 136).

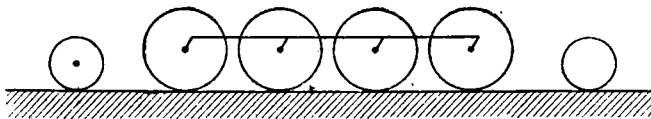


Фиг. 136.

б) Ход вычислений. Тот же ход расчета, что и для „Pacific type“, с той только разницей, что тележка заменяется бисселем.

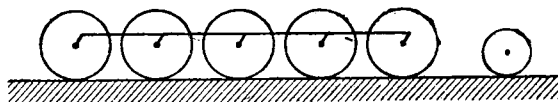
с) Практические заключения. Это—прекрасный локомотив, но длинный, так что следует придать ему большую гибкость для прохода смягчающих вставок с большим повышением рельса. Хорошо дать большой статический прогиб рессорам бисселя.

§ 237. Микадо. *а) Описание.* Это—паровоз большой мощности, не требует поворота (фиг. 137).



Фиг. 137.

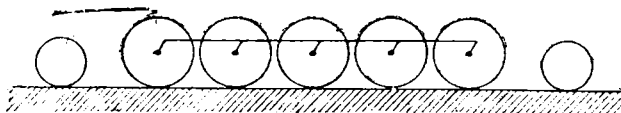
б) Ход вычислений. Те же вычисления, что и для Pacific, но боковое давление рельса воспринимается не только передним бисселем, но также и первой движущей колесной парой. Крайним движущим колесным парам необходимо дать продольную игру и утонить гребни их бандажей. Еще лучше применить буксы с наклонными плоскостями, со специальными устройствами шарников для сцепных дышел.



Фиг. 138.

с) Практические заключения. Прекрасный локомотив, которому необходимо только придать известную гибкость для свободного прохода элементов пути с большим возвышением рельса.

§ 238. Декапод. *а) Описание.* Локомотив этого типа уже несколько тяжел для мостов во Франции (фиг. 138).



Фиг. 139.

б) Ход расчета. См. предыдущий параграф.

с) Практические заключения. В данном случае гибкость для всех направлений еще более обязательна, чем в предыдущем параграфе.

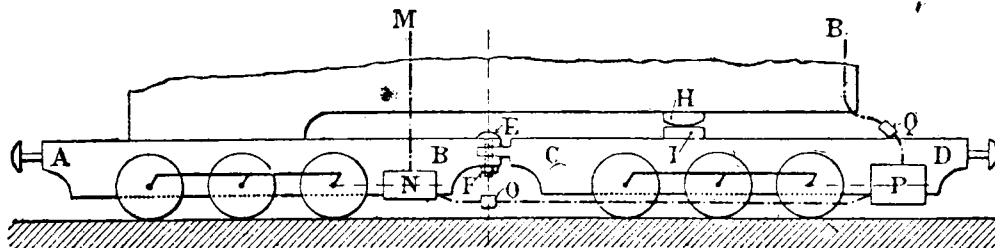
§ 239. Santa Fé (Санта Фэ). Те же замечания, что и в предыдущем параграфе (фиг. 139).

§ 240. Паровозы с передней колесной парой, снабженной буксами с наклонными плоскостями. Этот тип выходит из употребления.

§ 241. Локомотивы жесткие в поперечном направлении. а) Описание. Здесь у передней колесной пары даже нет букс с наклонными плоскостями, имеется только игра вдоль оси без возвращающего прибора.

б) Ход вычислений. Для этого типа локомотивов расчет необходимо сильно изменить, так как здесь нет никакого сопротивления боковым перемещениям, отчего сильно меняется характер колебаний виляния, зависящих от игры гребней в пути.

Эта проблема нами рассматривалась в §§ 77 и 81 (см. также приложения XIX и XX).

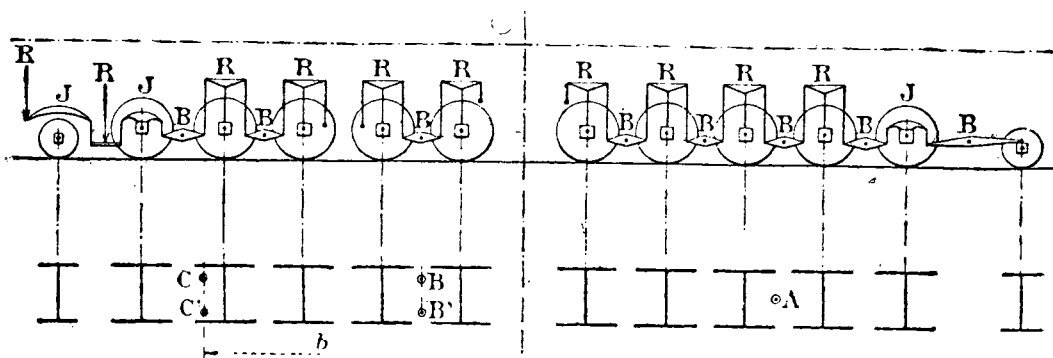


Фиг. 140.

с) Практические заключения. Это—старые машины, которые еще выполняют большую работу. Их можно еще модернизировать, значительно увеличив их способность сопротивляться с ходу путем уменьшения приращений нагрузки на передние оси. Для этого надо увеличить статический прогиб их рессор.

§ 242. Сочлененные паровозы. а) Описание. Фиг. 140 представляет схему локомотива системы Маллета, которая имела большой успех в Соединенных штатах для локомотивов большой мощности при числе осей более пяти.

Котел прикреплен к задней тележке и опирается на переднюю с помощью скользящей опоры *HJ*, позволяющей передней тележке перемещаться вправо и влево, вращаясь на шарнире *EF*.



Фиг. 141.

Пар из котла *M* поступает в цилиндр высокого давления *N*, из него—в цилиндр низкого давления *P*, проходя через шарнир *O*, ось которого составляет продолжение оси *EF* шарнира. После этого пар выходит в выхлопную трубу *R*, снабженную ползуном *Q*.

На фиг. 141 изображен самый мощный локомотив системы Маллета, построенный для горной линии Атчисон—Топека (САШ). Обозначения на этой фигуре: *R*—рессоры, *B*—балансиры и *J*—joints; общий вес машины—279 т, сцепной вес—249 т, вес тендера—103 т, площадь колосниковой решетки—7,61 м², поверхность нагрева котла 364 м², перегрева—244 м², диаметр движущих колес—1,45 м. Машина предназначена для работы с очень малой скоростью, построена заводом Балдина в Филадельфии.

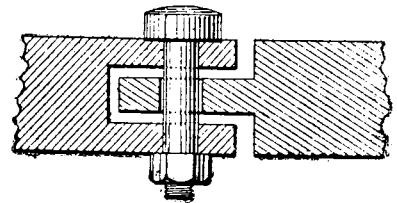
Передний биссель, монтированный на подвесках, почти играет роль поперечного балансира. С другой стороны, все рессоры передней тележки соединены балансирами и между собой и с бегунком; вся передняя часть локомотива покоится на одной точке A —центре упругости (колебаний) системы балансиров, положение которого определяется по формуле Герднера (§ 123).

Для задней тележки две первые колесные пары образуют первую группу, центры упругости которой B и B' ; все другие колесные пары образуют вторую группу, центры упругости которой C и C' .

В общем здесь подвешивание в пяти точках.

b) Ход вычислений. Почти все рессоры этого локомотива имеют статический прогиб 35 мм. Система многочисленных балансиров в совершенстве уравнивает нагрузки различных колес на рельсы.

Наши формулы показывают, что локомотив прекрасно справляется с возвышением рельса, даже при сильном уклоне; база (§ 67) здесь [формула (91)] достаточно коротка, от BB' до CC' . Будет ошибкой думать, что игра в шарнире [формула (142)] облегчает проход смягчающих вставок; котел опирается на переднюю тележку большой скользящей поверхностью, которая передней части мешает принять по отношению к задней колебание боковой качки; последняя может проявляться только для всего локомотива в целом. Зато зазор в шарнире позволяет легко справляться с резким изменением профиля; зазор дает передней тележке возможность опускаться по отношению к задней, что облегчается выпуклой формой скользуна HJ (фиг. 140). В этом отношении гибкость локомотива велика.



Фиг. 142.

После сказанного ясно, что и в данном случае ко всем колебаниям этого локомотива приложимы те же условия и вычисления, что и для „Pacific type“.

c) Практические заключения. Локомотив, только что описанный, к сожалению, неприменим во Франции, где упряжь слишком слаба, чтобы можно было использовать его громадную силу тяги.

Кроме подвешивания в пяти точках, в Соединенных штатах пробуют подвешивание в трех точках.

Систему Маллета применяют в Соединенных штатах и для больших скоростей с меньшим числом колесных пар и большим диаметром колес с тележкой впереди.

§ 243. Двойные локомотивы. *a) Описание.* В САСШ для быстроходных электровозов применяется старая идея сдвигания локомотивов по известному типу Ферли.

b) Ход вычислений. Мы увидим применение этой идеи к электровозам (фиг. 156).

§ 244. Двойная тяга. Можно отметить (см. § 143) следующие, хотя и редкие, неудобства двойной тяги:

1) разгрузка передней части локомотивов и тендеров в случае резкого торможения или оттормаживания,

2) сильные боковые реакции колес первого тендера; этот тендер, будучи зажат между локомотивами, виляет.

Г Л А В А VII

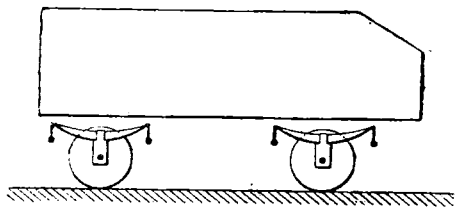
Устойчивость различных единиц подвижного состава

§ 245. Двухосный тендер. *a) Описание.* Допустим, что его колесные пары не имеют никакого возвращающего прибора (фиг. 143).

b) Ход вычислений. Предварительно необходимо отметить те необычные условия, в которых работает эта единица. Во-первых, ее тара составляет от веса брутто всего 40—50%, так что статический прогиб ее рессор при полной нагрузке около 50 мм, а в порожнем состоянии всего 25 мм.

Условие совпадения колебаний тендера в связи с неровностями пути, как показывают наши формулы, выполнено хуже.

К этому надо прибавить, что тендер достаточно жестко соединен с локомотивом, так что его первая колесная пара в известной мере участвует в поглощении колебаний влияния локомотива.



Фиг. 143.

Для смягчения этого нежелательного обстоятельства предпочитают между локомотивом и тендером употреблять такие соединения, которые позволяют им, несмотря на сопротивление упруги, перемещаться по отношению друг к другу.

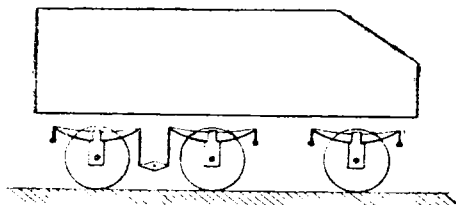
Можно ли увеличить гибкость рессор тендера? Можно, но в небольших пределах, так как этому препятствуют пределы, установленные Бернской конференцией для изменения высоты буферов.

После сказанного можно определить условия устойчивости этой единицы по способу, показанному нами на примере „Pacific type“, если применить формулы, относящиеся к колебаниям влияния единиц подвижного состава, жестких в поперечном направлении (приложения XIX и XX). Вычисления показывают, что такого рода единица имеет расположение к сходу.

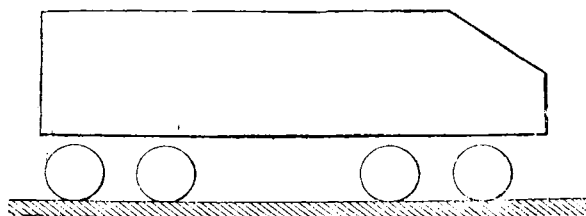
Так как первая колесная пара тендера участвует в колебаниях задней колесной пары локомотива, полезно ставить их в одинаковых условиях. Иначе говоря, если последняя колесная пара локомотива может иметь упругое перемещение поперек пути (тележка, bissель, радиальная букса с наклонными плоскостями), то первую колесную пару тендера надо снабдить или буксами, имеющими сильно наклонные плоскости, или другими подобными устройствами.

§ 246. Тендер трехосный. а) Описание (фиг. 144). Сделанные для двухосного тендера выводы можно перенести и на трехосный. Балансир между двумя задними колесными парами помогает правильному распределению нагрузки при полном тендере.

§ 247. Тендер на тележках. а) Описание (фиг. 145). Долгое время считалось, что тендерам с тележками не нужно никакого поперечного перемещения, что



Фиг. 144.



Фиг. 145.

для прохода кривых достаточно одного вращения тележек. В настоящее время под тендерами делают такие же тележки, как под локомотивами (например О-во $P_1L_1M_1$).

б) *Ход вычислений и выводы.* Такой тендер, как показывают вычисления, является на ходу хорошей единицей.

Если же все тележки тендера не имеют поперечного упругого перемещения, надлежит применять в случае влияния формулы, выведенные для жесткого подвижного состава.

§ 248. Двух- и трехосные багажные вагоны. Эти единицы можно уподобить тендерам, с той разницей, что их рессорам можно дать максимальный статический прогиб, удовлетворяющий Бернским правилам. Для них нет того положения, как для тендера, когда большая разница в уровне пола на локомотиве и на тендере мешает работе кочегара. Большая разница в весе для груженого вагона и порожнего приводит к недостаточному статическому прогибу в случае

порожного вагона. Условие совпадения колебаний [формула (14)] часто не выполняется, так что эта единица склонна к сходу.

Подвешивание багажного вагона немного улучшается, если рессоры снабжены кольцевыми подвесками, которые смягчают боковые удары гребней о рельсы, хотя и без поглощающего трения.

Можно еще улучшить устойчивость багажных вагонов, равно как и тендеров, если применить рессоры с увеличивающейся гибкостью и с трением (см. § 188). Но как бы то ни было, при очень больших скоростях предпочтительно во всех случаях, когда это возможно, употреблять багажные вагоны на тележках.

§ 249. Багажные вагоны на тележках. С появлением вагона с тележками естественно было снабдить ими и багажные вагоны.

Вычисления условий устойчивости производятся по примеру „Pacific type“.

§ 250. Двух- и трехосные пассажирские вагоны (фиг. 146 и 147). В данном случае разница между тарой и весом брутто значительно меньше, чем для тендеров и багажных вагонов.

Благодаря этому статический прогиб рессор здесь гораздо больше и условие совпадения колебаний осуществляется почти всегда (формула 14).

Прежде статические прогибы для вагонов были около 100 мм для третьего класса, 130 для второго и 160—180 для первого. Эта последняя цифра считается хорошей даже для коляски или для автомобиля. Велосипеды имеют около 50 мм, как и локомотивы (см. приложение XXI).

Во всяком случае статический прогиб двух- и трехосных вагонов достаточен для них и при порожнем состоянии.

Эти вагоны можно разделить на две категории.

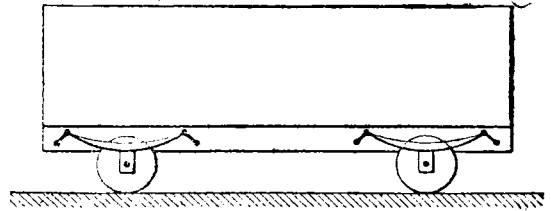
Если рессоры имеют подвески, жесткие в поперечном направлении, для колебаний влияния можно применять наши формулы, относящиеся к единицам, жестким в поперечном направлении, а для остальных случаев — формулы „Pacific type“.

При кольцевых подвесках рессоры обладают боковой упругостью, хотя и без трения, так что колебания влияния могут резонировать. Но колебания влияния от игры гребней на пути здесь очень небольшие.

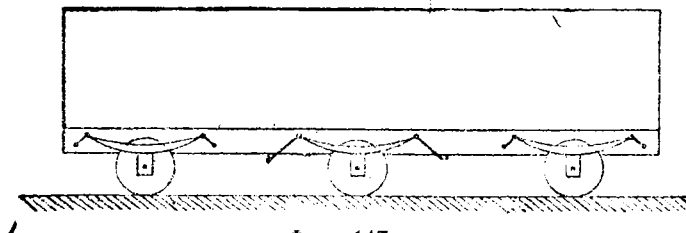
Наши формулы показывают, что для пассажирских вагонов выгодно употреблять наружные рессоры, так это всегда и делается.

Для вагонов легко составить таблицу предельных скоростей, аналогичную таблице для локомотивов (§ 42). Эта таблица дает для статических прогибов рессор значительно большие значения, чем для машин, благодаря наружным рессорам. В этой таблице колонна, соответствующая 300 мм статического прогиба, дает почти те же скорости, что и колонна, соответствующая 50 мм по таблице машин.

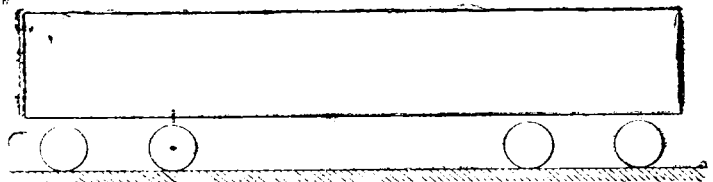
§ 251. Пассажирские вагоны с тележками. а) Описание (фиг. 148). Эти единицы обычно имеют подвешивания трех видов:



Фиг. 146.



Фиг. 147.



Фиг. 148.

- 1) листовые рессоры на буксовых коробках,
- 2) рессоры Тиммиса без трения,
- 3) эллиптические рессоры для тяжелых нагрузок, чтобы ограничить амплитуду больших колебаний при боковой качке.

Выше (§ 37) мы давали описание подвешивания с помощью *качающейся поперечины*, которая способна перемещаться на несколько сантиметров направо и налево между рамами тележки, но без сопротивления боковому перемещению и без трения.

Благодаря этому приспособлению вагон с тележками уподобляется двух- или трехосному вагону с кольцевыми подвесками рессор; колебания виляния, вызываемые зазорами гребней в пути, могут резонировать и не поглощаться.

б) Ход расчета и заключения. Вычисления по „Pacific type“ применимы к данному случаю, с той разницей, что резонанс колебаний виляния, связанный с зазором гребней в пути, здесь незатухающий.

Бывают иногда колебания виляния с легкими ударами качающейся поперечины о рамы тележки; эти удары нарушают спокойствие хода, но не грозят безопасности.

Этого неудобства можно избежать, подвешивая качающиеся поперечины не на ножках, а на очень коротких тягах с толстыми осями, дающими трение.

Герднер по нашему совету построил тележку, в которой боковое движение качающейся поперечины не свободно, а ограничено системой возвращающих листовых рессор с начальным натяжением; благодаря этому вовсе избегают упомянутых выше ударов о раму качающейся поперечины.

Мы видим, что для затухания резонанса колебаний очень большую роль играют горизонтальные рессоры и трение.

§ 252. Двух- и трехосные товарные вагоны. Общеизвестные двух- и трехосные товарные вагоны имеют большую часть рессоры, не подвешенные на кольцевых подвесках, т. е. они жестки в поперечном направлении.

Затем их тара составляет только малую часть веса брутто; на практике статический прогиб, равный в груженом состоянии 30—50 мм, падает для порожнего вагона до 23 и даже до 15 мм.

Наше условие совпадения $h = 4 \text{ } \mu\text{a}$ для порожнего вагона далеко не выполняется.

К счастью, в этом случае критическая скорость, которая вызывает резонанс, связанный с неровностями пути, находится за пределами достижения.

На самом деле, формула (4), дающая критическую скорость:

$$V = \frac{L}{2\pi \sqrt{\frac{a}{g}}}$$

Предположим, что длина рельса $L = 10 \text{ м}$ и что a — статический прогиб для порожнего вагона — равен 0,02 м.

Тогда эта формула дает:

$$V = 35 \text{ м/сек или } 126 \text{ км/час,}$$

а для рельсов длиной 20 м $V = 256 \text{ км/час}$.

Иначе говоря, товарные вагоны в порожнем состоянии, никогда не ходят с критической скоростью.

Когда вагоны имеют полную нагрузку, они могут ходить с критической скоростью, потому что значение a , будучи вообще велико, значительно уменьшает V .

Все же незначительность статического прогиба в порожнем состоянии может иногда вызвать большую разгрузку колес на рельсах.

С точки зрения боковых воздействий на путь мы имеем случай, сходный с короткими, жесткими в поперечном направлении единицами, которые мы изучали в §§ 55 и 83. Как мы видели, затухание колебаний в поперечном

направлении далеко несовершенно. Вот причина, почему в порожнем состоянии, когда изолированная неровность совпадает с боковым ударом, эти вагоны иногда сходят с рельсов.

§ 253. Товарные вагоны с тележками. В § 37 (фиг. 30) мы коротко описали американскую тележку этих единиц, у которой статический прогиб рессор (спиральных) 62 мм при полной нагрузке и около 20 мм в порожнем состоянии.

Подвешивание здесь без трения и склонно к проявлению вертикального резонанса. Обследуем этот вопрос.

Если вагон порожний, он никогда не ходит с критической скоростью, которая, как и в предыдущем параграфе, равна 126 км/час при длине рельсов в 10 м и 256 км/час при длине рельсов в 20 м.

Для груженого вагона статический прогиб в 62 мм соответствует критической скорости много меньшей той, с которой ходят иногда эти вагоны, в особенности в Америке. Почему же не появляется резонанс?

Прежде всего тележки, как таковые, играют роль продольных балансиров, — это одно уменьшает действие неровностей. Затем в данном случае под вагоном много осей (4 оси), так что наше условие совпадения вертикальных колебаний $h < L \cdot f \cdot a$ (формула 14) дает величину L , значительно большую, чем для двухосных единиц.

Г Л А В А VIII

Устойчивость электрического подвижного состава

§ 254. Системы тока. 1) На центральной станции трехфазный ток высокого напряжения, откуда он посылается на вспомогательные станции, где трансформируется сначала в трехфазный низкого напряжения, а затем в постоянный ток.

2) Переменный ток (в САСШ).

3) Трехфазный ток (в Италии).

Во Франции употребляется постоянный ток, главным образом потому, что эта система не влияет на телеграфные и телефонные линии.

Выбор той или другой системы влияет на условия устойчивости локомотивов и моторных вагонов благодаря различию весов моторов и скорости вращения их.

Для изучения электрической тяги можно рекомендовать следующие работы:

а) H. Maréchal, Les chemins de fer électriques.

б) R. Martin, Traction électrique, 1920.

в) Доклад Gibbs в „Bulletin de l'association internationale des chemins de fer, 1922 г.

§ 255. Классификация электрических тяговых моторов по способу подвешивания. В этом отношении моторы делятся на три типа:

1) моторы не подвешенные,

2) моторы наполовину подвешенные,

3) моторы подвешенные полностью.

Из дальнейшего будет видно, что наилучшие моторы — подвешенные, благодаря тому, что вредное влияние неподвешенной части при них наименьшее (см. §§ 108—115).

§ 256. Неподвешенные моторы. У них якорь сидит на ведущей оси, а индуктор опирается на ось, так что зазор между якорем и индуктором постоянный. В колебаниях оси принимает участие и мотор всем своим весом; подвешивание этого типа вредно отражается на пути и на обмотке.

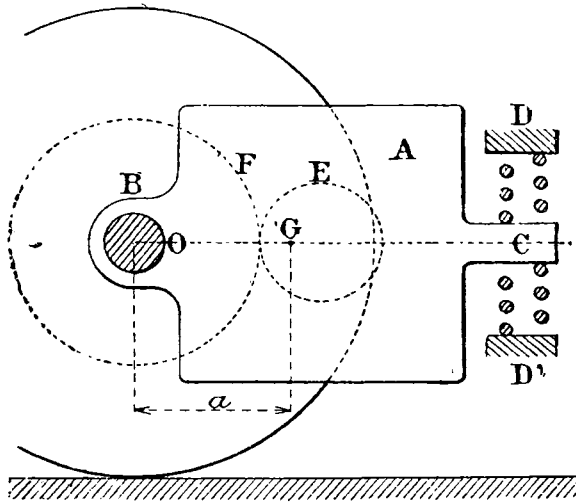
§ 257. Моторы наполовину подвешенные. Такие делятся на две категории. а) Моторы с подшипниками на оси (фиг. 149).

При этой системе весь мотор помещается в коробке А, которая опирается с одной стороны на ось О своими подшипниками В, а с другой в С на подвешенное строение DD' непосредственно или через рессоры.

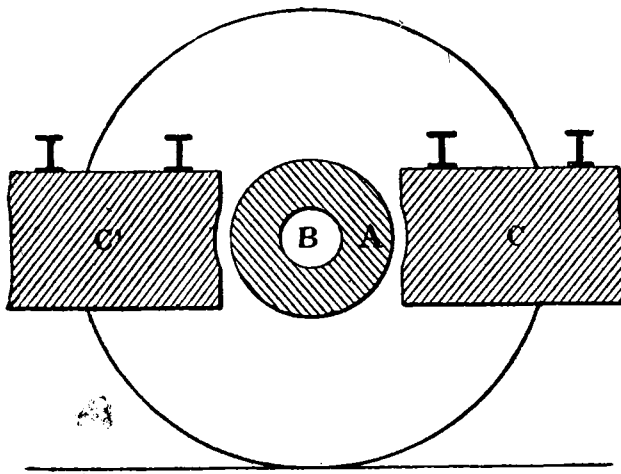
Мотор передает вращение оси зубчатками.

Подвешивание осуществляется двояко: или, как показано на фиг. 149, за конец коробки, или на двух параллельных брусках:

Подвешивание „за конец“ или „за носик“ очень распространено в трамваях, на электрических локомотивах и моторных вагонах, когда скорость не чрезмерно велика, не больше 90 км/час.



Фиг. 149.



Фиг. 150.

лен в картере AA' , прикрепленном к раме BB' подвешенной части; C —индукторы, D —якорь и e — полный вал или ложная ось, составляющий одно целое с якорем.

Наконец F —ось, которая может перемещаться в полом вале благодаря зазору ϵ (35—50 мм—смотря по локомотиву).

Ложный вал вращается в подшипниках, составляющих одно целое с подвешенной частью. При таком устройстве мотор и ложная ось подвешены совершенным образом, причем ось может подвергаться всем неровностям пути, не передавая толчков на мотор. Эта система (Raffard Short) очень распространена во Франции и в САСШ, особенно со следующим изменением.

Пустотелый вал вращается двумя моторами AA' с простой зубчатой передачей, позволяющей моторам вращаться быстрее оси (фиг. 152). При этом изменении центр тяжести системы несколько повышается, что, конечно, желательно.

Фиг. 154 дает схему локомотива, основанную на этом принципе.

Р. Овер (Auvert) спроектировал подвешивание „за конец“ так, что ось моторов параллельна рельсам. Зубчатая передача коническая.

б) Моторы с якорем, посаженным на движущей оси. Индукторы CC' прикреплены к подвешенной части, так что якорь по отношению к индуктору перемещается, следуя неровностям пути (фиг. 150).

Эта система очень проста по монтажу, но так как при ней зазор между якорем и индуктором меняется, ее отдача незначительна.

Эту систему применяют в САСШ на линии Чикаго—Мильвоки для больших скоростей.

Эта система может быть применена при очень больших скоростях при очень малых движущих колесах.

Овер осуществил очень интересный вариант подобного подвешивания. Он соединил индуктор и якорь шатунами, благодаря чему зазор между ними не меняется. Его система применяется на линии „Централь-Нью-Йорк“.

§ 258. Моторы полностью подвешенные. Вообще для очень больших скоростей, в особенности предпочитают мотор полностью подвешивать; при этом способе получается наименьший вес неподвешенной части.

а) Система полого вала (фиг. 151).

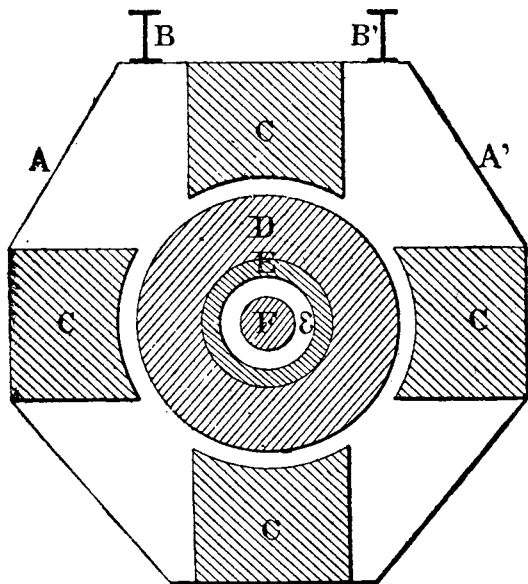
При этой системе весь мотор укреп-

Неудобство пустотелого вала заключается в том, что его диаметр велик, и подшипники, прикрепленные к подвешенной части, громоздки.

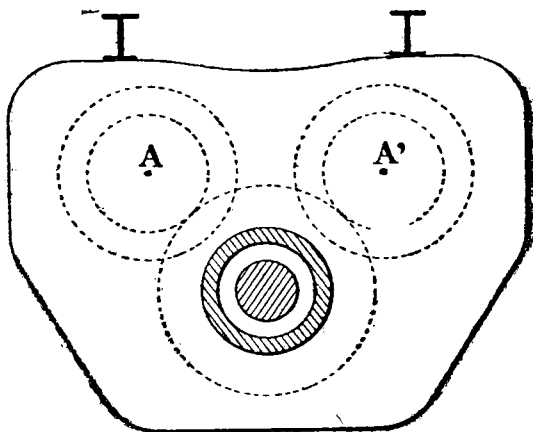
б) Система подвешенной ложной оси со спарниками. В этой системе (фиг. 153) имеется коробка, составляющая одно целое с подвешенной частью. В коробке расположены моторы A и A' , которые зубчатыми зацеплениями B, B' и C вращают ложный вал D , подшипники коего прикреплены к коробке и следовательно, к подвешенной части, так что он также вполне подвешен.

На ложном вале насажен кривошип E , который связан спарниками с ведущими колесами.

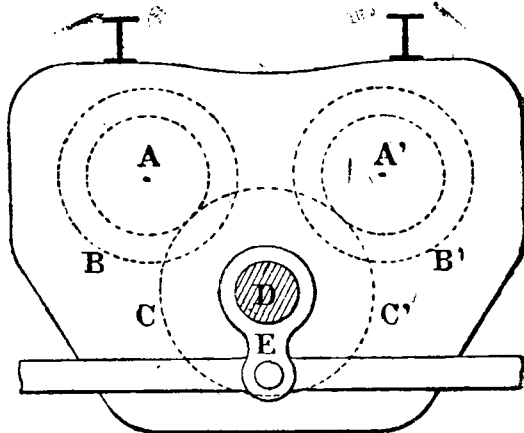
Благодаря такому устройству каждая из движущих колесных пар может



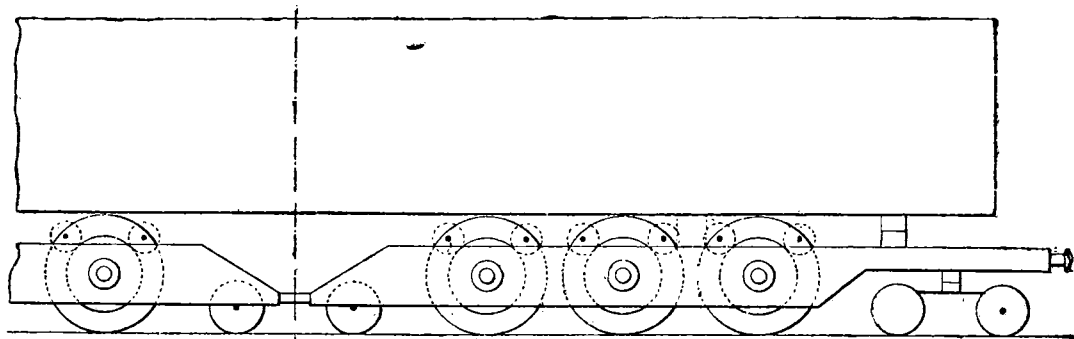
Фиг. 151.



Фиг. 152.



Фиг. 153.



Фиг. 154.

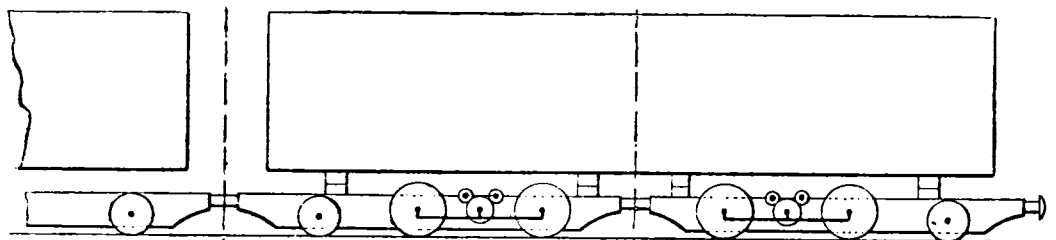
подниматься под влиянием неровностей пути, не оказывая действия на подвешенный ложный вал D . В этой системе, как и в системе с ложным валом, неподвешенная часть сводится только к колесным парам.

Фиг. 155 представляет локомотив, основанный на этом принципе.

с) Система сильно поднятых моторов с наклонными шатунами. Об этой системе более подробно мы будем говорить в следующем параграфе (фиг. 156).

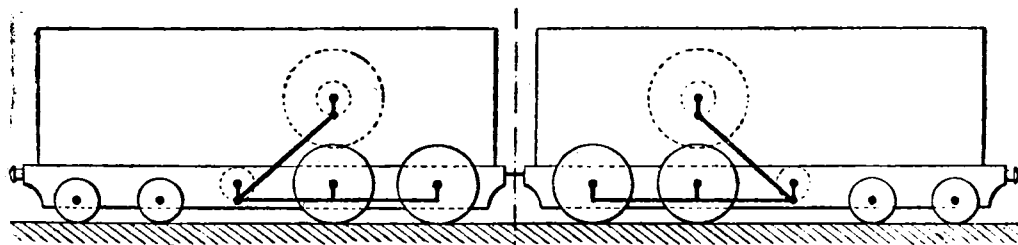
Конечно, центробежная сила всех спарников в данном случае всегда уравновешена.

д) Система сильно поднятых моторов с шатунами в треугольник. Об этой системе более подробно мы будем говорить в следующем параграфе (фиг. 157). Данная система обладает большими неудобствами.



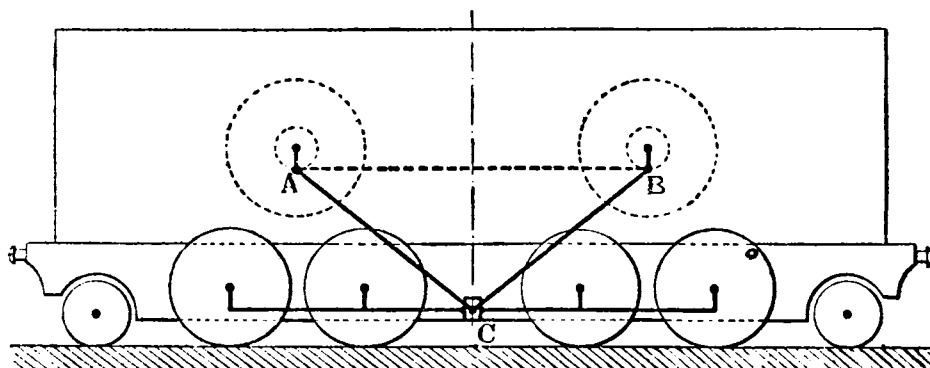
Фиг. 155.

е) Различные системы. Имеется много систем подвешивания моторов и передач от них к колесным парам. Наилучшей считается система Бухли, которая обладает всеми преимуществами систем с пустотелым валом, не имея их недостатков.



Фиг. 156.

§ 259. Различные устройства электрических локомотивов. а) Система движущих тележек. Электрическая тяга быстрее всего распространилась в САСШ. Совершенно естественно за образец был взят обычный трамвайный тип, т. е. система моторов в тележках. Отличие моторных тележек от обычных в электрическом подвижном составе заключается в том, что колесные пары их большего диаметра, что необходимо для расположения моторов.



Фиг. 157.

Так как электрические локомотивы обычно очень мощные, с большой силой тяги, то, чтобы разгрузить шкворни и опорные части тележек от больших усилий, приходится самые тележки соединять системой упряжных и буферных приборов. Подобное устройство для машин небольшой мощности не обязательно.

При изучении устойчивости тележек надлежит по методу настоящего труда принять во внимание все особенности системы тележек.

Для обеспечения прохода линий, где применяется сильное повышение рельса, при длинном кузове необходимо боковые опоры снабдить рессорами; в таком случае наши формулы должны быть изменены согласно указаниям § 142 (фиг. 94).

Если тележки соединены между собой, иногда бывает нужно придать подпятнику шкворня продольное перемещение.

Движущие тележки часто имеют под собой в свою очередь поддерживающие тележки и биссели (фиг. 154 и 155).

Первая (фиг. 154) представляет схему локомотива жел. дороги Чикаго—Мильвокии-С. Поль для пассажирских поездов большой скорости. Он имеет один общий очень длинный кузов на двух моторных тележках, из которых каждая имеет одну поддерживающую тележку, три движущих оси и один биссель; вторая тележка подобна первой с обратным расположением осей.

Кузов покоится на каждой тележке посредством центральной пяты и боковых опор с рессорами.

Система подвешивания моторов заключается в ложном вале с двумя моторами для каждой оси (см. предыдущий параграф и фиг. 152). Этот локомотив работает постоянным током в 3 000 вольт, диаметр движущих колес его 1,72 м, полный вес локомотива 257 т, сцепной—166 т, вес механической части—135 т, электрической—122 т, вся длина—27 м, жесткая база—5,18 м, полная база—24,1 м, полная постоянная мощность—3 400 л. с., постоянная сила тяги—22 200 кг, максимальная скорость—104 км/час.

Фиг. 155 представляет схему локомотива Норфольк и Восточной жел. дор. для товарных поездов. Этот очень длинный локомотив состоит из двух подобных сцепленных единиц; каждая имеет кузов на двух движущих тележках. Система подвешивания моторов представлена на фиг. 153. Ложный вал с моторами подвешен и сцеплен с колесными парами посредством спарников. Каждый кузов опирается на тележки посредством сферических опор на рессорах; центральные шкворни у них не воспринимают нагрузки, служат только для удержания кузов на тележках.

Эта машина работает переменным током в 11 000 вольт, диаметр движущих колес ее 0,76 м, полный вес локомотива—272 т, сцепной—225 т, вес механической части—172 т, электрической—100 т, вся длина—32,3 м, жесткая база—3,35 м, полная база—28,7 м, постоянная общая мощность—2 600 л. с., постоянная сила тяги—39 400 кг при 22 км/час, максимальная скорость—56 км/час.

Железные дороги Чикаго—Мильвоки и С. Поль построили пассажирский локомотив большой скорости на 4-х тележках, составленных таким образом:

- | | |
|--------------|--|
| 1-я тележка: | 1 биссель и 2 движущих оси, |
| 2-я | 4 движущих оси, |
| 3-я | как 2-я с обратным расположением осей, |
| 4-я | как 1-я „ „ |

Это дает в общем 12 движущих осей.

Система подвешивания моторов этого локомотива характеризуется тем, что якорь сидит на движущей оси; этот якорь увеличивает неподвешенный вес колесной пары, что представляет большое неудобство. Американские инженеры однако нашли удачный выход из такого положения. Прежде всего колеса этого локомотива имеют малый диаметр—всего 1,12 м,—это значительно уменьшает неподвешенный вес, который почти пропорционален квадрату их диаметра; затем, благодаря малым колесам, которые имеют увеличенное число оборотов, вес моторов, а следовательно и вес якорей очень мал. Благодаря таким мерам вес движущей колесной пары составляет всего половину максимальной нормы, принятой в САСШ.

Незначительный вес движущих осей восполняется большим числом их. Благодаря большой длине машины ее погонный вес невелик, что полезно для пути.

Этот локомотив развивает до 3000 л. с. при максимальной скорости в 144 км/час.

Благодаря тому, что якорь насажен на движущей оси, необходимое условие для хорошей отдачи—неизменность зазора между якорем и индуктором—здесь не соблюдено; некоторая потеря в отдаче однако восполняется более легкой разборкой и возможностью иметь большие скорости.

Во Франции новый тип электрического локомотива компании Миди (Midi), для линии от Тарб до По, представляет машину на двух тележках с двумя движущими колесными парами каждая. Ударные и упряжные приборы ее расположены на буферном брусе впереди тележек, которые сцеплены между собою.

Шкворень тележек может иметь продольное перемещение, что предотвращает передачу всей силы тяги непосредственно раме кузова.

Для облегчения входа на кривую и увеличения периода колебаний боковой качки кузова выпуклость сферических опор обращена книзу, что сильно снижает центр колебаний.

Преимущество снижения центра колебаний кузова освещено нашей формулой (XV) в приложении XX.

Следует добавить, что в данном случае мы имеем дело с двумя центрами колебаний, а именно: сферическая опора для кузова и общий центр колебаний для кузова и тележек вместе.

Моторы питаются постоянным током в 1500 вольт и подвешены за один конец. Каждый мотор соединен с соответствующей колесной парой посредством зубчаток, прикрепленных к центрам движущих колес; нет ни гибкого соединения между моторами и осями, ни ложного вала.

Локомотивы в САСШ употребляются почти исключительно с моторными тележками.

Их недостаток заключается в том, что вследствие очень низкого расположения их центра тяжести (см. § 83 и приложение XX) они дают большие боковые давления на путь.

На Пенсильванской жел. дороге на опыте измерили эти давления с помощью маленьких динамометров с весьма малым ходом, по методу, сходному с принципом шариков Бриннеля. Эти расположенные на пути динамометры показали давление до 7000 и даже до 12000 кг в зависимости от типа локомотива.

В САСШ вплоть до настоящего времени строят электровозы почти исключительно на тележках.

Для локомотивов с тележками при очень больших скоростях применяется несколько систем, которые можно охарактеризовать так.

1) Теоретически как с механической, так и с электрической точки зрения наиболее удовлетворительной является система с ложным валом (фиг. 152 и 154). При ней неподвешенный вес сводится к весу самих колесных пар, и нет никаких шатунов, которые так склонны ломаться, особенно при малых колесах. Определенный зазор между якорем и индуктором—большое преимущество системы, но трудная разборка моторов—ее недостаток. Смазка ложного вала затруднительна.

2) Система с подвешенным ложным валом и сцепными шатунами (фиг. 153 и 155) неудобна тем, что при ней возможны поломки шатунов, особенно при малых колесах и при очень больших скоростях.

3) Система с якорем на движущей оси неудобна тем, что имеет очень большой неподвешенный вес. Этот недостаток можно уменьшить по примеру жел. дороги Чикаго—Мильвоки, т. е. делая малые колеса и увеличивая число осей с уменьшением нагрузки на каждую.

К такому сравнительному заключению мы считаем необходимым добавить наши личные наблюдения.

Когда говорят про моторы, что они „вполне подвешены“, имеют в виду исключительно вертикальное подвешивание, не касаясь упругой податливости в боковом направлении.

Когда боковая упругость локомотива равна нулю или очень мала, низкое расположение центра тяжести представляет большое неудобство (см. § 83 и при-

ложение XX), по крайней мере по отношению к колебаниям, связанным с зазором между гребнями и путем (§ 53—61 и 77—89).

С другой стороны, если боковая упругость локомотива достигнута рессорами без трения, может проявиться резонанс или псевдо-резонанс (см. 6-ю часть) с последствиями в виде вредных боковых ударов.

Мы думаем, что локомотивы с очень низким центром тяжести теряют свое неудобство, когда дают их тележкам возможность перемещаться в поперечном направлении с большим начальным сопротивлением и с трением (см. §§ 129—133). Полезно также применять буксы с наклонными плоскостями или горизонтальные балансиры (см. §§ 128—132).

Напомним здесь принцип, который мы приводили в начале наших работ.

Подвижной состав должен обладать гибкостью во всех направлениях с трением, вполне достаточным для быстрого поглощения колебаний, которых нельзя избежать.

b) Система с моторами на раме. В Америке иногда, а в Европе чаще спрашивают, почему нельзя для электрических локомотивов отказаться от тележек и применить излюбленную современную паровозную конструкцию с высоким центром тяжести; ведь практика показывает, а наши формулы подтверждают, что локомотивы с высоким центром тяжести дают на путь незначительные боковые давления (см. §§ 53—61, §§ 77—89 и приложение XX).

Исторически дело происходило так: сначала сконструировали локомотив с кузовом, составляющим одно целое с рамой и с моторами, расположенными в самом кузове. Наклонные шатуны при этом действуют на подвешенный ложный вал, который посредством спарников соединен с движущими колесами. При такой конструкции возможны большие колебания рамы, изломы шатунов, нагревы шеек и т. д., конечно при определенных критических скоростях.

Теорию этих колебаний, данную инж. Лебуше, мы изложим несколько дальше.

Пенсильванская дорога справилась с недостатками этой системы, разделив локомотив на две симметричные единицы, как показано на фиг. 156. Это локомотив большой скорости. Опасности излома шатунов в нем нет, так как локомотив расположен не на тележках; можно дать также достаточно большой диаметр колесам, как у паровозов.

Фиг. 157 представляет другой тип, который повидимому имеет большое будущее. Здесь два больших мотора передают вращение посредством шатуна в форме треугольника *ABC*; в *C* этот треугольник передает вращение движущим осям посредством спарников. В *C* имеется кулиса, жестко соединенная со спарниками, позволяющая вершине треугольника свободно перемещаться в вертикальном направлении.

Благодаря этому колесные пары на неровностях пути поднимаются и опускаются, не передавая таких же перемещений треугольнику.

Теорию таких колебаний дали Лебуше и Пароди; мы изложим ее несколько ниже.

Компания Броун-Бовери для Симплонского перевала построила локомотив без шатуна *AB*, оставив только *AC* и *BC* в форме *V*.

Новый локомотив Пароди именно такой системы (см. „Revue générale des chemins de fer“, март 1922 г.)

Мощность его 2000 л. с., предназначен для скорости 90 км/час. Жесткая база его сводится к базе двух центральных осей, потому что две крайние движущие оси имеют упругое боковое перемещение, связанное с перемещением бисселей, наподобие тележки Цара (*Zara*).

Этот локомотив—короткий и мощный; имеет много улучшений. Пароди ввел в передачу рессоры, так что усилия, которым подвергаются шатуны при колебаниях рамы, ограничиваются натяжением этих рессор, с одной стороны, и сцеплением колес с рельсами—с другой. Равным образом улучшена и электрическая часть. Локомотив Пароди дал блестящие результаты на практике в пригородном движении на Орлеанской сети. Последняя, наряду с другими машинами, сконструировала подобный же электрический локомотив для опытов с большими скоростями. Кулиса в этой машине заменена несколько другим

устройством; полная боковая упругость этого локомотива достигается горизонтальными балансирами (см. §§ 128 и 132, см. „Bulletin de la Société française des électriciens, 4 серия, III том, № 23).

В заключение следует упомянуть про систему Бухли, о которой мы говорили в § 258.

В этом локомотиве моторы, расположенные в кузове, передают вращение движущим осям локомотива посредством шатунов и подвешенного ложного вала. Последний вращает движущую ось при посредстве гибкой передачи. Эта система повидимому дает очень хорошие результаты.

Описание различных моделей электрических локомотивов мы брали из труда Гибса (Gibbs) (1922 г.) и работы R. Martin (1920 г.)

§ 260. Электрические автотрисы. Электрические автотрисы, скоростью до 120 км/час, отличаются от локомотивов. Тяговые моторы их гораздо меньше. Благодаря их легкому весу применяют моторы большей частью с подшипниками на осях (§ 257), не боясь слишком сильных воздействий на путь.

§ 261. Колебания рамы и шатунов. Мы в одной из своих работ уже говорили о колебаниях рамы под влиянием периодических причин в роде неровностей пути (дрожание, звукопроводность, колебания—§ 4) и указали, что подобного рода колебания могут резонировать благодаря отсутствию трений при продолжительности их периода в $\frac{1}{5}$ — $\frac{1}{7}$ секунды для обыкновенных случаев.

По этим вопросам имеется несколько очень важных работ, касающихся в особенности электрических локомотивов.

Лебуше 14 декабря 1918 г. в „Revue générale d'électricité“ опубликовал интересный труд под заглавием „Колебания электрических локомотивов“.

Он изучил два типа электрических локомотивов с моторами на раме, а именно:

- 1) локомотив в роде изображенного на фиг. 156, но с тремя движущими осями и двумя бисселями вместо тележек; движущие оси соединены спарниками;
- 2) локомотив в роде изображенного на фиг. 157 на трех осях вместо двух, с полным трианглем ABC.

Само собой разумеется, во всех локомотивах подобной конструкции все вращающиеся части, равно как и их моменты, уравновешены противовесами, так что центробежные силы при абсолютно жесткой главной раме не вызывают никаких пертурбаций.

Но так как главная рама не абсолютно жестка, периодические действующие силы вызывают колебания, которые могут резонировать, если имеется синхронизм между продолжительностью периода действующей силы и колебанием рамы.

Лебуше применяет принцип „центр упругости“ Герднера, который, как мы видели, есть не что иное, как принцип „центра колебаний“, примененный мною к локомотивам с балансирами (см. § 41 и приложение XV).

Лебуше в других обозначениях пришел к нашим формулам продолжительности колебаний продольной и боковой качки. Он пришел также к иной форме, к условию устойчивости повозок, которая самостоятельно дана мной и Герднером.

Лебуше, развивая свою теорию и подтверждая ее практикой, выявляет опасность колебаний локомотивов с шатунами и рекомендует для больших скоростей локомотивы с полыми осями и зубчатками.

Мы согласны с ним, что это самый совершенный тип электровоза, если не считать затруднений со смазкой подшипников полого вала.

Нужно отметить также замечательный этюд инж. Пароди („Revue générale des chemins de fer“, март 1922 г.), в котором он исследует локомотив, изображенный нами на фиг. 157, с точки зрения колебаний главной рамы в двух положениях: с тягой AB и без нее. Пароди показал, что при первом расположении нельзя избежать колебаний, можно только сделать так, чтобы „критические“ скорости, соответствующие резонансу, были выше предельной скорости локомотива. Пароди определенно склоняется ко второму варианту.

Локомотив Пароди имеет еще одно важное улучшение, заключающееся в том, что якоря передают вращающий момент посредством упругой связи,

благодаря чему усилия, которым подвергаются наклонные шатуны, ограничиваются, с одной стороны, этой упругой связью, а с другой—сцеплением колес с рельсами.

Этот локомотив оправдал себя на деле, оказавшись хорошим для всех скоростей до 120 км/час.

Спрашивается, почему паровозы не имеют подобного рода колебаний? Это происходит оттого, что в электровозе движущие силы заставляют работать главную раму на изгиб, что вызывает большие колебания; в паровозе же, напротив, движущие силы, в значительной мере поглощаемые реакциями букс, заставляют раму попеременно растягиваться и сжиматься, отчего получаются колебания очень короткие и очень быстрые. „Критическая“ скорость при этом значительно выше ходовой скорости паровоза, почему колебания рамы и не достигают заметных величин. Иначе говоря, если нельзя поглотить колебания трением, необходимо обеспечить, чтобы резонанс не мог проявиться.

§ 262. Определение устойчивости электрического подвижного состава по методу автора. Мы покажем, что метод настоящего труда одинаково применим и к электрическим локомотивам и к моторным вагонам.

a) Случай электро-локомотивов с моторами на раме. Обращаясь к фиг. 156 и 157, можно поставить электрические локомотивы в условия паровых, предположив, что будут отсутствовать большие колебания, что является необходимым для эксплуатации.

Наши различные формулы можно применить двояко:

1) Если строят локомотив, исходя из существующих типов, делая его более мощным, скорым или устойчивым, следует применять метод главы I седьмой части. Все эти формулы очень просты и быстро дают решение.

2) Для совершенно новых типов надо произвести полное исследование устойчивости электрического локомотива или автотрисы согласно § 190 и главы III седьмой части.

b) Случай электрических локомотивов с движущими тележками. Такие электрические локомотивы можно уподобить вагонам с тележками. Применяя наши формулы, можно следовать одному из указанных выше методов, а именно:

1) согласно главе I седьмой части—„прямое применение формул“ или

2) повторяя вычисления, сделанные для „Pacific type“.

c) Случай электрических моторных вагонов. Автотриса на двух двухосных тележках представляет собою идеальную подвижную единицу, потому что все колесные пары воспринимают боковые давления пути при колебаниях виляния, обусловливаемых входом на кривую или выходом из нее, или игрой гребней в пути. Далее, эти реакции приложены на максимальных плечах, чего нет в паровозах, движущие колесные пары которых, особенно первая, с этой точки зрения расположены менее удачно.

Но, повторяем, было бы ошибкой думать, что такая единица при очень больших скоростях, до 120 км/час, может обойтись без бокового перемещения тележек.

Боковое перемещение тележек с трением необходимо для поглощения боковых ударов *подвешенной* части, боковое перемещение с трением букс необходимо для поглощения боковых ударов *неподвешенной* части. При этом низкое расположение центра тяжести, благодаря значительному весу моторов, из неудобства превращается в преимущество.

Если тележки трехосные, равенства боковых давлений всех трех колесных пар можно достигнуть, снабдив буксы наклонными плоскостями.

Словом, надлежаще сконструированные моторные вагоны могут работать с очень большими скоростями (§ 270).

Устойчивость поездов

§ 263. **Предварительные сведения.** Помимо собственно устойчивости каждой единицы подвижного состава, имеются вопросы, касающиеся общей устойчивости поезда.

Мы их уже рассматривали, здесь же только вспомним их.

§ 264. **Упряжь.** Этот вопрос нами подробно обследован в § 100.

§ 265. **Синусоидальные колебания виляния поезда.** Известно, что энергичное натяжение поезда вызывает большие колебания виляния в связи с игрой гребней в пути. Мы видели (§ 101), что в этом случае вагоны не могут иметь самостоятельных колебаний виляния, но имеет место извилистое движение всего поезда с весьма опасными колебаниями последнего вагона. При этом боковые давления колес на рельсы в значительной мере смягчаются; равным образом чувствительно смягчаются также удары качающейся поперечины тележек об ее раму, что очень способствует спокойствию хода.

§ 266. **Однородность состава скорых поездов.** Все сходится на том, что скорые поезда не должны иметь в своем составе слишком легких вагонов или вагонов с малой базой.

Кроме того особенно важно избегать вагонов, которые в порожнем состоянии имеют слишком незначительный статический прогиб рессор. В этом отношении, как мы видели, наиболее подозрительными являются старые багажные вагоны и двухосные тендера.

§ 267. **Различные вопросы.** Выпускается (является повторением).

Применения к вопросу об увеличении скоростей

§ 268. **Предварительные сведения.** Увеличение скоростей, как мы увидим, вызывает значительное увеличение расходов.

§ 269. **Влияние скорости на различные колебания и пертурбации.** Вернемся к главе II (§§ 191—219) и посмотрим, насколько различные формулы, примененные нами к „Pacific type“, зависят от скорости.

Все формулы, касающиеся колебаний, связанных с неровностями пути, не зависят от скорости; это—основной момент, до некоторой степени неожиданный.

Таким образом условие совпадения колебаний [формула (14)], формула приращения давлений колес на рельс в зависимости от неровностей [формула (17 bis)], а также формулы §§ 19—26—все они не зависят от скорости, равно как и формула относительного трения листовых рессор (§ 6).

Дело в том, что приращение давлений колес на рельс увеличивается до критической скорости и уменьшается после нее. Поэтому, так как все наши формулы, касающиеся влияния неровностей, выведены для скоростей около критической, правильно заключить, что все они не зависят от скорости.

До наших работ на этот предмет был другой взгляд.

Продолжим исследование наших формул с точки зрения влияния скорости.

Формула (105) дает для работы колебаний виляния, связанных с игрой пути

$$T = K \cdot P \cdot \varphi \cdot v.$$

Работа не зависит от скорости. Но числовой коэффициент K , равный например 0,30, получен опытным путем при скоростях только 90—120 км/час или немного больше. Опыты с различными паровозами показали, что и при 140 км/час этот коэффициент почти не меняет своей величины.

Перейдем к формуле (91) § 67 приращения давления колес на рельс в зависимости от возвышения рельса на кривых; она также не зависит от скорости.

Наконец формулы схода [формула (172) и следующие] также не зависят от скорости.

Условие опрокидывания [формула (60)] и все формулы второй части естественно содержат скорость; формула (60) дает скорости, при которых единица подвижного состава может обращаться по кривым с различными радиусами r при данном значении Δ , относительного значения разгрузки колеса на внутреннем рельсе; заметим, что скорость по этой формуле пропорциональна корню квадратному из радиуса.

Если соблюдать это отношение, условие опрокидывания будет независимо от скорости.

В той же самой группе мы найдем формулы (62) и (67), которые дают боковое давление S на путь при входе на кривую.

В этих формулах S зависит от скорости. Но и эту величину можно считать независимой от скорости, если скорости будут расти пропорционально корню квадратному из радиусов кривых.

Перейдем к колебанию виляния, связанному со входом на кривую и выходом [формулы (82) и (84) §§ 53—60]. Они дают значения F —бокового давления переднего колеса на рельс, которое пропорционально центробежной силе; к этому случаю применимы все предыдущие заключения.

Наконец формулы первой и второй части также не зависят от скорости при условии, что скорости меняются пропорционально корням квадратным из радиусов кривых.

Колебания, вызываемые непрерывными тормозами, не зависят от скорости, их действие с увеличением скорости даже уменьшается, так как коэффициенты трения между колодками и рельсами уменьшаются со скоростью.

Динамические действия, связанные с резкими изменениями профиля пути и с возвышением рельса на кривых [формулы (55) и (94)], пропорциональны скорости, но при хорошем пути эти действия весьма незначительны (§§ 27 и 67).

К сожалению, имеются действия, которые увеличиваются пропорционально квадрату скорости; к таким относятся:

1) вертикальные и горизонтальные инерционные действия колесных пар и вообще действие неподвешенной части на путь [формула (132) §§ 108—114];

2) жироскопические действия вращающихся масс [формулы (137—142) §§ 115—21];

3) действия неуравновешенного остатка ведущих шатунов локомотивов и изменение нагрузки первой ведущей оси на путь (§ 90);

4) ведущие и сцепные шатуны при очень больших скоростях могут ломаться от бесконечно частого биения.

Ясно, что для уменьшения упомянутых вредных действий следует применять металлы более легкие и более прочные.

§ 270. Увеличение скоростей на существующих линиях. Ниже (см. стр. 264) помещена таблица, которая дает определенные по нашей теории предельные скорости в км/час.

а) Пределы первой серии. Первая серия дает ряд скоростей, соответствующих статическому прогибу в 50 мм (см. § 45). Она составлена для паровоза Pacific с очень высоким центром тяжести в предположении, что относительная разгрузка $\Delta = 0,30$ для колес на внутреннем рельсе кривой с постоянным радиусом. Повышение рельса взято равным 0,075 м. Рессоры расположены между колесами.

Таблица, составленная для современных вагонов с тележками с наружными рессорами, имеющими статический прогиб в 300 мм, в тех же условиях дает почти те же пределы скорости.

Такой результат позволяет заключить, что полученные цифры дают вполне удовлетворительный коэффициент безопасности против опрокидывания для всего современного подвижного состава.

Радиусы кривых <i>m</i>	I серия пределы по § 45 км/час.	II серия пределы, вычисленные для условий практики км/час	III серия пределы автоматрис км/час
2 000	207	—	—
1 800	196	—	—
1 600	185	—	209
1 400	170	—	195
1 200	160	—	181
1 000	147	—	166
800	131	131	148
600	113	113	127
500	104	104	117
400	93	83	105
300	80	62	90
200	65	42	74
150	56	31	64

Мы видели в применении к локомотиву Pacific (§§ 196—218), что эти предельные скорости дают удовлетворительные коэффициенты безопасности против схода с рельсов с точки зрения колебаний: влияния в связи с входом на кривую и сходом с нее (§§ 53—61), влияния в связи с игрой гребней в пути (§§ 77—90), равно как и для всех других колебаний.

К § 45 необходимо сделать следующие замечания.

Прежде всего при скоростях, больших 131 км/час, как мы видели (§§ 45 и 108—115), инерционные действия движущих осей, обыкновенно весьма тяже-

лых, могут повести к сходу; также колесные пары бьют по стыкам рельсов, увеличивают осадку пути на стыках и таким образом постепенно облегчают возможность схода. По этой причине, по крайней мере для настоящего времени, не рекомендуется превосходить скорости 131 км/час.

Далее, мы видели (§ 45), что при радиусах меньше 500 м нельзя считать, что скорости пропорциональны корням квадратным из радиусов. Практика вынуждает в этом случае брать скорости пропорционально просто радиусам.

Вот почему в столбце „серия скоростей“ соответствующие радиусы 800, 600 и 500 м, мы подчеркнули; остальные скорости не применяются в обычной практике.

II серия представляет предельные скорости, выведенные по нашим формулам; они близки к практическим.

О скоростях III серии мы скажем в пункте с).

б) Увеличение скоростей при локомотивной тяге. Неудобства, которые препятствуют достичь на практике предельных скоростей первой серии, можно преодолеть прежде всего применением для колесных пар и дышел более легких и прочных металлов.

Надо сказать, что слишком большие скорости вообще недостижимы, потому что паровозам не хватит для этого мощности и наконец не много есть линий, которые имели бы кривые с радиусом меньше 800 м.

Было бы очень важно для кривых малого радиуса применять предельные скорости I серии вместо скоростей II серии. Наша теория и наши формулы показывают, что для этого необходимо следующее.

Во всех надлежащих случаях укладывать параболические (Нордлинг-Декуб) смягчающие вставки длиной не меньше 100 м. Мы указывали (§ 71), что сделать это всегда возможно, за исключением лишь мест с искусственными сооружениями.

Во всех случаях между двумя обратными кривыми надо помещать прямые вставки длиной не менее 100 м. В местах с искусственными сооружениями, где нельзя применить параболические смягчающие вставки, следует укладывать высокие контр-рельсы.

В кривых надо стремиться, чтобы относительный подъем рельса был не больше 1,5‰.

Наши формулы показывают, что на подобном пути и с предельными скоростями I серии вход на кривую и выход с нее будут так же мягки, как на пути без смягчения со скоростями II серии (для кривых с радиусами меньше 500 м).

И при малых радиусах кривых вполне возможно употреблять обыкновенный подвижной состав, если выполнять условия, изложенные выше, и добавить

следующие: не включать в скорые поезда порожних вагонов (вследствие малого статического прогиба их рессор) и двухосных вагонов (вследствие их склонности к резонированию колебаний, связанных с неровностями); ставить в эти поезда только паровозы с передней тележкой; предпочитать для таких поездов тележечные вагоны или по крайней мере вагоны с рессорами, имеющими кольцевые подвески; хорошо стягивать составы, чтобы ограничить колебания виляния, связанные с игрой гребней в пути.

с) *Увеличение скоростей с поездами, составленными из моторных вагонов.* Предположим прежде всего, что путь имеет параболические смягчающие вставки Нординг-Декуб длиной в 100—150 м или вставки Галлада, а также контррельсы на искусственных сооружениях, причем возвышение рельса в кривых равно 150 мм.

Предположим, что вес моторного вагона брутто 60 т, из коих 30 т для кузова с нагрузкой и по 15 т на каждую тележку с мотором; таким образом нагрузка на каждую ось 15 т. Выбираем систему электрических моторов по фиг. 152—с полой осью и с двумя моторами на каждой оси.

Пусть эти тележки могут иметь относительно кузова боковое перемещение, размер которого мы хотим определить, и имеют возвращающий прибор и трение, как тележки паровозов эльзасского типа (§ 36). Это боковое перемещение от рессоры будет служить для поглощения боковых ударов на путь под влиянием колебаний виляния массы кузова.

Предположим также, что все буксы снабжены наклонными плоскостями, имеющими наклон 15 сотых и перемещение, размер которого мы хотим определить. Эти наклонные плоскости служат точно так же для поглощения боковых ударов, вызываемых массой тележек с моторами.

Центр тяжести тележек возьмем на высоте 0,6 м, а общий центр тяжести—1,24 м. Статический прогиб всех подвесных рессор возьмем в 150 мм, предположив их наружными. Путь возьмем I категории (§ 193).

По этим данным легко вычислить все условия устойчивости единицы подобно тому, как мы это сделали на примере „Pacific type“ и получить для нее величины предельных скоростей.

Вот краткое изложение этих вычислений и их результаты:

1. Формулы для колебаний на прямой площадке дают коэффициенты безопасности, весьма достаточные против схода с рельсов.

В этих формулах мы брали коэффициент K равным единице—теоретически максимальное значение.

Формула (105) § 80 таким образом сведется к:

$$T = P \cdot \varphi \cdot \varepsilon.$$

Формула (104) § 79 позволит нам определить максимальное боковое перемещение наклонных плоскостей букс:

$$d = \frac{1}{2} \cdot \frac{P}{Q} \cdot \frac{\varphi}{\varphi'} \cdot \varepsilon = \frac{1}{2} \cdot \frac{60\,000}{30\,000} \cdot \frac{0,20}{0,10} \cdot 0,02 \text{ м} = 0,040 \text{ м}.$$

Что касается бокового давления каждой оси на путь, то оно равно 0,15 от нагрузки на шейки (от наклона плоскостей) плюс 0,10 от трения или всего 0,25 от всей нагрузки на ось, т. е. 0,25 (15 000—1 500) = 3 375 кг.

Практически предпочтительнее распределить поглощение бокового давления и дать 20—30 мм перемещения тележкам по отношению к кузову и столько же на наклонных плоскостях.

Словом, можно сказать, что коэффициенты безопасности против схода на прямой площадке должны быть весьма удовлетворительными даже при очень высоких скоростях, например до 200 км/час.

2. Перейдем к исследованию того, что будет происходить при очень высоких скоростях на самой кривой и при входе на кривую.

Предельные скорости III серии таблицы (§ 270) исчислены для данной единицы по формулам § 42, как и для „Pacific type“.

На самой кривой они дадут центробежную силу на единицу веса немного большую скорости I серии для „Pacific type“. То же самое для бокового давления на единицу веса.

В предположении, что линия имеет смягчающие кривые длиной 100—150 м вместо 25 (минимального значения, какое можно предположить для „Pacific type“), формула (84) показывает, что боковое давление на путь будет весьма не-большое.

3. Наконец перейдем к вопросу действия на путь инерции колесных пар и жирокопических действий.

При скорости 200 км/час инерционные действия очень велики по сравнению с действием при скорости в 120 км/час; они в $\left(\frac{200}{120}\right)^2 = 2,8$ (§§ 108—114) больше, но, с другой стороны, колеса с диаметром в 1 м в моторных вагонах будут примерно в три раза легче, чем колеса в 2 м диаметром в „Pacific type“—одно компенсирует другое.

Таким образом инерционные действия в данном случае не должны нас пугать.

Исследование жирокопических действий (§§ 115—121) показывают, что даже при 200 км/час эти действия вообще не будут сильны ни для колес, ни для моторов вагона.

Таким образом при скорости в 200 км/час моторные вагоны или поезда из них, как показали опыты на линии Берлин—Цоссен, могут ходить без высоких контр-рельсов, но при радиусах кривых не меньше 1500 м.

Наши теория и формулы показывают, что такое ограничение требует больших расходов для своего осуществления.

Преимущества моторных вагонов перед обыкновенным подвижным составом ясны без вычислений.

Прежде всего центр тяжести их расположен очень низко, что в отношении опрокидывания выгодно; так как допускает большие скорости. Затем низкое положение центра тяжести не требует участия подвесных рессор для поглощения колебаний виляния (приложения XIX и XX), так как поглощение боковых ударов на путь вполне обеспечивается даже в случае резонанса.

Упомянутые выше устройства для боковых перемещений движущих тележек и букс гарантируют это. Кроме того оси расположены ближе к концам вагонов, благодаря чему боковые давления на ось действуют на максимальном плече, что уменьшает их величину.

Все эти преимущества и объясняют то, что выходит по вычислениям, а именно, что устойчивость моторных вагонов обеспечивается и при максимальных скоростях III серии таблицы.

Вообще говоря, очень большие скорости невыгодны в эксплуатации.

На линиях не электрифицированных можно реализовать большие скорости, применяя автономные моторные вагоны (автомотрисы) или тепловозы.

§ 271. Линии для движения с очень большими скоростями. Сомнительно, чтобы был смысл строить дорогие линии специально для движения с большими скоростями, но с теоретической точки зрения этот вопрос все же интересно обследовать. Для этого можно например взять линию с радиусами не меньше 1600 м; на такой линии моторные вагоны можно пустить со скоростью 209 км/час, но смягчающие вставки придется взять длиной не менее 200 м вместо 100 м. Здесь вполне применимы предельные скорости III серии.

Можно и дальше увеличить скорость, делая возвышение рельса 250—300 мм вместо 150 мм, ограничивая это возвышение условием опрокидывания (см. § 68). Надо только помнить, что большие возвышения требуют длинных смягчающих вставок.

§ 272. Предельные скорости для метрополитенов, трамваев и железных дорог узкой колеи. а) *Метрополитены.* Здесь обращаются моторные вагоны, которые не имеют всех преимуществ, о которых мы писали, но все же они лучше обыкновенного подвижного состава. Поезда в метро могут ходить со скоростями большими, чем второй серии в таблице § 270.

б) *Трамваи*. Трамвайные вагоны широкой колеи с тележками аналогичны с метро.

Для трамваев с двумя осями и с верхом все вычисления нужно проделать заново.

с) *Железные дороги и трамваи узкой колеи*. Узкая колея сильно уменьшает устойчивость при колебаниях боковой качки и допускает меньшие предельные скорости, чем широкая. Наши вычисления легко применить и к этому случаю.

ГЛАВА XI

Устойчивость подвижного состава с периодическими рессорами без трения или рессорами аperiodическими

§ 273. **Употребление одних периодических рессор без трения.** Наши формулы колебаний двухосных единиц показывают, что эти единицы при снабжении их исключительно спиральными рессорами склонны к резонированию. За исключением специальных случаев этого явления можно избежать. Но для единиц с тележками множественность осей ведет к резонансу колебаний, связанных со стыками рельсов; такого резонанса избежать трудно.

Тем не менее мы считаем, что для тележечных пассажирских вагонов надо предпочитать именно рессоры без трения; прекрасное решение заключается в сочетании рессор с трением и без него.

Товарные вагоны с тележками, снабженными исключительно спиральными рессорами, служат хорошо даже при сравнительно высоких скоростях, потому что, во-первых, они редко достигают критических скоростей, а кроме того трение в направляющих букс не дает проявиться резонансу.

§ 274. **Употребление аperiodических рессор „Брузус“ и Лебуше.** В 6-й части мы видели, что эти рессоры имеют все шансы на будущее, так как они действительно увеличивают спокойствие хода пассажирских вагонов.

§ 275. **Употребление аperiodических рессор с возрастающей гибкостью.** Для тендеров, багажных и товарных вагонов можно удовлетвориться той степенью спокойствия хода, которую они сейчас имеют.

Но что действительно необходимо,—это увеличить статический прогиб рессор в порожнем состоянии.

Этого можно достичь добавлением листовых рессор с таким трением, какое нужно для условия совпадения колебаний, но при этом рессоры получатся немного тяжелые и громоздкие. Того же результата можно достичь одним из следующих способов.

Или по системе „Местр“, в которой очень гибкие спиральные рессоры сочетаются с мало гибкими листовыми рессорами, или применяя рессору „Бек“ (автомобильную) (§ 177 фиг. 113); практика показывает, что „аperiodичность“ этой рессоры способна в огромном большинстве случаев без всякого трения уничтожить резонирование, по крайней мере для вагонов с числом осей более двух.

ГЛАВА XII

Спокойствие хода

§ 276. **Различие между устойчивостью и спокойствием хода.** Мы называем единицу подвижного состава *устойчивой* для данного пути при данной скорости, если она обладает большой сопротивляемостью сходу с рельсов или опрокидыванию.

Спокойной на ходу будет та единица, в которой различные колебания ее подвешенной части вызывают только незначительные ускорения без резонирования.

§ 277. **Спокойствие хода, обусловливаемое хорошей устойчивостью.** Возвращаясь к нашим формулам, надо сказать, что для придания хорошей устойчивости

единице подвижного состава мы даем статический прогиб не меньше 40—50 мм для локомотивов и 100—150 мм для пассажирских вагонов в виду того, что их рессоры наружные.

С точки зрения устойчивости большое значение имеет гибкость в горизонтальном направлении, еще лучше—с трением.

Так как пассажирам можно и должно предоставлять больше и больше удобств, для вагонов скорых поездов надо доводить прогиб рессор до 300—350 мм при полной нагрузке.

ГЛАВА XIII

§ 278. Замечания по всей седьмой части. Все наши формулы основаны на принципах теоретической механики; если применяются иногда числовые коэффициенты, то с самым строгим выбором.

Наши формулы, анализирующие каждое колебание, дают результаты осторожные, потому что они выведены для неблагоприятных, редких условий.

Наши формулы проверены опытами и на практике (см. 8-ю часть).

ЧАСТЬ ВОСЬМАЯ

ИСТОРИЯ ОПЫТОВ

ГЛАВА I

§ 279. Предисловие. В этой части мы дадим краткую историю опытов за последние 50 лет над колебаниями подвижного состава в пути в различных странах. В них мы найдем много подтверждений нашим формулам.

ГЛАВА II

§ 280. Измерения неровностей и поперечных отклонений пути. а) *Опыты Фламаша и Губерти (Flamasche et Huberti)*. Этими двумя инженерами бельгийских ж. д. были произведены весьма интересные опыты с прохождением поездов по стыкам („Revue générale“, август 1896 г.). Опыты начались в 1880 г.

Аппарат состоит из рычага, малое плечо которого подводится под головку рельса (в месте наблюдения), а на большом плече укреплен карандаш самопишущего прибора. Ось прибора укрепляется на стойке (неподвижной). Перед опытом с помощью нивеллира измеряют разницу отметок h_1 головки рельса в середине его и на стыке. Прибором же при прохождении паровоза измеряют понижения рельса h_2 и h_3 , также в середине и на стыке. Полная высота h неровности (просадки) получается по формуле:

$$h = h_1 + (h_3 - h_2).$$

При опыте надо устанавливать прибор действительно в неподвижной точке, в таком случае он может дать весьма полезные результаты.

б) *Испытание Коюарда (Coillard)*. Его опыты производились в 1887 — 1896 гг. с машиной и тендером при скорости 90 км/час на хорошем пути. Коюард получил неровности до 20 мм после некоторого расстройтва пути. Опыты эти очень точны и представляют большой интерес. Они между прочим установили, что на двухпутных линиях неровности левого пути больше, чем правого по причине отлогости баласта.

в) *Измерение боковых отклонений пути*. Был бы интересно применить подобные приборы к этому случаю.

д) *Заключения*. Из всех опытов выходит, что неровности (просадки) не превышают 10 мм на хорошем пути и 20 мм на пути с малым движением, который по экономическим соображениям содержится сравнительно хуже, и вообще не превышают 30 мм.

ГЛАВА III

§ 281. Трение листовых рессор. С начала наших работ в 1901 г. мы показали, что трение в листовых рессорах бывает значительное, и дали нашу формулу (7) § 6. Для определения коэффициента трения ϕ инж. Галлардом (*Hallard*)

под руководством Герднера (*Herdner*) и в моем присутствии произведены были испытания в рессорной мастерской в Дуэ. На обыкновенной машине для испытания рессор наблюдалась стрела прогиба в функции нагрузки, которая сначала увеличивалась от нуля до максимума, а затем уменьшалась постепенно до нуля. Результаты изображались на диаграмме. Кривая увеличения нагрузки располагается иначе, чем при уменьшении, так что при дальнейших вычислениях берут среднюю из ординат обеих кривых. По формуле (7) вычисляют φ . Опыты дали почти постоянное значение $\varphi = 0,80$. Это — большое значение, которое мы и ожидали. Для старых рессор, у которых листы притрутся друг к другу, φ меньше, при смазанных листах — еще меньше.

Эти опыты позволили определить коэффициент упругости рессорной стали по формулам Филиппса (*Philips*), который оказался равным 2,4 миллиона $\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$

ГЛАВА IV

§ 282. Изменение нагрузки рессор передней части локомотивов и других подвесных рессор. *а) Цель и принцип испытаний.* С начала работы железных дорог стали беспокоиться о возможности схода паровозов с рельсов вследствие разгрузки его передних колес при галопировании. Стали измерять величину этой разгрузки по относительному перемещению буксы в ее направляющих. Если α — перемещение относительно положения покоя, а a — статический прогиб рессоры, относительная разгрузка равна α/a . То же самое по отношению к перегрузке.

Эти испытания не принимают в расчет инерционного действия на рельсы неподвешенной части, так как таковое даже при скорости 140 км/час незначительно (для легких передних колес). Но не принимают они в расчет и трения рессорных листов, которым пренебрегать нельзя. Для исправления результатов испытаний в этом отношении мы дали формулу (18) § 10, которая дает относительное изменение нагрузки:

$$D = \frac{\alpha}{a} + f \left(1 \pm \frac{\alpha}{a} \right) \begin{cases} (+) & \text{для перегрузки} \\ (-) & \text{разгрузки} \end{cases}$$

f — относительное трение рессор.

В этих опытах результаты регистрировались самопишущим прибором. Это сложно, дорого и ненужно. Достаточно при испытании получить максимальное перемещение буксы в направляющих для перегона. Результаты опытов подтвердили наши формулы.

b) Die Stabilität des Gefüges des Eisenbahngleise von Fr. von Weber (Weimar, 1869 г.). Эти опыты производились в Саксонии с трехосным паровозом в течение нескольких лет. Опыты показали, что нагрузка на отдельные колеса может увеличиться вдвое в определенные моменты и уменьшиться на четверть от статической нагрузки в другие моменты. Это подтверждают наши формулы для старого подвижного состава.

с) Другие опыты в том же направлении. Были проделаны опыты с двумя паровозами, которые назовем M и N . Оба — старые курьерские машины; M имел схему 1—2—0, N —1—2—1, оба с большими движущими колесами. Эти машины не имели ни тележек, ни бисселей. Опыты производились с обычными поездами со скоростями не больше 80 км/час. Измерялись перемещения букс в направляющих, как сказано выше. Участок имел кривые только больших радиусов; паровозы имели низкий центр тяжести. В таблице (см. след стр.) приведены результаты для разгрузок; $f = 0,12$.

Можно видеть, что результаты испытаний подтверждают справедливость наших формул: D_1 тем меньше, чем больше a . В обоих случаях разгрузка получилась значительная, почему необходимо, как выходит и из наших формул, передние рессоры паровоза делать более гибкими. Ниже указаны труды по этому вопросу:

d) Мишель (Michel), Устойчивость путей ж. д. („Revue Generale“, май, 1885 г.); содержит интересные данные.

e) „Аппараты, регистрирующие колебания рессор машин“, („Revue Generale“, июль 1889 г.)

f) Доклад относительно разгрузки колес Бебельманн и Брюнелль на международном конгрессе („Bulletin du Congres“, июль 1889 г.).

g) Опыты над паровозами большой скорости на дорогах Франции и Англии в 1889—1890 гг. Бодри (Baudry) под руководством Генри (Henri).

Паровозы	Статический прогиб a в мм	Разгрузка		
		Перемещ. хомута рессоры при разгрузке a в мм	$\frac{a_1}{a}$	$D_1 = \frac{a_1}{a} + f \left(1 - \frac{a_1}{a}\right)$
M	24	20	0,83	0,85
N	35	25	0,71	0,75

При этих опытах мы не сотрудничали и не присутствовали. Паровозы испытывались со скоростями от 100 до 140 км/час на коротком участке в 4 км, с хорошим путем без кривых и стрелок, заново отремонтированным. Машины пускались на участок толчком и проходили его с постепенно уменьшающейся скоростью. Особым самопишущим прибором получали перемещения букс относительно направляющих. Из этих испытаний возьмем результаты трех паровозов: А—с малым статическим прогибом рессор, С—с большим и В—со средним; все три не имели ни тележек, ни бисселей и были сравнительно коротки.

Мы свели сырые материалы испытаний в таблицу, обработав результаты по нашей формуле (18); мы получили $f = 0,10$. Пусть D_1 —относительная разгрузка рессор и D_2 —их перегруз.

Паровозы	Статич. прогиб a в мм	Разгрузка			Перегруз		
		Перемещение a_1 в мм	$\frac{a_1}{a}$	$D_1 = \frac{a_1}{a} + f \left(1 - \frac{a_1}{a}\right)$	Перемещение a_2 в мм	$\frac{a_2}{a}$	$D_2 = \frac{a_2}{a} + f \left(1 + \frac{a_2}{a}\right)$
A . . .	32	13	0,41	0,47	13	0,41	0,55
B	46	14	0,30	0,37	13,5	0,29	0,42
C	69	16	0,23	0,31	12	0,17	0,29

Нагрузка передней оси на рельс (в статическом положении)

$$\begin{cases} A-11\,539 \text{ кг} \\ B-14\,577 \text{ " } \\ C-13\,443 \text{ " } \end{cases}$$

Таблица подтверждает выгодность большого статического прогиба передних рессор. Сравним результаты опытов с нашими теоретическими по формуле (17):

$$D \leq \frac{h}{a} + f \left(1 \pm \frac{h}{a}\right).$$

Для разгрузки:

A—0,44 — теория и 0,47 — опыт.
 B—0,33 " " 0,37 "
 C—0,26 " " 0,31 "

Для перегрузки:

A — 0,51	— теория	и	0,56	— опыт
B — 0,39	„		0,42	„
C — 0,29	„		0,29	„

Заметим, что при испытании могли быть только колебания, связанные с неровностями пути; в действительности не было кривых, машины не имели виляния. В этом направлении опыты подтверждают наши формулы.

В согласии с нашими формулами опыты показали, что разгрузка и перегрузка почти обратно пропорциональны статическому прогибу рессор; они точно обратно пропорциональны при отсутствии трения.

h) О давлении бандажей на рельсы имеется труд Клемминга (Klemming, — Швеция) („Bulletin du Congres“, март 1892 г.).

i) О взаимодействии между путем и колесом имеется труд Аста (Ast) — Австрия) („Bulletin du Congres“, август 1892 г.).

j) Об устойчивости паровозов имеется труд Дассеса (Dassesse) — Бельгия („Bulletin du Congres“, март 1900 г.).

к) *Заключения.* Все приведенные труды весьма интересны, в особенности последний, в котором помещены данные о гибкости рессор паровозов всего мира (см. приложение XXI). Представляет интерес повторять чаще эти очень простые, дешевые и полезные опыты над колесами всех осей паровозов, тендеров, порожних багажных вагонов и т. д.

К этим опытам, к их организации мы еще вернемся в § 292.

ГЛАВА V

§ 283. Измерение боковых давлений на путь. Их легко получить, измеряя перемещения. По этому вопросу имеется труд Гено (Guénot) „Деформации пути ж. д. и средства их исправления“. Гено определял в статическом положении горизонтальные усилия, необходимые для выворачивания рельса с помощью простого гидравлического прессы. Обратно, измеряя перемещения при выворачивании рельса, можно судить о боковом давлении на рельс.

В Германии эти давления получили из наблюдения изгибов осей. Аст получил величину этого давления в виде 25% от статической нагрузки осей; эта цифра — сомнительна.

Во Франции Шато (Chateau) дал интересное исследование о размере этих давлений на основании наблюдений над изгибом упругих клиньев на пути с рельсами с двойной головкой („Revue générale“, май 1908 г.).

Эти различные испытания дают боковые давления ниже тех, которые получаются по нашим формулам, что объясняется нашим методом всегда брать условия более неблагоприятные, чем бывает в действительности.

В § 259 были приведены результаты последних американских опытов, которые подтверждают наши формулы.

Более точные опыты по определению бокового давления будут даны в § 292.

ГЛАВА VI

§ 284. Опыты с подвешенными паровозами. а) *Испытания Нолло (Nollau), Лешателье (Lechatelier).* В 1848 г. немецкий инженер Нолло осуществил свою мысль испытать паровоз в подвешенном состоянии, заставив его в таком положении вращать колеса с нормальной скоростью для определения амплитуды и продолжительности колебания подергивания и виляния.

Через несколько лет Лешателье повторил эти опыты одновременно с созданием своей теории противовесов. Как мы видели в 4-й части, формулы Лешателье, дополненные Кушем, объясняют эти опыты.

Некоторые инженеры на основании этих опытов пытались доказать, что паровозы могут вызывать в пути только очень небольшие боковые усилия, так как, по их мнению, небольшие полученные при испытаниях колебания будут еще меньше на рельсах благодаря трению бандажей о рельсы.

Это противоречит непосредственному наблюдению при обычных поездках на паровозе.

По нашему мнению, опыты с подвешенным паровозом лишены практического значения.

b) Американские испытания. Здесь необходимо указать на замечательную паровозную лабораторию в Альтоне, где паровозы испытываются на катках.

с) Заключение. Такого рода испытания следует признать искусственными, они не дают полезных указаний для практики.

ГЛАВА VII

§ 285. Приборы для измерения относительных движений на расстоянии. Измерения перемещений букс в своих направлениях можно разными способами передавать в вагон и там их регистрировать. Таким же образом можно получить измерения относительных перемещений кузова к осям тележки и т. д.

Для этой цели имеются приборы:

a) Дудлея (Dudley). О нем будет сказано при описании опытного вагона.

b) Плезнатичский. Прибор этот дает результаты скорей качественные, чем количественные.

с) По нашему мнению подобные испытания следует производить с помощью электрических сервомоторов, как мы говорили выше.

ГЛАВА VIII

§ 286. Приборы для измерения колебаний. Эти приборы служат для измерения ускорений при колебаниях, когда хотят получить данные о „спокойствии хода“.

a) Прибор Деду (Desdovits). Он представляет собой цилиндрический маятник и может служить для определения ускорений при разгоне и замедлении хода поезда. Для измерения ускорений колебаний повозок он не подходит („Revue générale“, октябрь 1884 г. и июнь 1890 г.).

b) Маятник Сабуре (Sabouret). Применен для измерений при колебаниях повозок („Revue Generale“, февраль 1904 г.) Колебания его маятника не свободны, они измеряются гидравлическим катарактом во избежание резонанса. вследствие чего показания этого прибора качественные. Об этом приборе будет еще сказано дальше.

с) Прибор автора. Это—маленький простой прибор для измерения горизонтальных ускорений при полном отсутствии резонанса в приборе. Действие прибора основано на скольжении тела вверх по наклонной плоскости, имеющей с горизонталью угол α . Если f —коэффициент трения, тело может подниматься по наклонной плоскости только, когда ускорение γ получит значение

$$\gamma = g \frac{f - \operatorname{tg} \alpha}{1 + f \operatorname{tg} \alpha}.$$

При наклонных плоскостях с различным α можно вычислить γ ; значение f получается опытом в состоянии покоя. Прибор дает довольно точные показания.

d) Теория Оклера (Auclair). Оклер дал теорию инерционных маятников. Мы повторим здесь из трех его принципов, которые были изложены в 6-й части, третий: „Если движение подвешенной части происходит по закону синусоиды, движение инерционной массы (если опыт достаточно продолжителен) получается того же характера (синусоидальное) с тем же периодом. Эти два движения различаются по фазе, а их амплитуды находятся в определенном отношении“ („Mémoires de la Soc. des ing. civil“, июль 1913 г.).

е) *Маятники с короткими периодами колебаний.* Шюссель (Schussel) применил для определения ускорений маятник с пружиной без трения, без масляного катаракта и без упоров („Dépé civil“, ноябрь 1909 г.).

Этот маятник измеряет как вертикальные, так и горизонтальные колебания с регистрацией их. Ускорение γ испытуемого тела легко вычислить по колебаниям маятника по формуле:

$$\gamma = g \frac{h}{kr},$$

h — амплитуда колебания маятника от его статического положения для центра тяжести его в данный момент, r — вес массы маятника и k — гибкость пружины, отнесенная к единице веса.

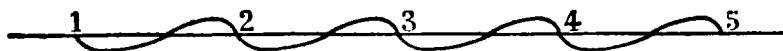
В случае вертикального маятника

$$\gamma = g \frac{a}{a},$$

a — статический прогиб пружины под весом p .

Эта формула, по нашему мнению, будет точна, если маятник не будет источником собственных колебаний (см. 6-ю часть).

После Оклера Карло Бурле (Bourlet) и Грамон де Гиш (Gramont de Guiche) ослабили вредное влияние собственных колебаний маятника, сильно уменьшив его ход. Прибор их называется виброметром; он состоит из легкой массы, укрепленной на мембране коробки манометра Маррея (Marrev). Колебания массы передаются самопишущему прибору.

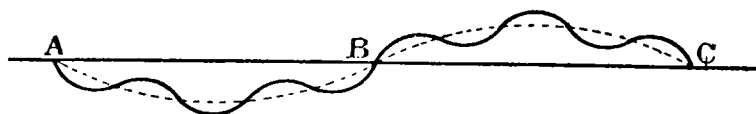


Фиг. 158.

Эти приборы могут служить для измерения колебаний судов, колебаний медленных и почти синусоидальных. При других условиях мы рекомендуем употреблять прибор Бойер-Гиллона и Оклера, описанный ниже в п. *h*.

г) *Маятники с большими периодами колебаний.* Такие маятники издавна употребляются как сейсмографы для измерения сотрясений почвы.

На этом принципе основан прибор Отто Шик (Schick), служащий для измерения очень быстрых колебаний. Его записи на ленте, представленные на



Фиг. 159.

фиг. 158, дают точную кривую колебаний, но не ускорений. Этот прибор может применяться для измерения колебаний повозок, но с обязательным условием снабдить маятник очень гибкой пружиной, чтобы получить плавные колебания.

В начале маятник имеет очень небольшое собственное колебание, так что кривая на ленте получает форму фиг. 159. В таком случае надо выправить кривую, чтобы привести ее к форме фиг. 158, тогда показания будут почти точны. При всем этом при испытании повозок на жел. дорогах с такими приборами обращаться весьма затруднительно. Даже при сотрясениях почвы весьма трудно получить точные показания (см. Science sismologique du comte Montessus de Ballore. Armand Colin, 1907 г.).

г) *Маятник с вращательными колебаниями.* Галлад (Hallade) сконструировал очень интересный маятник для измерения вращательных колебаний, кото-

рый состоит из маленькой массы с осью, параллельной оси наблюдаемого колебания, с катарактом (пружинным). Этот прибор очень портативен и удобен для работы.

h) *Акселеро етр Бойер-Гуллон и Оккра*, (Boyer-Guillon et Auclair). В 1907 г. указанные инженеры предприняли ряд испытаний для определения значения ускорений колебаний. Фиг. 160 дает понятие об их приборе (см. „La Technique automobile“, октябрь 1907 г. и труды этих инженеров в „Comptes rendus de la Société de ing civil“, июль 1913 г.).

Это — маятник, предназначенный для измерения собственно вертикальных колебаний автомобилей. Коробка с маятником *ABC* располагается на подложке *DE* кузова автомобиля. Масса с весом *P* может колебаться около горизонтальной оси *O*, укрепленной в коробке. Спиральная пружина упирается снизу вверх на гайку *F*, связанную с весом *P*, и сверху вниз в шайбу *H*, укрепленную на центральном стержне с нарезкой и барашком *J*, которым можно регулировать натяжение пружины.

Если рессоре дать натяжение, равное *P*, масса прижмется к коробке *C* с нулевым ускорением; если же рессоре дать добавочное натяжение *t* сверх *P*, масса прижмется к *C* с ускорением *γ*, которое мы узнаем из пропорции:

$$\frac{\gamma}{g} = \frac{t}{P}.$$

Ход колебания *P* ограничен небольшой длиной.

Этот прибор прежде всего применяется к измерению ускорений максимальных колебаний при постоянном режиме этих колебаний. Натяжение пружин дают такое, чтобы масса отошла от *C* только в момент максимального колебания. В этот момент происходит разрыв электрической цепи, сигнализирующий по телефону наблюдателю в вагоне.

Маятник этого прибора не имеет собственных колебаний и резонанса, так как *γ* измеряется в начальный момент колебания маятника.

Это удобный и точный прибор для определения максимума *γ* ускорений колебаний, неопределенно долгое время повторяющихся. Прибор можно градуировать теоретически, пользуясь приведенной формулой, и по силе натяжения пружины.

Изобретатели с успехом применяли этот прибор для измерения вертикальных колебаний автомобиля и сотрясений домов при проезде автобусов.

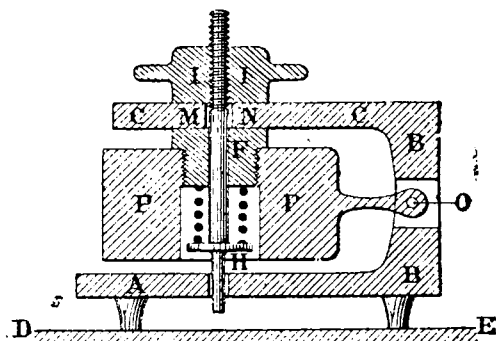
Затем они применили свой прибор для изучения колебаний подвешенной части автомобиля при прохождении последним изолированных препятствий; одно и то же препятствие проходило с постоянной скоростью и увеличивающимся каждый раз натяжением пружины маятника.

Затем они измерили тем же порядком максимальное ускорение *одного колеса*, когда оно преодолевает изолированное препятствие. Были обнаружены большие ускорения в согласии с нашей теорией.

Если иметь несколько таких приборов с пружинами, отрегулированными на различные натяжения, можно получить целую кривую показаний в функции времени.

Оказывается, по этому принципу можно измерять ускорения не только вертикальных, но и горизонтальных колебаний и даже вращения. Этот прибор весьма подходит для быстрого обследования пути.

Если прибор поместить на неподвешенной части, можно получить точные показания относительно вертикальных и горизонтальных действий колес на рельсы.



Ф. г. 160.

1) *Заключение.* Инерционные маятники оказывают большую службу при опытном исследовании колебаний. Для колебаний не синусоидальных, каковые в железнодорожном деле преобладают, можно сделать такой вывод.

1. Маятники с короткими периодами колебаний не дают точных показаний для определения ускорений, так как продолжительность естественных колебаний маятника бесконечно мала сравнительно с продолжительностью наблюдаемых колебаний.

2. Маятники с длинными периодами колебаний не могут воспроизвести точно кривую наблюдаемых колебаний, так как продолжительность этих колебаний бесконечно велика по отношению к наблюдаемым колебаниям.

3. Прибор Бойер-Гиллона и Оклера может практически дать точную кривую колебаний.

ГЛАВА IX

§ 287. Вагоны со специальными приборами для измерения колебаний в их совокупности и для быстрого обследования состояния путей. а) *Вагон Дудлея (Dudley).* Вагон, построенный в 1880 г., снабжен всеми приборами для быстрого обследования состояния пути („Bulletin de congrès“, стр. 5448—5704). Приборы механически регистрируют ряд колебаний посредством самопишущих приборов по отношению к кузову, который рассматривается как совершенно устойчивый (это—слабое место установки).

Он регистрирует:

1) волнообразное движение края кузова относительно правой нитки рельсов,

2) тоже относительно левой нитки,

3) поперечные волнообразные движения качающейся поперечины тележки по отношению к кузову.

На ленте отмечается проход станций, мостов, тоннелей и пр.

При обследовании пути Дудлей отмечал дефектные места, выплескивая на путь окрашивающую жидкость.

б) *Вагон Сабуре (Sabouret).* Это двухосный вагон, снабженный приборами, описанными в §§ 285 и 286, а именно:

1) пневматическим прибором для наблюдения вертикальных недостатков пути, регистрирующим относительные движения кузова к рельсам,

2) двумя инерционными маятниками (на правой и левой сторонах) для регистрации горизонтальных колебаний самопишущими приборами.

Показания маятников — качественные (см. „Revue générale“, февраль 1904 г.).

в) *Вагон Россигьола (Rossignol).* Таковой снабжен четырьмя инерционными маятниками Сабуре для горизонтальных колебаний и двумя — для вертикальных (см. „Revue générale“, декабрь 1903 г.).

д) *Прибор Галлада (Hallade).* Этот универсальный прибор снабжен инерционными маятниками для измерения колебаний четырех родов, а именно: вертикальных, поперечных, продольных и вращения при боковой качке.

е) *Заключение.* По нашему мнению, к различным описанным приборам следует присоединить акселерометр Бойер-Гиллона и Оклера для точного измерения ускорений как подвешенной, так и неподвешенной части, с применением электрических сервомоторов для регистрации измерений на расстоянии (передачи в вагон).

ГЛАВА X

§ 288. Коэффициент трения при расчете тормозов. Приведем некоторые интересные испытания в этой области.

а) *Испытания Пуаре и Боше (Poiret et Bochet).* Между 1851 и 1858 гг. были произведены опыты для определения коэффициента трения повозок, колеса коих были заторможены до скольжения по рельсам, в различных условиях.

Боше обработал результаты этих опытов. Они изложены в „Annales des Mines“; 5 серия, том XIII, 1858 г. и 5 серия, том XIX, 1861 г.

По этим опытам определилось, что коэффициент трения уменьшается со скоростью скольжения.

б) Опыты Дугласа Галтона (Douglas Galton). В 1878 г. Дуглас Галтон произвел подобного же рода опыты со скоростями до 96 км/час, поддерживая в течение каждого отдельного опыта постоянную скорость, чтобы учесть влияние сил инерции. Эти опыты дали два вывода:

1. Оба коэффициента трения (между деревянной колодкой и бандажом и между бандажом и рельсом) уменьшаются с увеличением скорости (согласно с опытом Пуаре и Боше), но значения получились несколько меньшие, чем у предыдущих исследователей. Вероятная причина расхождения — различная точность.

2. Оба коэффициента уменьшаются с увеличением продолжительности действия до минимума примерно на 20-й секунде (см. „Proceedings of the Institution of Mechanical engineers“, июнь 1878 г. и октябрь 1879 г., а также „Freinage du materiel des chemins de fer“ par P. Gosserez et A. Jonet).

с) Опыты Дедуи (Descouits). Он производил опыты с акселерометром, которые не дали удовлетворительных результатов.

д) Опыты Берлина (Berlin à Zossen). Опыты были произведены (см. § 289) при очень больших скоростях. Значения коэффициента трения между колодкой и бандажом получились более низкие, что и естественно для больших скоростей.

ГЛАВА XI

§ 289. Опыты с весьма большими скоростями. *а) Опыты Р. Л. М. при 140 км/час.* Мы уже дали наши личные заключения об этих опытах в § 282.

б) Опыты Берлина при 200 км/час. Это опыты с двумя электрическими автоматрисами Siemens и Allgemeine, каждая весом в 100 т, с двумя трехосными тележками паровой конструкции.

Путь, довольно легкий, к нескольким последним поездкам был укреплен высокими контр-рельсами по всей своей длине. Контр-рельсы были окрашены, чтобы по стертым местам можно было видеть пункты, где колеса сходили с рельсов.

При опытах достигали удельного сопротивления в 8,3 кг/т при 100 км/час и 26,2 кг/т при 200 км/час.

Путь при этих опытах получил неровности (просадку) до 30 мм. Это несомненно доказывает разрушительное действие сил инерции неподвешенной части в виде массы колесных пар и части массы моторов. К несчастью, во время опытов не замечали вертикальные перемещения кузова по отношению к колесам, что было бы особенно интересно при получившихся больших неровностях пути. Мы знаем только, что колеса при этих неровностях повидимому не поднимались выше рельсов, потому что краска на контр-рельсах сохранилась по всей их длине. Казалось бы можно было обойтись и без этих контррельсов.

О теоретической стороне вопроса см. § 271. Подробности об этих опытах см. в „Revue générale“, март 1902 г. июль, сентябрь, ноябрь 1904 г.).

ГЛАВА XII

§ 290. Различные опыты. Укажем на наиболее интересные труды:

1. Опыты Орлеанской дороги („Revue generale“, август 1899 г.).

Опыты Naisy le Sec по сопротивлению поездов на кривых при различных формах гребня бандажа („Bulletin du Congrès“, 1892 г.).

§ 291. Наблюдения над колебаниями паровозов на полном ходу. Мы издавна занимались подобными наблюдениями, особенно колебаний виляния, иногда очень серьезных при 120 км/час. Мы измеряли на площадке паровоза максимальные боковые ускорения и продолжительность колебаний виляния.

Эти наблюдения имели своей целью осветить те или другие стороны вопросов для нашей теории колебаний.

§ 292. Заключение по опытам. *а) Опыты по измерению неровностей пути под нагрузкой и при прохождении поездов.* Это—основные опыты для всякой работы по устойчивости подвижного состава. Их полезно повторять повсюду и часто. Можно рекомендовать как недорогой и достаточно точный метод Фламаша и Губерти.

б) Опыты по измерению изменений вертикальных давлений колес на рельсы. Это изменение давления составляло предмет 1 части нашего труда. Мы видели (§ 282 б что многочисленные опыты подтверждают наши теоретические выводы. Было бы интересно повторить эти опыты, особенно при подвесных рессорах без трения, периодических и аperiodических, тем более, что эти опыты чрезвычайно просты. Но оказывается, что и в текущей работе можно найти подтверждения справедливости наших формул, например:

1. Во время войны нам пришлось иметь дело с вагонами, перегруженными до крайности, так что оставалось всего 30 мм располагаемого прогиба для рессор в статическом положении при следовании по весьма неисправному пути, с неровностями (просадкой) до 30 мм. Мы никогда не могли констатировать ударов рессор о раму, т. е. амплитуда колебаний не превышала 30 мм даже при совместных вертикальных колебаниях боковой качки и связанных с входом на кривую и т. д. Это одно из подтверждений нашей теории.

2. Мы видели, что в электровозах с полыми осями кольцевой зазор между движущей осью и полый осью всего 35 мм. Все электрики говорят, что при таком зазоре никогда не бывает соприкосновения, даже на плохих путях. Это—второе подтверждение.

Мы отмечаем необходимость учитывать инерционные действия колес и вообще неподвешенной части на рельсы. В § 108 мы дали формулу для определения разгрузки от этих сил в середине рельса, что важно с точки зрения схода с рельсов. Но для перегрузки на стыке от этих же сил,—очень интересного обстоятельства с точки зрения содержания пути,—вычисления дают только неопределенные указания. Этот пробел легко восполнить с помощью акселерометра Бойер-Гиллона и Оклера, располагая его на оси, или располагая на шпалах, ближайших к стыку, динамометр с шариками Бриннеля, о котором скажем дальше.

с) Опыты по измерению боковых давлений колес на рельсы. Для этой цели необходим динамометр с весьма малым ходом; при большом ходе динамометр имел бы собственную упругость, которая уменьшала бы измеряемое давление и таким образом динамометр давал бы ложные показания; динамометры с жидкостью и мембраной не подходят вследствие инерции жидкости, которая также искажает результаты. Удобен для поставленной цели динамометр, принцип действия которого основан на употреблении шарика Бриннеля, который под давлением дает в металле, на который он давит, больший или меньший отпечаток; по глубине отпечатка можно судить о силе давления, которая этот отпечаток вызвала. Система имеет распространение в Америке для измерения боковых давлений на путь электровозов с движущими осями новых моделей (см. § 259).

Вместо шариков лучше употреблять небольшие стальные цилиндры, делающие оттиски полным сечением.

d) Вагоны для быстрого обследования состояния пути. Такие вагоны „объективного“ обследования пути в текущей работе очень полезны для самих инженеров пути. Желательно, чтобы эти вагоны получили широкое распространение.

Очень удобны вагоны Сабуре и Россиньоля; равно как и прибор Галлада; прибор Бойер-Гиллона и Оклера весьма полезен и должен получить распространение.

Вагоны Сабуре и Россиньоля—двухосные, с обыкновенным подвешиванием и без всяких приспособлений для ослабления боковых колебаний; их помещают преимущественно в хвосте поезда. Последнее необходимо потому, что кузова таких вагонов при расположении последних в середине поезда с хорошо стянутой упряжью не будут подвергаться колебаниям при прохождении поперечных дефектных мест пути, каковые следовательно останутся неотмеченными. Вообще эти вагоны дают ясные показания для вертикальных препятствий и довольно неопределенные для горизонтальных. В первом случае часто трудно различить, когда маятник отмечает недостаток пути и когда—колебания, связанные с игрой гребней в пути; надо иметь в виду, что первые дают вообще местные, отдельные показания, тогда как последние дают периодические показания с почти постоянной продолжительностью.

e) Наши заключения. Указания опыта, по нашему мнению, надо использовать следующим образом.

1. Относительное изменение нагрузки в колебаниях.

Как мы видели, легко измерить максимальную амплитуду перемещений букс по отношению к их направляющим (§ 232) на перегоне. Полезно снабдить прибор приспособлением для включения и выключения на расстоянии, например из будки машиниста, так как это позволило бы производить наблюдения в определенных местах пути.

2. Боковые давления гребней на рельсы при колебаниях

Изменения этих давлений производятся согласно данным выше указаниям и дополнительных, по нашему мнению, не требуется

Заключения

Настоящий труд обнимает собой целый круг связанных между собой проблем и решения их представляет в виде формул.

Кроме отдельных заключений по частям труда, в 7-й части мы дали общее заключение, объединив все наши формулы для единой, общей цели—определения для различных точек пути коэффициентов безопасности против схода с рельсов и против опрокидывания, иначе говоря—определения степени устойчивости единиц подвижного состава разного рода (локомотивов, вагонов, автомотрис и т. д.) в различных точках пути при определенной скорости.

При использовании нашего труда следует различать два случая.

1. Если желают новый тип сравнить с существующим, применяют отдельные формулы, смотря по тому, в каких направлениях требуется сделать сравнение (см. 7-ю часть, глава I).

2. Если желают полностью изучить совершенно новый тип, применяют к проекту его метод, указанный в 7-й части в той последовательности и по тем указаниям, которые там имеются (7-я часть, глава II и III).

Какова точность нашего метода и в чем его особенность?

Прежде всего наши формулы не эмпирические; под этим термином мы понимаем формулы, которые не имеют под собой никакой математической базы и являются только отражением ряда методических испытаний.

Мы не критикуем эмпирический метод, но мы его не употребляем, за исключением некоторой доли 6-й части.

Наш метод заключается в следующем:

1. Большинство наших формул основано на принципах теоретической механики в применении к повозке, поставленной в практические условия.

2. Некоторые, будучи также основаны на принципах теоретической механики, относятся к повозке, поставленной в условия немного более неблагоприятные, чем бывает на практике; иногда мы прибавляем к формулам числовой опытный коэффициент, как это принято в прикладной механике; этот коэффициент следует употреблять только в тех пределах, в коих он действителен.

3. Наконец во всех случаях, когда одновременно существуют различные колебания и пертурбации, мы берем наиболее неблагоприятное сочетание их в условиях резонанса.

В 8-й части мы указали, что многочисленные испытания и наблюдения в различных странах дали существенные подтверждения справедливости наших формул во всей их совокупности. Но совокупность наших формул обнимает больший круг явлений, чем произведенные где бы то ни было до сих пор испытания.

Мы высказываем пожелания, чтобы будущие испытания по устойчивости единиц подвижного состава производились также в условиях совокупности явлений, подобно условиям построения наших формул. Отметим как достоинство нашего метода то обстоятельство, что если наши теоретические формулы дают для проектируемой единицы достаточные коэффициенты безопасности против схода с рельсов и опрокидывания, то выстроенная единица будет иметь лучшие коэффициенты.

Другими словами, наши коэффициенты надо рассматривать, как минимальные или, вернее, как низшие предельные.

Мы уверены, что дальнейшие испытания над колебаниями подвижного состава и деформациями пути докажут возможность повышения скоростей до пределов, указанных нашими формулами. Часто говорят, что инженеры должны руководствоваться указаниями теории и практики. По нашему мнению, этого недостаточно, нужно руководиться указаниями теории, практики и специально предпринятых опытов.

Мы во Франции производим мало опытов.

Наш труд обнимает вопросы устойчивости подвижного состава и спокойствия его хода, объединяя в одних и тех же формулах элементы пути и подвижного состава.

Мы полагаем, что наши формулы можно еще уточнить, в то же время мы надеемся, что они окажутся полезными для настоящего времени.

Следует отдать должное гению железнодорожных деятелей, которые создали главнейшие геометрические факторы жел. дорог, как-то: ширину колеи, очертание габарита, радиусы кривых главных линий и др., такими, которые удовлетворяют жел. дор. транспорт в настоящее время и будут удовлетворять еще многие годы во многих направлениях.

ДОПОЛНЕНИЕ

Приложение I

Опыты Коюара (Coüard)

В 1887 г. в „Revue générale des chemins de fer“ Коюар описал свои опыты по измерению прогибов пути при проходе паровоза, тендера и поезда, при различных скоростях—до 90 км/час.

Опыты производились над участком пути из двух рельсов длиной по 10 м, с совпадающими стыками; впереди них находились два рельса по 5 м; рельсы были весом по 39 кг в погонном метре; они были уложены без металлических подкладок, на дубовых шпалах и на шурупах. Десятиметровые рельсы (ходовой размер) укладывались на шпалах в количестве по 12 штук на рельс, при среднем расстоянии между ними в 0,83 м; на стыках, как это обыкновенно делают, они сближались, а посередине рельса раздвигались. Путь был уложен недавно.

Нагрузка осей паровоза и тендера была около 12 200 кг на каждую ось.

Для измерения прогибов пути Коюар пользовался хорошо известными аппаратами Маррея (Marey); между прочим ему предстояло измерить:

- 1) просадку шпал относительно уровня грунта,
- 2) прогиб рельсов относительно уровня шпал.

Для выполнения этого задания Коюар помещал под концом соединенной с рельсом рейки измерительный прибор Маррея, состоящий из небольшого меха с натянутой упругой мембраной; от нее шла каучуковая трубка к приемнику, записывающему прогибы, в котором карандаш чертит кривую прогибов на вращающемся цилиндре. Запаздывание показаний, происходящее от инерции массы воздуха, по точному измерению Коюара, оказалось ничтожным, и им можно пренебречь.

Эти опыты были предназначены для измерения временных прогибов пути в момент прохода поезда с большою скоростью. Но кроме того Коюар дает результат точных наблюдений над остаточными деформациями пути в различных пунктах рельсовой сети; эти деформации, присоединяясь к временным, увеличивают общие деформации—тем больше, чем дольше стоит путь. Их необходимо принимать в расчет при вычислениях.

Ниже (стр. 282) помещена таблица, приблизительно иллюстрирующая эти опыты и наблюдения, для случая рельса в 10 м длиной.

Графа „остаточные осадки шпал“ определяет остаточную осадку рельсов над шпалами относительно наивысших точек этих рельсов после довольно долгой их службы и при отсутствии всякой нагрузки; эти цифры относятся к хорошо содержимому пути; они получены из наблюдений Коюара на путях сети Париж—Лион—Средиземное Море (P. L. M.).

Графа „временные осадки шпал“ указывает прогиб различных частей рельса во время прохода паровоза; эти осадки измерены относительно различных частей рельса, уже деформированного согласно первой графе „остаточные осадки шпал“.

№№ шпал по порядку	Остаточные	Временные	Итого
	осадки шпал	осадки шпал	
	<i>мм</i>	<i>мм</i>	<i>мм</i>
0 (стык)	3,50	2,60	6,10
1-я шпала	2,30	2,46	4,76
2-я "	1,20	3,11	4,31
3-я "	0,60	1,74	2,34
4-я "	0,30	1,71	2,01
5-я "	0,10	1,92	1,02
6-я "	0,00	1,06	1,06
7-я "	0,00	1,44	1,44
8-я "	0,10	1,44	1,54
9-я "	0,30	1,12	1,42
10-я "	0,60	1,75	2,35
11-я "	1,20	1,60	2,80
12-я "	2,30	2,95	5,25
0 (стык)	3,20	2,60	5,80

Графа „итого“ указывает полные осадки шпал, т. е. сумму остаточных и временных относительно высшей точки рельса деформаций но при отсутствии нагрузки.

Из этих цифр легко вывести понижение уровня h , которое входит в наши формулы. Это будет 6,10 мм (на стыке), откуда нужно вычесть временную осадку в 1,06 мм на шестой шпале; получим 5,04 мм или круглым числом 5 мм.

При старом, изношенном пуги величину остаточной осадки следует принять большую, потому что опыты Коюара производились на пути, недавно отстроенном, и притом со сравнительно легким паровозом.

Совершенно понятно, что эти две категории осадок имеют свой максимум на стыках, потому что именно там находится наиболее слабая точка рельса, даже при очень сильных стыковых накладках.

Но эти понижения уровня—не единственные.

Во первых, имеется зазор между концами рельсов, необходимый для их расширения; сам по себе он дает лишь ничтожное понижение, которым можно пренебречь; при двенадцатимиллиметровом зазоре для двенадцатиметровых рельсов (в большие холода) это понижение достигает лишь 0,02 мм.

Но есть еще иная причина углубления колес при проходе через стык. При проходе поезда конец рельса, на который вкатывается колесо, и конец рельса, с которого оно сходит, при изгибе получают различный уклон, отчего происходит перепад приблизительно в 0,35 мм при новом пуги и около 0,75 мм при старом, изношенном. Именно этот перепад и производит отчасти тот толчок на стыке, который хорошо знаком каждому ездившему по железной дороге.

Наконец существуют временные прогибы рельсов; они должны быть гораздо сильнее на стыке, чем на середине рельса, но это устраняется более тесным сближением шпал около стыка, как мы уже говорили выше; эти прогибы изменяются приблизительно от 0,80 до 0,00 мм.

Три последних причины осадки рельсов имеют очень мало влияния с интересующей нас точки зрения, потому что они очень слабы и действуют лишь на очень коротком протяжении.

Поэтому основанием для наших вычислений должна служить вышеприведенная таблица. Не следует забывать, что при этих опытах путь был прочный и недавно уложенный; кроме того подвижной состав был легкий, а скорость—умеренная.

При изношенном же пути, при новейшем тяжелом подвижном составе и при больших скоростях общее понижение уровня пути может достигнуть 10—20 мм, а в некоторых исключительных случаях даже и еще большей величины.

Формулы трения листовых рессор

а) *Формулы Филиппса*, дающие прогиб рессор. Обычные, хорошо известные формулы Филиппса суть следующие:¹

$$e = \frac{3}{8} \cdot \frac{Pl^3}{E n b c^3}, \quad (I)$$

$$R = \frac{3}{2} \cdot \frac{Pl}{n b c^2}, \quad (II)$$

где:

P — полная нагрузка рессоры,

l — длина главного рессорного листа между точками опор,

n — число листов в рессоре,

b — ширина листов,

c — толщина листов,

e — прогиб рессоры под влиянием нагрузки P ,

R — усталость металла на единицу поверхности при нагрузке P и при прогибе e ,

E — коэффициент упругости закаленной стали, равный от 20 до 25 миллиардов, если мы возьмем за единицы метр и килограмм.

Эти формулы приложимы к случаям, когда все листы рессор одинаковой ширины, одинаковой толщины и одинаково наложены один на другой.

Прибавим, что Филиппс доказал (см. стр. 256 его мемуара), что в данных условиях *нажимающим силы действуют только по концам рессорных листов*, и что давление, испытываемое каждым листом на каждом конце равно $\frac{P}{2}$;

в остальных точках „рессорные листы плотно прилегают друг к другу без заметного нажима, но также и без зазора, что подтверждается опытом“.

Прибавим, что эта теорема оправдывается точно лишь тогда, если рессора такова, как мы ее определили выше. Действительно, из теории Филиппса получается, что если толщина листов будет возрастать, начиная от главного листа, то между ними образуются зазоры, а если их толщина будет в том же направлении уменьшаться, то давления не будут передаваться исключительно лишь на концы листов. Но, так как на практике все рессорные листы одинаковой толщины, кроме лишь легкой разницы для главного листа, то мы можем допустить, что нажимающие усилия приложены только на концах листов, что предполагает и Филиппс.

Вспомним еще, что рессорные листы деформируются по концентрическим окружностям, как показал Филиппс, когда листы равной толщины, равной ширины и наложены одинаково.

Эти формулы и выводы Филиппса служат нам, как увидим далее, для вывода нашей формулы трения.

б) *Расчет трения листовой рессоры*. Попробуем вычислить работу T суммы сил трения всех рессорных листов, наложенных друг на друга, для всей рессоры, в то время когда рессора сгибается на величину e под тяжестью груза P . Потом мы вычислим работу сопротивления всей рессоры в тех же условиях: отношение $\frac{T}{P}$, и будет то, что мы называем „относительным трением“ или „пропорциональным трением“ рессоры.

Вычислим сперва T только для половины рессоры.

Назовем ε пропорциональное удлинение волокон, соответствующее R . Из самого определения коэффициента упругости имеем:

$$\varepsilon = \frac{R}{E}. \quad (III)$$

¹ „Annales des Mines“, 1852, 5 серия.

Это относительное удлинение будет одно и то же по всей длине вытянутых волокон рессорных листов и равно пропорциональному укорочению сжатых волокон, потому что рессорные листы деформируются по концентрическим окружностям.

Установив это, рассмотрим взаимодействие главного рессорного листа с лежащим под ним листом, с одной стороны; мы знаем, что взаимное давление равно $\frac{P}{2}$; трение равно $\frac{P}{2} \varphi$, где φ — коэффициент трения одного листа о другой лист. Каков же будет пройденный этим трением путь в течение того времени, когда рессора испытывает полный прогиб e ?

На конце главного листа его относительное укорочение по уравнению (III) будет равно $\frac{R}{E}$; итак, его действительное сокращение будет:

$$a = \frac{l}{2} \cdot \frac{R}{E}.$$

Но в точке соприкосновения с нижним листом главный лист сокращается на длину, равную

$$a' = \frac{l}{2} \cdot \frac{R}{E} \cdot \frac{n-1}{n}.$$

С другой стороны, лист, лежащий под главным листом, удлинится в своем конце на ту же величину; наконец общее скольжение главного листа по лежащему под ним листу будет:

$$2a' = l \cdot \frac{R}{E} \cdot \frac{n-1}{n}.$$

Установив это, суммируем все скольжения этой половины рессоры, помня, что сила трения повсюду одна и та же и равна $\frac{P}{2} \cdot \varphi$.

1-й контакт дает скольжение, равное $l \frac{R}{E} \cdot \frac{n-1}{n}$

2-й $l \frac{R}{E} \cdot \frac{n-2}{n}$

($n-1$), $l \frac{R}{E} \cdot \frac{1}{n}$

Обозначим через d сумму скольжений всех концов рессорных листов по находящимся под ними, получим:

$$d = l \frac{R}{E} \left[\frac{1}{n} + \dots + \frac{n-1}{n} \right]$$

$$d = \frac{lR}{En} \left[1 + \dots + (n-1) \right].$$

Сложив арифметическую прогрессию, получим:

$$d = \frac{lR}{En} \left[(n-1) \frac{1+(n-1)}{2} \right] = \frac{lR}{En} (n-1) \cdot \frac{n}{2}$$

или

$$d = \frac{n-1}{2} \cdot \frac{lR}{E}.$$

Итак, работа трения одной половины рессоры равна половине произведения усилия на общее скольжение, как для работы рессоры; следовательно

работа трения для всей рессоры равна произведению $\frac{P}{2}$ на указанную величину d , т. е.:

$$T = \left(\frac{P}{2} \varphi\right) \left(\frac{n-1}{2} \cdot \frac{lR}{E}\right) = \frac{1}{4} P \varphi (n-1) l \frac{R}{E}. \quad (\text{IV})$$

Определим теперь работу сопротивления самой рессоры, когда она сгибается на величину l под нагрузкой P .

Согласно уравнению (I), прогиб равен:

$$e = \frac{3}{8} \cdot \frac{Pl^3}{E n b c^3}.$$

Работа равна половине произведения максимальной нагрузки на прогиб, т. е.:

$$T' = \frac{1}{2} \cdot P \cdot \frac{3}{8} \cdot \frac{Pl^3}{E n b c^3}.$$

Но это уравнение можно написать так:

$$T' = \frac{1}{8} \cdot P \left(\frac{3}{2} \cdot \frac{Pl}{n b c^3}\right) \cdot \frac{l^3}{E c}.$$

Выражение, стоящее в скобках, именно и есть величина B в уравнении (II); имеем:

$$T' = \frac{1}{8} \cdot P R \frac{l^3}{E c}$$

Значит, искомое относительное трение рессоры будет равно:

$$f = \frac{T}{T'} = \frac{\frac{1}{4} \cdot P \varphi (n-1) l \frac{R}{E}}{\frac{1}{8} \cdot P R \frac{l^3}{E c}}, \quad (\text{V})$$

откуда

$$f = 2\varphi (n-1) \frac{c}{l}. \quad (\text{VI})$$

Такова искомая формула, дающая относительное трение рессоры в функции коэффициента трения φ листов одного об другой при числе листов n , их толщине — c и при длине l главного (верхнего) листа между точками опоры.

Повторяем: эта формула предполагает, что все рессорные листы имеют равную толщину. Если главный лист будет немного толще других, то это поведет к очень незначительному уменьшению коэффициента 2, например до цифры 1,90. Но, с другой стороны, сжатие хомута дает незначительное дополнительное трение, которое по формуле не принимается в расчет; мы допускаем, что это увеличение почти компенсирует указанное уменьшение.

Мы видим, что f не зависит от прогиба e рессоры и от нагрузки P ; следовательно это будет трение, пропорциональное или относительное.

с) Можно построить листовые рессоры с большей или меньшей величиной f . Возьмем предыдущие формулы:

$$e = \frac{3}{8} \frac{Pl^3}{E n b c^3} \quad (\text{I})$$

$$R = \frac{3}{2} \cdot \frac{Pl}{n b c^2}; \quad (\text{II})$$

$$f = 2\varphi (n-1) \frac{c}{l}. \quad (\text{VI})$$

Посмотрим, каким образом изменяется f , если заставить изменяться l, b, c и n , оставляя груз P постоянным, принимая статический прогиб $e = a$ и обозначая через R максимальную работу волокон на единицу поверхности.

1) Предположим, что мы оставили длину l и толщину c постоянными и уменьшаем ширину b , увеличивая n так, что n' остается постоянным.

Мы увидим, что e и R не изменятся, потому что l, c и n' остаются без перемен. Поэтому, если b будет в m раз меньше, n будет в m раз больше; следовательно

$$f' = 2\varphi (mn - 1) \frac{c}{l}$$

Итак $(mn - 1)$ почти что пропорционально m ; значит, заменяя одну рессору другой подобной, у которой ширина листов в m раз меньше, а число листов в m раз больше, мы получим тождественную рессору, но с относительным трением приблизительно в m раз большим.

Вот первое средство получить рессору с большим относительным трением. На это можно возразить, что очень узкие рессоры трудно поддаются правильной установке; поэтому мы покажем, что есть иное средство построить рессоры с большим относительным трением.

2) Предположим теперь, что мы оставляем ширину b постоянной, но уменьшаем длину l и толщину c и увеличиваем n ; спрашивается, в какой мере увеличится f' ?

Предположим, что b остается постоянным, а l уменьшается в m раз, становясь $l' = \frac{l}{m}$.

Предположим еще, что мы приняли $c' = \frac{c}{m^2}$, а $n' = m^3 n$; тогда для новой рессоры будут те же значения для e и R .

Действительно, обратясь снова к уравнению (I), мы увидим:

$$e' = \frac{3}{8} \frac{P \left(\frac{l}{m}\right)^3}{E (m^3 n) \cdot b \left(\frac{c}{m^2}\right)^3} = \frac{1/m^3}{m^3/m^6} \cdot e;$$

$$e' = e \frac{1/m^3}{1/m^3} = e.$$

Значит, e не изменилось.

Перейдем к уравнению (II):

$$R' = \frac{3}{2} \frac{P \cdot \frac{l}{m}}{m^3 n \cdot b \left(\frac{c}{m^2}\right)^2} = \frac{1}{\frac{m^3}{m^4}} R = \frac{1}{m} \cdot R = R,$$

т. е. и R осталось без перемены.

Теперь перейдем к уравнению (VI)

$$f' = 2\varphi (m^3 n - 1) \cdot \frac{\frac{c}{m^2}}{\frac{l}{m}} = 2\varphi (m^3 n - 1) \frac{c}{l} \cdot \frac{1}{\frac{1}{m}};$$

$$f' = 2\varphi \frac{c}{l} \left(\frac{m^3 n - 1}{m}\right),$$

и наконец:

$$\frac{f'}{f} = \frac{\left(\frac{m^3 n - 1}{m}\right)}{n - 1} = \frac{m^3 n - 1}{m(n - 1)}.$$

Итак, $m^3 n - 1$ близко подходит к $m^3 n$,
а $n - 1$ близко подходит к n } , если в рессоре много листов.

Следовательно последнее выражение можно написать так:

$$f' = \frac{m^3 n}{mn} = m^2.$$

Заменяя одну рессору с определенным числом листов другою, в m раз более короткою, с тою же шириной листов b , но толщина которых в m раз меньше и число листов в m раз больше, мы получим относительное трение приблизительно в m^2 раз более сильное.

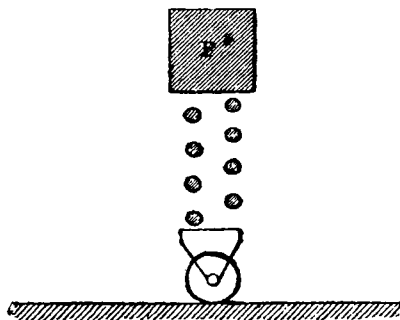
Таким образом, если мы хотим иметь рессору одинаковой ширины, но с относительным трением в m раз бóльшим, то нужно взять листы в \sqrt{m} раз более короткие, в m раз более тонкие, и число листов взять в $m^{3/2} = \sqrt{m^3}$ раз больше.

В этом состоит второй способ увеличения относительного трения в рессорах. Понятно, что можно применять и оба способа одновременно.

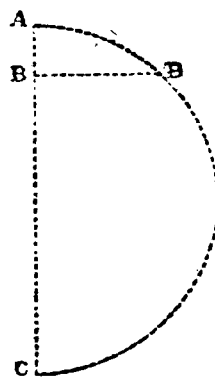
Приложение III

Колебания груза на рессоре без трения, поставленной над колесом, катящимся по прямолинейному пути

Пусть груз опирается на рессору, которая в свою очередь опирается на буксу с колесом, вращающимся с равномерной скоростью и катящимся по совершенно прямолинейному пути (фиг. 161). Если мы сообщим некоторое колебание грузу P , то каков будет закон этого колебания? Он будет тот же, как если бы вся система не перемещалась по рельсу; это очень известная задача Понсле (*Foncelet*), или задача колебания груза, укрепленного на эластичном стержне (§ 3).



Фиг. 161.



Фиг. 162.

Длительность колебания вверх или вниз будет:

$$t = \pi \sqrt{\frac{a}{g}}, \quad (I)$$

где a — прогиб рессоры под статической нагрузкой P .

Формулу можно еще написать так:

$$t = \pi \sqrt{\frac{KP}{g}}, \quad (II)$$

здесь K будет коэффициент гибкости рессоры или ее удлинение под давлением единицы веса ($a = KP$).

Длительность полного колебания туда и обратно равна $2t$.

С другой стороны, закон вертикального движения P определяется уравнением движения по окружности ABC ; при этом AC будет длина колебания, предполагающаяся известной (нисходящее колебание) (фиг. 162).

(Фиг. 162 дана в несколько большем масштабе, чем фиг. 161).

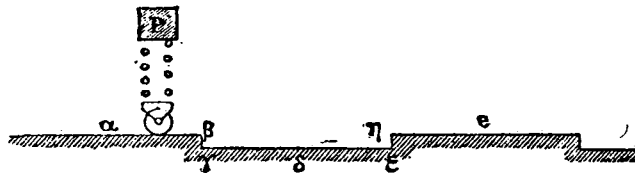
Таков смысл конечных выводов задачи Понсле.

В каждом отдельном случае надлежит определять амплитуду колебания. Далее мы покажем, как это легко достигается во всех случаях при помощи графического построения.

Приложение IV

Колебания груза на рессоре без трения, лежащей на колесе, которое катится по пути с прямоугольными неровностями *

а) *Условия задачи.* Предположим, что груз на рессоре передвигается с равномерной скоростью вдоль пути зубчатого очертания, имеющего профиль с равными прямоугольными впадинами (фиг. 163). Мы предполагаем, что грузу сообщено первоначальное колебание некоторой величины. Кроме того мы предполагаем, что скорость горизонтального перемещения будет такова, что груз совершит полное колебание (вверх и вниз), в то время как колесо пройдет путь от α до θ (период, соответствующий длине рельса); другими словами, мы предполагаем, что существует совпадение или синхронизм между колебаниями



Фиг. 163.

и повторяемостью периодических неровностей пути. На первый взгляд можно предвидеть, что могут быть колебания *расходящиеся* или неопределенно возрастающие, если рессора предполагается без трения листов друг об друга. Тогда мы имеем опасный случай *критической скорости*, как он назван в труде Надаля; эта критическая скорость определяется из формулы (I) (приложение III), которая выведена Надалем совершенно самостоятельно.

* Мы допустили ряд предположений, выходящих за пределы практической действительности. Мы предположили, что на рессоре находится только один груз, ниже мы покажем приложение этого теоретического случая к подвижному составу на практике.

Мы предположили, что путь состоит из прямоугольных впадин, вместо пути с обычными неровностями, встречающимися в действительности, который мы опишем далее. Затем в приложении VII, мы покажем, что путь с прямоугольными впадинами есть самый неблагоприятный. Следовательно графические построения и формулы, основанные на предположении такого пути с прямоугольными впадинами, приложимы на практике *à priori*; другими словами, на практике колебания будут несколько меньших размеров и несколько быстрее сходящимися, чем полученные из наших диаграмм и формул. Наша формула для длительности колебаний является приближенной; она предполагает, что неровности пути очень малы сравнительно с амплитудой колебаний. Практически эта формула длительности является достаточно точной.

Мы предположили, что колесо бесконечно мало. Такое допущение может показаться слишком смелым, потому что каждый может спросить, как же такое колесо будет в состоянии подниматься на зубец $e\eta$ (фиг. 163).

Правильнее сказать, что мы предполагаем колесо в том отношении малым, что горизонтальное расстояние, которое оно проходит во время падения от β до γ , очень мало сравнительно с расстоянием $\gamma\epsilon$. Такое условие повидному делает необходимым предполагать колесо бесконечно малым. На фигуре вертикальные размеры в огромной пропорции преувеличены сравнительно с размерами горизонтальными. Но, представив себе фиг. 163 в натуральном масштабе, мы увидим, что длина $\gamma\epsilon$ составляет 10 м, тогда как высота неровности $\beta\gamma$ равна только 4 мм, т. е. едва 0,04% от длины $\gamma\epsilon$. Колесо на практике имеет 1 м в диаметре, так что описанное условие будет выполнено полностью; другими словами, колесо диаметром в 1 м, падая с высоты 4 мм, пройдет лишь крайне ничтожное горизонтальное расстояние по сравнению с длиной 10-метрового рельса. Можно даже предположить, что наш теоретический зубчатый путь имеет легкие наклонные плоскости в местах $\beta\gamma$ и $e\eta$, отчего условия теоретической задачи несколько не изменятся. Из сказанного мы видим, что изученный теоретический случай несколько не противоречит возможностям практической действительности.

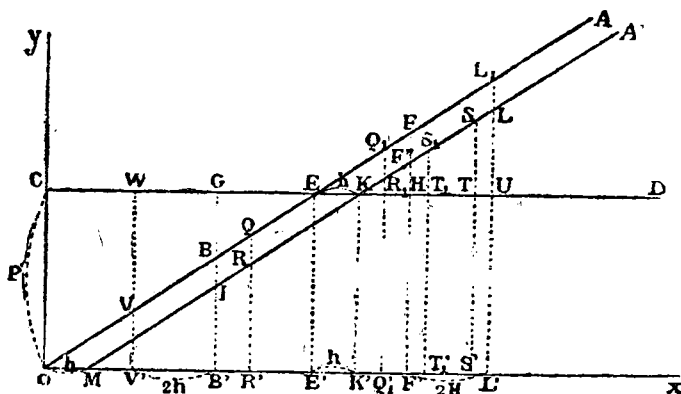
Впрочем далее (приложение VII) мы рассмотрим случай неровностей любого профиля с уступами, смягченными плавной кривой, а также случай неровностей из действительной практики.

Теперь вычислим амплитуду последовательных колебаний в самых неблагоприятных случаях, т. е. в таких случаях, когда эти колебания достигнут наибольшей из возможных величин. Мы достигнем этого посредством графического метода.

б) Понижение уровня имеет место при начале нисходящего колебания. Предположим сперва, что груз P находится в точности на вершине восходящего колебания, когда колесо находится в точке β (фиг. 163), и что падение $\beta\gamma$ начинается как раз в этот момент. Предположим также, что колесо и рессора имеют столь малую массу, что ею можно пренебречь при их падении; рессора при этом окажется немного растянутой. Пусть h будет высота падения $\beta\gamma$.

Представим (фиг. 164) в несколько большем масштабе в виде абсцисс вертикальные перемещения груза P , отсчитывая их от точки начала координат, за которую примем точку, где рессора имела бы нулевое сжатие; предполагаем, что колесо расположено на высшей точке неровности рельса.

Возьмем ординаты, пропорциональные сжатию рессор.



Фиг. 164.

Прямая OA представляет сжатие рессоры, поскольку движущийся груз будет находиться на высокой части пути.

Мы предполагаем, что подвижной груз имеет уже предварительное колебание и что он будет на краю β в момент верхней точки своего восходящего колебания (фиг. 163).

Предположим, что OB' (фиг. 164) представляет вертикальное положение груза P , считая от выбранного нами начала координат, когда груз находится в β (фиг. 163); BB' представит тогда соответствующее сжатие рессоры.

Проведем горизонтальную линию CD (фиг. 164) на расстоянии Ox , равном весу P , и пусть E будет точка ее пересечения с линией OA .

Если бы рельс продолжался без вертикальных неровностей, тогда колебание имело бы такую длину, что прямоугольник $B'GHF'$ был бы равновелик четырехугольнику $B'VFF'$; другими словами, падение груза P остановится, когда движущая работа груза будет равна работе сопротивления рессоры; следовательно треугольник CBE будет равен треугольнику EHF ; отсюда $CE = EH$; следовательно $E'F' = E'B'$. Такой результат легко было предвидеть; подобные колебания продолжают неопределенно долго.

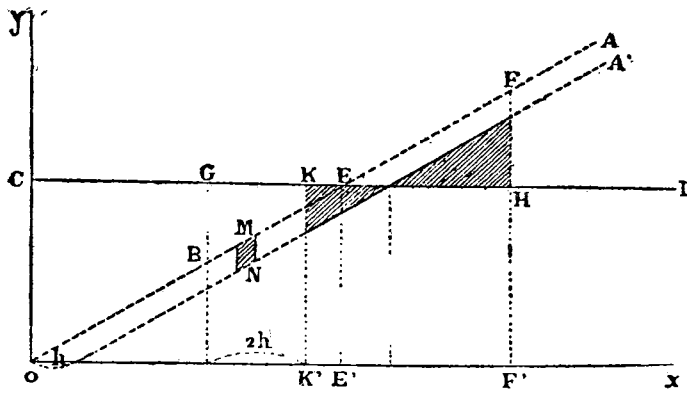
Предположим теперь, что имеется падение, и что это падение имеет место в $\beta\gamma$ (фиг. 163) в момент, когда груз P находится в верхней точке своего колебания; OB' имеет то же значение, что и выше. Возьмем (фиг. 164) $OM = h$ и проведем линию MA' параллельную OA ; эта линия MA' представляет величины сжатия рессоры после падения h , потому что мы понизили на величину h начало движений рессоры. В этих новых условиях колебание становится в точке L' , расположенной так, что четырехугольник $B'ILL'$ будет равновелик прямоугольнику $B'GUL'$; следовательно треугольник GIK равен треугольнику KUL ; значит $GK = KU$; $B'K' = K'L'$ или $B'L' = 2B'K'$. С другой стороны мы имеем $B'E' = E'F'$; или $h = OM = EK = E'K'$; следовательно $B'L' = 2B'K' = 2(B'E' + h) = 2B'E' + 2h$. Следовательно $B'L' = B'F' + 2h$ и наконец $F'L' = 2h$.

Следовательно падение h даст увеличение на $2h$ величины колебания P в нисходящем направлении. Но заметим однако, что эта величина $2h$ состоит из части h , которая есть само падение, и другой части h , которая увеличивает сжатие рессоры.

с) *Понижение имеет место в первой половине нисходящего колебания.* В этом случае предположим, что опускание имеет место, когда P находится на расстоянии OR' от выбранного нами начала координат; тогда изменение сжатия рессоры будет иметь вид ломаной линии $OQRS$; многоугольник $B'BQRSS'$ должен быть равновелик прямоугольнику $B'GTS'$; иначе говоря, многоугольник $GBQRK$ должен быть равновелик треугольнику KST . При этом точка S' будет так расположена, что четырехугольник $STUL$ будет равен $BQRI$. Тогда $F'S'$ будет меньше, чем $F'L'$ или $2h$.

Следовательно в этом случае нисходящее колебание увеличится на величину, меньшую $2h$.

d) *Понижение имеет место во второй половине нисходящего колебания.* Предположим, что понижение происходит, когда груз P переместился вертикально на высоту OQ_1' (считая от выбранной точки начала координат, т. е. от нулевого прогиба рессоры). Нисходящее колебание остановится, когда четырехугольник $EQ_1R_1S_1T_1$ сделается равновелик треугольнику GBE или когда четырехугольник $FF''R_1Q_1 = F''S_1T_1H$. Итак, мы видим, что увеличение нисходящего колебания будет равно $F'T'$; мы видим также, что это увеличение тем меньше, чем в



Фиг. 165.

более удаленной точке нисходящего колебания будет иметь место понижение колеса. В пределе, когда понижение колеса произойдет в самом конце нисходящего колебания, увеличение колебания будет равно нулю, т. е. груз P не будет иметь времени опуститься на заметную величину.

e) *Подъем колеса происходит в начале восходящего колебания.* Предположим теперь, что колесо находится в ϵ и резко поднимается на высоту h в начале восходящего колебания (фиг. 163) после того, как падение имело место в начале нисходящего колебания, как мы предположили выше (мы все время предполагаем, что диаметр колеса бесконечно мал). Тогда (фиг. 164) начальное положение груза P будет представлено линией OL' ; сжатие рессоры будет $L'L$, когда колесо находится в ϵ ; это сжатие становится $L'L_1$, когда колесо поднимется на высоту h и будет находиться в η (фиг. 163); тогда восходящее колебание получит такую амплитуду, что прямоугольник $L'U'WV'$ (работа сопротивления груза) равен четырехугольнику $L'L_1VV'$ (движущая работа рессоры). Следовательно треугольник EUL_1 равен треугольнику EVW ; значит, $EU = EW$; $E'L' = E'V'$. Мы уже видели раньше, что $E'L' = E'F + 2h$; следовательно $E'V'$ имеет ту же величину, равную $E'B' + 2h$.

Вывод. *Когда падение h имеет место в начале нисходящего колебания и когда поднятие происходит в начале восходящего колебания, то груз P предельно поднимается на высоту $2h$ выше предыдущего поднятия.*

Следовательно, если рессора не имеет никакого трения, то амплитуда колебаний будет увеличиваться на $4h$ при каждом полном колебании (туда и обратно); последние будут возрастать очень быстро, и скоро колесо приподнялось бы с рельса. Далее мы увидим, что влияние трения рессоры совершенно видоизменяет такое заключение, если это трение будет достаточно сильно.

f) *Подъем колеса происходит в первой половине восходящего колебания.* Если подъем колеса происходит в первой половине восходящего колебания, то рассуждение остается таким же, как в пункте c. Амплитуда восходящего колебания увеличится на величину меньшую, чем $2h$.

g) *Подъем колеса происходит во второй половине восходящего колебания.* Если подъем происходит во второй половине восходящего колебания, то рассуждение будет одинаковое с пунктом d; если подъем произойдет в самом конце восходящего колебания, то увеличение амплитуды колебания будет равно или почти равно нулю.

h) *Движения в противоположных направлениях.* Таким же точно образом можно было доказать, что

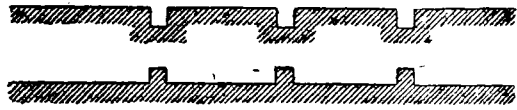
если понижение колеса имеет место в начале восходящего колебания (фиг. 165), то груз P поднимется на высоту $F'K'$, меньшую на $2h$ сравнительно с высотой $F'B'$, по которой он поднялся бы, если бы не произошло понижения. Так же точно будет, если подъем произойдет в начале нисходящего колебания. Два противоположных движения в своей комбинации произвели бы уменьшение полного колебания (туда и обратно) равное $4h$.

i) *Понижения и подъемы с очень короткой длительностью.* Если бы путь имел очень короткие, выступающие или вдавненные зубчатые неровности (фиг. 166), и если мы попрежнему предположим колесо бесконечно малым, то легко видеть, что влияние зубцов на амплитуду колебаний будет равно или почти равно нулю.

Вернемся к фиг. 165. Нормальное колебание на горизонтальном рельсе простирается от B' до F' . Треугольники EGB и ENF равны; понижение на очень короткой длине дает только дополнительную площадь MN , которая лишь нечувствительным образом увеличивает площадь треугольника EGB . Следовательно длина EN или $E'F'$ увеличится лишь на ничтожную величину; это и требовалось доказать.

То же самое получим для очень короткого подъема, даже если величина h будет довольно значительной; другими словами — влияние h не успевает дать себя почувствовать.

Заключение. Из всего этого следует, что сзым неблагоприятным случаем будет тот, когда понижение приходится на начало нисходящего колебания, а подъем — на начало восходящего; в этом случае увеличение амплитуды при полном колебании (туда и обратно) будет равно $4h$.



Фиг. 166.

Приложение V

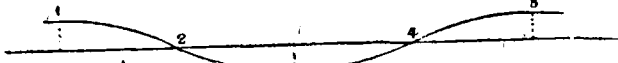
Колебания груза на рессоре с трением, опирающейся на колесо, катящееся по прямолинейному пути

a) *Случай, когда рессора не может приподнять груз.* Предположим, что груз на рессоре катится по прямолинейному рельсу, но что рессора обладает некоторым трением листов друг об друга; в величину этого трения мы включаем также и трение подвесок рессоры; общая сумма этих трений достигает на практике от 4 до 15% сжимающего усилия рессоры (вычисляя это трение в точке приложения сжимающего усилия рессоры). Если мы назовем F трение, соответствующее грузу P , а есть путь, пройденный в то время, пока рессора

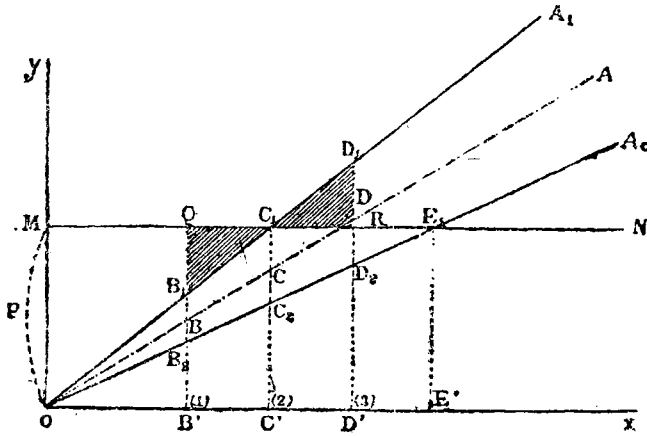
прогнулась на величину a , то выражение $\frac{1/2 \Sigma(Fa)}{1/2 Pa}$ или $\frac{\Sigma(Fa)}{Pa}$ представит собою отношение работы трения к работе рессоры. Здесь сумма трений, отнесенная

к грузу P , будет равна отношению, которое мы обозначим через f (см. приложение II).

Мы предполагаем, что груз имеет уже предварительное колебание. Теперь определим, каково оно будет, если принять в расчет трение рессоры.



Фиг. 167.



Фиг. 168.

Изобразим (фиг. 167) кривую колебания груза, т. е. вертикальное положение этого груза P в функции его перемещения по прямолинейному пути. Пусть 1, 2, 3, 4, 5 будут главные положения этого груза на кривой колебаний.

Изобразим еще (фиг. 168) в виде прямой линии OA сжатие рессоры без трения, как было выше. Затем мы изобразим в виде прямой линии OA_1 сжатие рессор с трением во время нисходящего колебания; здесь трение увеличивает сопротивление рессоры сжатию.

Прямая OA_2 изображает сжатие рессоры при восходящих колебаниях; здесь трение уменьшает силу выпрямления рессоры. Прямые OA и OA_2 определяют из отношений

$$\frac{CC_1}{CC'} = \frac{CC_2}{CC'} = f.$$

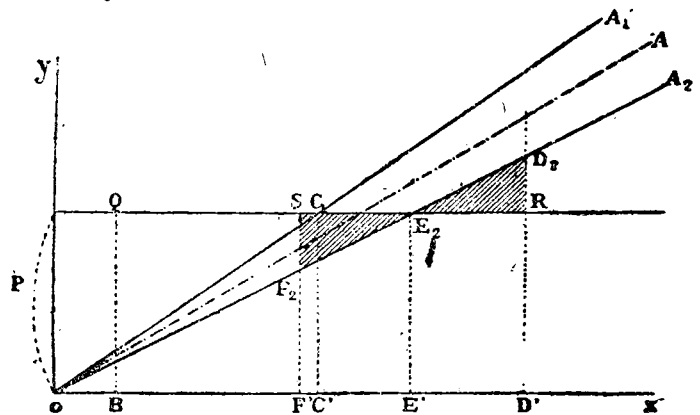
Установив это, будем продолжать изучение колебаний.

Проведем горизонтальную линию MN на расстоянии от оси иксов, равном P ; между грузом P и рессорой будет существовать равновесие, пока P по вертикали будет находиться между OC' и OE' .

Предположим теперь, что линия OB' изображает вертикальное положение груза P , когда он находится в верхней точке 1 (фиг. 167). Груз P упадет до такой точки, что площадь прямоугольника $QRB'D'$ (работа веса груза) будет равна площади $B'B_1D_1D'$ (работа сопротивления рессоры с трением). Тогда треугольник $QC_1B_1 = RC_1D_1$; следовательно $QC_1 = C_1R$, а $C_1D_1 = B'C'$ (фиг. 168).

Что же произойдет при обратном колебании? Кривая сжатия рессоры выразится прямой OA_2 ; тогда $D'D_2$ будет меньше, чем $D'R$ в случае, изображенном на фигуре. Следовательно рессора не может приподнять груза.

В данном случае не будет восходящего колебания; груз останется в нижнем конце нисходящего колебания вследствие трения рессоры, которое в данном случае очень велико (фиг. 168).



Фиг. 169.

b) *Случай, когда рессора может приподнять груз.* Если будет более сильное колебание (фиг. 169) или если рессора имеет меньшее трение, то $D'D_2 > D'R$, и рессора сможет приподнять груз. Произойдет небольшое восходящее колебание с амплитудой, которую легко определить. Кривая сжатия рессоры выразится в виде прямой линии OA_2 ; значит, получится возвратное колебание до точки F' , так как треугольники F_2RD_2 и E_2SF_2 равны.

Приложение VI

Колебания груза на рессоре с трением, опирающейся на колесо, которое катится по пути с прямоугольными неровностями. Условие сходимости колебания *

a) *Построение эпюры, дающей картину изменения колебаний.* Предположим, что груз на рессоре катится по зубчатому пути, имеющему изменение уровня $\beta\gamma = \varepsilon\eta = h$ (фиг. 170).

Над профилем пути изобразим кривую вертикальных колебаний груза P для различных положений колеса на рельсе.

* В настоящем приложении пункт a строго точен. Но в следующем пункте мы допустили упрощающие вопросы гипотезы. Так как мы желаем сохранить за нашим трудом характер если не математический, то по крайней мере строго научный, мы покажем, что имели право сделать эти упрощающие гипотезы. Мы предположили, что колесо обладает ничтожной массой, которой можно пренебречь; было бы правильнее сказать, что колесо не подпрыгивает на рельсе; этого никогда не случается на теоретическом пути с прямоугольными зубцами, какой был нами исследован. Поэтому мы имеем право не принимать в расчет массу колеса. Если бы однако мы имели дело с расходящимися колебаниями, которые временами могут уничтожить сжатие рессор, то инерцию колеса пришлось бы принять в расчет. Но наши исследования именно ставят себе целью сделать колебания сходящимися, чтобы случай расхождения никогда не встречался. Однако в исключительном случае при перекате колеса через отдельное препятствие, положенное на рельс, масса колеса будет иметь влияние.

Мы предположили, что OL может совпасть с OI и что GH не может совпасть с MN ; спрашивается, — в какой мере эти гипотезы нарушают точность нашей формулы схождения колебаний?

Из подобия треугольников мы имеем:

$$\frac{GF}{OI} = \frac{GH}{FI} \quad (1)$$

Отсюда имеем:

$$GF = h, FI = P, OI = OL + LI = a + \frac{h}{a} + \varepsilon$$

(ε будет здесь положительной величиной, очень малой сравнительно с $OI = a$).
С другой стороны

$$GH = MN \frac{GH}{MN} = 2P \frac{GH}{MN}$$

Остается вычислить величину отношения $\frac{GH}{MN}$

$$\frac{GK'}{OK'} = \frac{ML}{OL}$$

или

$$\frac{GK'}{(a - \frac{h}{2} + \varepsilon)} = \frac{ML}{a} \quad (2)$$

Затем

$$\frac{HK'}{OK'} = \frac{NL}{OL}$$

или

$$\frac{HK'}{(a + \frac{h}{2} + \varepsilon)} = \frac{NL}{a} \quad (3)$$

Мы берем наиболее неблагоприятный случай, т. е. предполагаем, что падение и подъем происходят соответственно в начале нисходящих и восходящих колебаний (см. приложение IV). Прямая линия OA (фиг. 170) изображает кривую рессоры без трения, OA_1 —кривую рессоры с трением (нисходящее колебание) и OA_2 —кривую рессоры с трением (колебание восходящее) (само собою понятно, что верхняя и нижняя части фиг. 170 вычерчены не в одинаковом масштабе).

После падения на величину $\beta\gamma$ рессора сразу несколько растягивается.

Отложим $OC = h$ и проведем линию CO параллельно OA_1 . Линия CD будет изображать кривую рессоры в нисходящем колебании после падения h . Предположим, что начало колебаний будет в B' ; тогда полное колебание будет $B'H'$; таким образом треугольник IEF равен треугольнику FGH , т. е. $F'H' = B'F'$.

Так определяется нисходящее колебание.

При восходящем колебании груз прежде всего приподнимается на высоту h , переходя в $\epsilon\eta$.

Кривая обратного колебания рессоры изображена на диаграмме в виде прямой линии OA_2 ; следовательно обратное колебание будет $H'L'M'$. Таким образом треугольник KLH равен треугольнику LMN и $L'M' = H'L'$.

Вычтем почленно из уравнения (3) уравнение (2); получим:

$$\frac{GK' - HK'}{\left(a - \frac{h}{2} + \epsilon\right)} = \frac{ML - NL}{a}$$

или

$$\frac{GH}{\left(a - \frac{h}{2} + \epsilon\right)} = \frac{MN}{a}$$

или

$$\frac{GH}{MN} = \frac{\left(a - \frac{h}{2} + \epsilon\right)}{a}$$

Подставим полученные величины в уравнение (1):

$$\frac{h}{a - \frac{h}{2} + \epsilon} = \frac{2Pf \frac{\left(a - \frac{h}{2} + \epsilon\right)}{a}}{P} = 2f \frac{\left(a - \frac{h}{2} + \epsilon\right)}{a};$$

$$h = 2f \left(a + \frac{h}{2} + \epsilon\right) \frac{\left(a - \frac{h}{2} + \epsilon\right)}{a} = \frac{2f}{a} \left[(a + \epsilon)^2 - \frac{h^2}{4} \right]$$

$$h = \frac{2f}{a} \left(a^2 + 2a\epsilon + \epsilon^2 - \frac{h^2}{4} \right) = 2fa + 4f\epsilon + 2f \frac{\epsilon^2}{a} - 2f \frac{h^2}{4a}.$$

Третьим и четвертым членами можно пренебречь; тогда останется:

$$h = 2fa + 4f\epsilon \text{ или } h \leq 2f(a + 2\epsilon) \quad (4)$$

Таково истинное условие сходимости. Напоминаем, что ϵ —расстояние между серединой GF и пересечением биссектриссы OA с горизонталью P . На практике ϵ обыкновенно бывает очень мало в сравнении с h так что формула $h \leq 2fa$ будет с избытком соблюдена; но, повторяем, можно получить и точную формулу, измеряя ϵ графически.

Заметим, что на фиг. 170 мы придали f гораздо большее значение, чем на практике; поэтому создается представление, будто величина ϵ уже не столь незначительна; но если сделать построение в неискаженном масштабе, то величина ϵ окажется совершенно ничтожной.

Интересно, что формула $h \leq 2fa$ однородна. Действительно, разделим оба члена на a ; получим $\frac{h}{a} \leq 2f$; h и a —суть длины; f —относительное трение, т. е. отношение двух сил; следовательно оба члена неравенства—суть числа и уравнение однородно.

Таким образом начальная точка нисходящего колебания будет B' , а конечная точка восходящего будет M' .

Следовательно, в случае, изображенном на фиг. 170, полное колебание вверх и вниз уменьшилось, несмотря на падение и подъем вследствие трения рессоры. Здесь имеет место схождение колебаний.

Наоборот, если бы трение рессоры было очень слабым, то полное колебание (вверх и вниз) увеличилось бы, т. е. имело бы место расхождение колебаний.

в) Общее условие схождения колебаний. Для того чтобы колебание не увеличивалось и не уменьшалось, требуется, чтобы точки L и F совпадали (фиг. 170).

Каково же должно быть отношение между h , статическим прогибом рессоры a и ее трением f , для того, чтобы это условие было выполнено? Это соотношение и будет *условием схождения колебаний*.

Перестроим фиг. 171 сообразно этим условиям с совпадением точек L и F на фиг. 170.

Тогда линия CD , параллельная OA_1 , пересечет горизонталь, проведенную на высоте P в точке F , где и линия OA_2 пересечет ту же горизонталь.

Следовательно прямоугольные треугольники FGH и OIF будут подобны, как имеющие равные углы α ; отсюда:

$$\frac{GF}{OI} = \frac{GH}{FI}.$$

Назовем через a статический прогиб рессоры (без трения) под нагрузкой P .

Тогда $a = OL$.

Если трение рессоры довольно мало, то OL можно принять равным OI и $OI = a$.

С другой стороны, GH приблизительно будет равно MN ; назовем $+Pf$ трение рессоры в одном направлении и $-Pf$ трение рессоры в другом направлении; тогда $MN = 2Pf$.

Следовательно $GH = 2Pf$; с другой стороны $FI = P$.

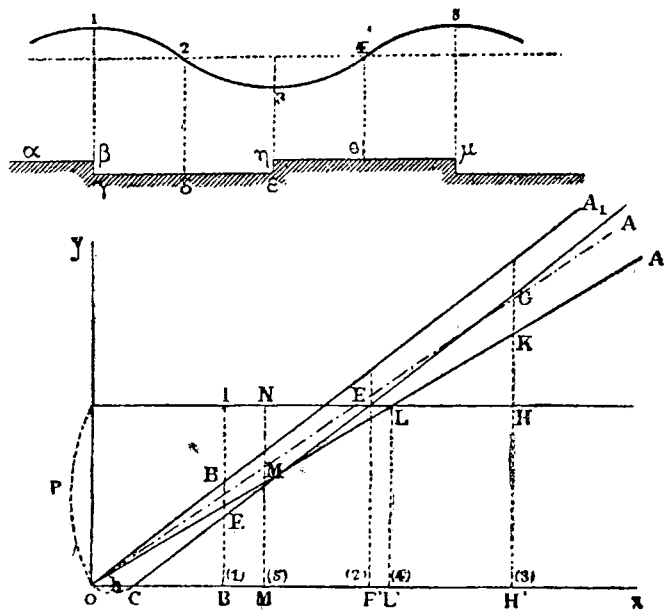
Заменим OI , GH и FI их величинами в уравнении (1), приведенном выше; тогда получим:

$$\frac{GF}{a} = \frac{2Pf}{P} \text{ или } \frac{h}{a} < 2f.$$

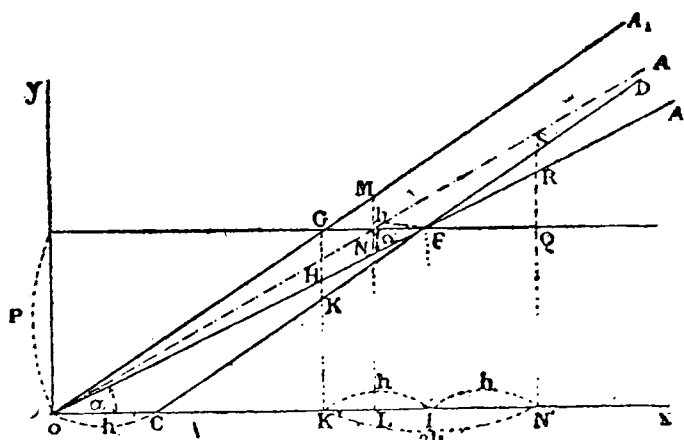
Отсюда $h = 2fa$.

Следовательно условием сходимости колебаний будет:

$$h < 2fa.$$



Фиг. 170.



Фиг. 171.

Колебания сходятся, если высота h изменения уровня пути будет меньше произведения, удвоенного пропорционального трения f рессоры на прогиб рессоры a , взятый под статической нагрузкой P .

с) Амплитуда постоянных колебаний в случае их схождения ¹. В предыдущих расчетах мы исходили от предварительно существующей амплитуды и вывели условие, при котором колебания сходятся или прогрессивно уменьшаются.

Они не спускаются ниже первого колебания, которое следовало бы за нулевым колебанием. Какова же будет амплитуда этого колебания?

Предположим, что груз P будет неподвижен (в вертикальном направлении), когда колесо находится в точке β (фиг. 170).

Тогда сжатие рессоры изобразится точкой G для β и точкой K для γ (фиг. 171). Далее, кривая сжатия рессоры представится в виде прямой линии KFS , и мы опять получим $GF = FQ$ или $K'I = IN' = h$. Таково условие для нисходящего колебания.

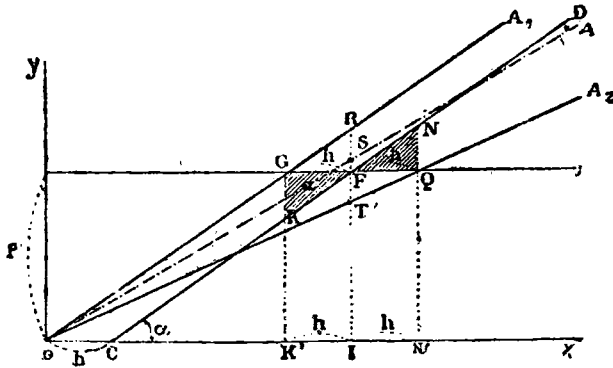
При колебании восходящем сжатие рессоры сразу уменьшается от S до R , когда груз поднимается в $\epsilon\eta$ (фиг. 170). Кривая сжатия рессоры изобразится

прямой линией RFH для восходящего колебания (фиг. 171).

Следовательно мы видим, что восходящее колебание возвратит груз P к начальной точке, что и нужно было предвидеть, потому что это случай, при котором $h = 2fa$ (фиг. 171).

Следовательно величина первоначального колебания будет равна $2h$; это будет также и пределом, к которому стремятся сходящиеся колебания.

d) Условие, при котором начальное колебание сразу прекращается. Мы изучили (приложе-



Фиг. 172.

ние V) случай, где первое колебание пропадает, так что второе за ним не может уже иметь места, потому что рессора уже не в состоянии более приподнять груз; спрашивается,—может ли это произойти на зубчатом пути так же, как и на прямолинейном? Без сомнения, может, если трение рессорных листов достаточно сильно, даже при значительной величине h .

Пусть $K'N'$ будет длина нисходящего колебания (фиг. 172).

Предположим, что h будет иметь такую величину, что линия CD параллельная OA_1 , пройдет через точку F , т. е. через середину GQ . Треугольники FGK и CIF подобны как прямоугольные и имеющие равные углы a .

Предположим, что h будет очень мало по отношению к a ; предположим также, что пропорциональное трение рессоры f ничтожно, как это и бывает на практике. Тогда линии OA , OA_1 и OA_2 можно принять параллельными, если учитывать малую величину GQ ; при этом точки S и F почти совпадут.

Тогда в треугольнике FGK можно принять $GK = RF$, как равные величины RS или Pf ; с другой стороны $GF = h$.

В треугольнике CIS можно рассматривать CI равным a (в действительности CI равна $a + h$, каковую величину вообще можно принять при-

¹ Если условие схождения $h = 2fa$ будет в точности выполнено, то колебания не изменились бы несколько и постоянно оставались бы равными первоначальному колебанию, происшедшему от посторонней причины.

Вывод из пункта с будет тот, что если h лишь очень немного меньше $2fa$, то колебания будут прогрессивно уменьшаться, и их амплитуда будет приближаться к пределу $2h$, который соответствует данному первоначальному колебанию, в случае, когда не будет предварительного колебания, происходящего от посторонней причины.

близительно равной a); кроме того $SI = P$; значит, оба треугольника дают пропорцию:

$$\frac{GK}{GF} = \frac{SI}{IC}, \text{ или } \frac{Pf}{h} = \frac{P}{a}, \text{ или } h = fa.$$

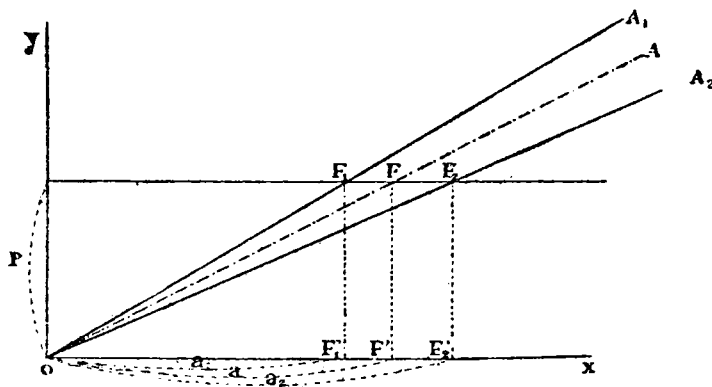
Если условие $h = fa$ выполнено, то сжатие рессоры в точности равно грузу P (ордината NQ). Следовательно рессора не сможет более приподнять груза, и колебание прекратится.

Искомое условие будет следовательно $h < fa$.

е) *Длительность колебаний с учетом трения.* В начале нашего труда в § 1 мы дали длительность нисходящего колебания, равную длительности колебания восходящего: $t = \pi \sqrt{\frac{a}{g}}$, где a прогиб рессоры при статической нагрузке.

Но влияние трения в рессоре несколько изменяет эту длительность.

В предыдущей формуле a представляет длину OF в том случае, если рессора без трения (фиг. 173). Но если имеется трение, то та же формула



Фиг. 173.

будет приложима при замене a на $OF_1' = a_1$ для колебания нисходящего и на $OF_2' = a_2$ для колебания восходящего.

Таким образом восходящее колебание будет немного длиннее, чем нисходящее; сумма обоих колебаний приблизительно будет равна:

$$2\pi \sqrt{\frac{a}{g}}$$

Приложение VII

Колебания груза на рессоре с трением, лежащей на колесе, которое катится по пути с неровностями какого угодно профиля

Изучение колебаний на пути с неровностями прямоугольного профиля позволило нам легко перейти к случаю колебаний на пути с любым криволинейным профилем, например как на фиг. 170.

Разложим криволинейный профиль на ряд мелких ступенек наподобие лестницы, в точности следующих по направлению кривой. Затем применим для расчета тот же метод динамической графики, как в § 7. Таким образом мы снова определим формулы (10) — (24), но с другими коэффициентами. Условие схождения $h < 2fa$, которое мы нашли для прямоугольных неровностей, принимает приблизительно вид $h < 3fa$ для волнистой формы неровностей, близкой к синусоидальной.

Колебания груза на рессоре с трением, расположенной на колесе, которое катится по пути с неровностями, встречаемыми на практике

Применим выводы приложения VII к случаю реальных неровностей пути, учитывая опыты Коюара, которое мы излагали в приложении I.

Мы приходим здесь к формулам (14) — (19), которые фигурируют в § 10.

Условие схождения колебаний мы получили в виде $h < 4fa$ вместо $h < 2fa$, как было в случае прямоугольных неровностей пути. Коэффициент 4 здесь оказался равным удвоенному коэффициенту 2; но это дело чистой случайности: коэффициенты могут оказаться немного меньшие или немного большие 4х, если кривые неровности пути будут несколько отличны от тех, с которыми оперировал Коюар.

Мы не приводим здесь полностью всех графических построений, упомянутых в настоящем и предыдущем приложениях. Но простой здравый смысл показывает, что коэффициент, который должен заменить собою 2, на практике должен быть значительно больше двух.

Приложение IX

Пропорциональные изменения нагрузки рессор при колебаниях, происходящих от неровностей пути

а) Вопрос идет об определении пропорциональной перегрузки и пропорциональной разгрузки рессор на разных осях, начиная с передней, при проходе колес по неровностям пути. Нагрузка принимается статическая.

Стыки рельсов предполагаются совпадающими.

б) *Случай одной оси с рессорами без трения, при наличии резонанса и при прямоугольных неровностях.* Обратимся к приложению IV и к фиг. 171. Мы видели, что амплитуда первого колебания равна $4h$, т. е. на $2h$ выше и на $2h$ ниже среднего положения.

Тогда пропорциональная перегрузка будет равна $\frac{2h}{a}$; такова же будет и пропорциональная разгрузка. Следовательно имеем:

$$D = \pm \frac{2h}{a} \quad (I)$$

При последующих колебаниях амплитуда будет постоянно возрастать, а с нею вместе будет возрастать и величина D .

с) *Случай одной оси при прямоугольных неровностях пути, когда $h = 2fa$.* Вернемся к приложению VI и фиг. 171. Здесь мы имеем самые благоприятные условия для резонанса, но амплитуда колебаний не увеличивается, потому что мы предположили $h = 2fa$.

Фигура 171 показывает, что постоянная амплитуда колебаний равна $2h$, т. е. на величину h выше для перегрузки или ниже для разгрузки рессоры относительно среднего положения.

Если пренебречь трением в рессоре, то получим пропорциональные перегрузку и разгрузку равными:

$$D = \pm \frac{h}{a}$$

Трение в рессоре увеличивает как перегрузку, так и разгрузку. Мы знаем, что это трение пропорционально нагрузке рессор в рассматриваемый момент,

это пропорциональное трение, при статической нагрузке равно f , — будет равно:

$$f + f \frac{h}{a} \text{ — для перегрузки рессоры,}$$

$$f - f \frac{h}{a} \text{ — для разгрузки ее.}$$

В конечном выводе для пропорциональной перегрузки и разгрузки имеем:

$$D = \frac{h}{a} + f \left(1 \pm \frac{h}{a} \right) \quad (\text{II})$$

(знак плюс для перегрузки и минус для разгрузки).

Если f больше $\frac{h}{2a}$, то величина D в своем максимуме будет равна предыдущей величине.

д) *Та же задача для практически встречающихся неровностей пути.* Поступая таким же образом с кривой действительных неровностей пути, мы найдем для пропорциональных перегрузки и разгрузки увеличение или уменьшение статической нагрузки:

$$D \leq K \frac{h}{a} + f \left(1 \pm K \frac{h}{a} \right)$$

(K — означает коэффициент, меньший единицы).

е) *Та же задача для двухосного вагона.* Решается так же, как и для одной оси.

ф) *Та же задача в случае неопределенного числа осей.* Могут представиться два случая, как мы уже видели в первой части (§ 13).

Предположим сперва, что рельсы будут счень длинны и что изменение уровня на стыках, как например зазоры, будут очень малой длины сравнительно с длиной всего рельса.

В этом случае кузов вагона останется неподвижен в пространстве. Если h — глубина впадины, относительно общего уровня рельсов, то произойдет следующее.

Пропорциональная разгрузка рессор оси, проходящей по углублению, равна $\frac{h}{a}$ для каждой рессоры; учтя трение, получим:

$$D = \frac{h}{a} + f \left(1 - \frac{h}{a} \right).$$

Перегрузки в данном случае нет.

Предположим напротив, что профиль неровностей представляет синусоиду; тогда кузов остается неподвижным, в среднем положении. При перегрузке ось поднимается на величину, равную $\frac{h}{2}$, а при разгрузке опускается на ту же величину.

Отсюда следует, что при пропорциональных перегрузке и разгрузке

$$D = \frac{h}{2a} + f \left(1 \pm \frac{h}{2a} \right) \quad (\text{III})$$

г) *Случай при многих осях, но при определенном их количестве.* Произведя графические построения, как и для случая трех осей, можно решить задачу и для случая большего количества осей. Мы опять получим

$$D \leq \frac{h}{a} + f \left(1 \pm \frac{h}{a} \right).$$

h) *Общая формула.* В конце концов мы видим, что во всех случаях можно применить формулу:

$$D \leq \frac{h}{a} + f \left(1 \pm \frac{h}{a} \right). \quad [\text{формула (17)}]$$

В некоторых случаях эта формула дает величину D более неблагоприятную, чем та, которая наблюдается в действительности. Эту формулу мы применяем повсюду.

Если $\frac{h}{a}$ будет мало по сравнению с единицей, то можно написать:

$$D \leq \frac{h}{a} + f. \quad \text{[формула (17 bis)]}$$

Нужно заметить, что предположение неопределенно большого количества осей и коротких, по сравнению с длиной рельсов, неровностей пути почти в точности соответствует действительности — длинным рельсам, новейшим многоосным вагонам и паровозам. Действительно при больших скоростях продолжительность прохода колеса через стык будет чрезвычайно мала по сравнению с обыкновенным галолирующим колебанием паровоза. Отсюда получается, что подвешенный груз не успевает спуститься в углубление пути на рельсовом стыке, куда попадают оба колеса оси; следовательно мы имеем тот же случай, что и при бесконечно большом числе осей, и приведенная выше формула оказывается применимой.

Обращаем внимание читателя на эту формулу; когда паровоз типа „Pacific“ с большой скоростью проходит по рельсовому стыку, представляющему углубление h , например 20 мм, и если мы видим, что подвешенный груз не имеет вертикальных колебаний, то из этого с первого взгляда можно заключить, что будто все обстоит благополучно; но это ошибка. Действительно, если рессоры имеют 40 мм статического прогиба, и если их пропорциональное трение равно 0,20 (рессорные листы не смазаны), то пропорциональная нагрузка будет:

$$D = \frac{20}{40} + 0,20 = 0,50 + 0,20 = 0,70.$$

В этом нельзя было и сомневаться.

Это лишний раз доказывает преимущество большой гибкости рессор на передней оси паровоза или вагона, а также доказывает необходимость настолько уменьшать трение в рессорах, чтобы воспрепятствовать расхождению вертикальных колебаний в случае резонанса. Этот вопрос подробно исследован нами в первой части. Это показывает также, что условие наибольшей безопасности не всегда соответствует условию спокойного и плавного хода.

і) *Колебания груза относительно колеса.* Рассмотрим сперва случай прямоугольных неровностей. Пользуясь графическим построением в приложении VI, можно доказать, что в случае $h = 2fa$ колебания груза относительно колеса будут:

$$A' = 3h. \quad \text{(IV)}$$

Амплитуда будет меньше этого значения, если h будет значительно меньше, чем $2fa$ в случае очень большой величины f .

При графическом построении, соответствующем кривой действительных неровностей пути, найдем:

$$A' \leq 2h. \quad \text{(V)}$$

ј) *Влияние пути, рассматриваемого как рессора.* При проходе поезда по рельсовым стыкам путь слегка прогибается. Но эта эластичность пути, рассматриваемого как рессора, несравненно меньше, чем упругость настоящих рессор; ею можно пренебречь, за исключением случая, когда все колеса находятся под действием тормоза (см. § 156).

Двойное и многократное подвешивание

Часто комбинируют листовые рессоры со спирально-пружинными (например рессоры Тиммиса).

Если рессоры без трения лишь в незначительной части входят в сумму общей гибкости рессор, то условие сходимости можно применить, приняв за a статический прогиб рессоры исключительно с трением, а за f — среднее пропорциональное трение обеих рессор. Если условие сходимости выполнено, то формулы, дающие пропорциональное изменение нагрузки рессор, будут применимы, если для a взять статический прогиб всех приборов подвешивания.

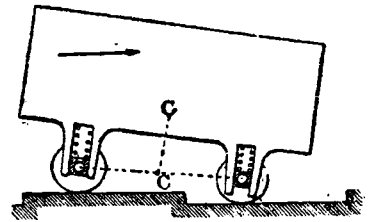
Приложение XI

Галопирующие колебания, происходящие от неровностей пути, при совпадающих рельсовых стыках

а) *Расстояние между осями равно длине рельса.* Если расстояние между осями равно длине рельса и если рельсовые стыки совпадают, т. е. лежат один против другого, то очевидно, что двухосный вагон будет в условиях отдельного груза (случай, рассмотренный нами в предыдущих приложениях).

б) *Расстояние между осями равно половине длины рельса.* В этом случае произойдет галопирующее колебание вагона вокруг горизонтальной оси, проходящей через центр касаний и перпендикулярной к пути.

Как мы доказали еще в 1901 г. этот центр колебаний очень легко определить; положение его изменяется вместе с единицей подвижного состава. Возьмем например следующий случай. Представим себе вагон, катящийся по зубчатому пути в указанных условиях (фиг. 174). Рессоры здесь изображены спиральные ради упрощения чертежа; но мы предполагаем, что в действительности оси листовые и имеют обыкновенное относительное трение.



Фиг. 174.

Так как закон движения колебаний будет в данном случае симметричным, то в результате увеличение сжатия передних рессор будет уравновешено разгрузкой задних; из этого следует, что центр колебаний C будет лежать посередине линии, соединяющей центры осей, имеющих статическую нагрузку и находящихся на горизонтальном пути. Действительный центр тяжести будет несколько перемещаться взад и вперед от этого теоретического центра, всегда оставаясь на одной и той же высоте.

Как мы уже видели, такое понятие о центре колебаний было одним из положений, положенных в основу наших работ в 1901 году. Герднер (Herdner) с своей стороны самостоятельно пришел к тому же понятию о центре тяжести, который он назвал „упругим центром“; он даже пошел дальше нас, определив положение этого центра для паровозов с учетом всех их элементов. Таким образом, исследования Герднера удачно дополняют наши собственные (см. Recherches sur le fonctionnement des organes de suspension des locomotives, „Revue générale des chemins de fer“, июнь 1905 г.)

Рассмотрим в отдельности два случая.

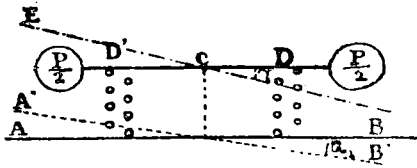
Первый случай. Допустим сперва, что можно рассматривать груз P кузова, как составленный из четырех грузов $\frac{P}{4}$, помещенных на каждую рессору, без изменения закона колебаний; такое предположение допустимо

лишь в том случае, если момент инерции кузова относительно C будет равен моменту инерции 4 х грузов $\frac{P}{4}$. В таком случае методы расчета для случая одного груза на рессоре приложимы без всяких изменений.

Второй случай. Посмотрим теперь, приложимы ли методы расчета для случая одного груза на рессоре к случаю, когда момент инерции кузова I относительно оси колебаний не будет равен моменту инерции четырех грузов $\frac{P}{4}$ относительно той же оси. Вернемся к фиг. 174.

Тем не менее мы предполагаем, что центр тяжести G кузова будет лежать довольно низко, принимая в расчет расстояние между осями, для того чтобы можно было пренебречь моментом груза P относительно оси колебания C .

Легко видеть, что такое предположение весьма допустимо для продольных колебаний, в особенности при длинных новейших вагонах и паровозах; напротив, наше предположение окажется недопустимым, если станем рассматривать колебание при боковой качке, которую мы рассмотрим в приложении XIII, где принята в расчет высота центра тяжести. Формулы, которые мы дадим для колебаний боковой качки, могут прилагаться и к случаю галопирующих колебаний подвижного состава с очень коротким расстоянием между осями и с высоко лежащим центром тяжести.



Фиг. 175.

Предположим, что рессоры будут без трения.

Мы имеем перед собою случай вагона. Единицу подвижного состава в данном случае можно рассматривать как балансир, на который действуют два груза $\frac{P}{2}$ и который опирается на две рессоры, каждая из которых поставлена над колесом (фиг. 175).

Каковы будут законы колебаний, если мы заставим всю систему катиться по зубчатому пути с прямоугольными выступами (фиг. 174)?

Как и в предыдущих расчетах, найдем:

- 1) амплитуду первого половинного колебания,
- 2) условия сходимости колебаний,
- 3) длительность колебаний.

1) Найдем сперва амплитуду первого простого колебания, соответствующего величине h . Предположим, что колесо левой рессоры вдруг поднялось на высоту h , тогда как колесо под правой рессорой одновременно опустилось на такую же высоту (фиг. 174).

Тогда линия базы рессор AB (фиг. 175) примет положение $A'B'$, а угла α' будет соответствовать одновременным нарушениям уровня $+h$ и $-h$.

Определим первое колебание, предположив конечно, что единица подвижного состава катится с критической скоростью.

Отложим на оси абсцисс (фиг. 176) величину γ углов наклона коромысла (фиг. 175), а по оси ординат—моменты сил, действующих на систему.

Пусть OA будет кривая, представляющая изменение момента совокупного действия сил $R-R'$ сжатия двух рессор. Мы уже умеем строить линию OA ; для этого достаточно отложить $OB = \gamma_0$, т. е. такое значение γ , при котором одна из рессор несет всю нагрузку, а другая не имеет никакой; ясно, что момент сил сжатия рессор будет $P \cdot CD$ (фиг. 175). Затем, отложив в определенном масштабе BC , равное этому отрицательному моменту; получим точку C , которая, будучи соединена с точкой O , определит направление искомой линии моментов OA при условии горизонтального пути на уровне верхней части зубца.

Предположим теперь, что испытывающая колебания система вкатывается на зубчатый путь, представленный на фиг. 174. После внезапного углового перемещения $\gamma = \alpha_1$ —коромысла, момент $(R - R_1)$ изменится; он изобразится в виде линии DE , параллельной OA (фиг. 174), причем $OD = \alpha_1$.

Предположим теперь, что система не имела никаких колебаний до своего въезда на зубчатый путь; какова будет амплитуда первого колебания, происшедшая от двух одновременных нарушений уровня?

Тотчас после двух изменений уровня и если $\gamma = 0$, момент сил становится равным OF и изобразится пересечением оси y -ов с линией DE ; колебание будет продолжаться до тех пор, пока $DH' = OD$ согласно принципам наших графических построений. Итак, мы видели, что $OD = a_1$; следовательно полное (двойное) угловое колебание γ будет равно $2a_1$.

Не забудем, что a_1 есть просто наклон базовой линии рессор, соответствующий одновременным нарушениям уровня $+h$ и $-h$.

Амплитуда первого простого колебания, измеренная над рессорами, будет следовательно равна $2h$.

То же самое и для обратного колебания измеренная над рессорами амплитуда равна $4h$, как указано в приложении IV; она независима от гибкости рессор.

2) Найдем теперь условие схождения колебаний. Пусть f будет постоянное отношение трения рессор к их сжатию или пропорциональное трение рессор, когда оно существует.

Принимая в расчет трение f , определим обе кривые, которые заменят построенные выше кривые линии FE и OA .

Как мы видели, трение рессор должно быть вычтено из усилия рессоры в том случае, когда рессора представляет движущую силу и, наоборот, прибавлено к нему, если рессора представляет сопротивление. Отсюда мы увидим, что FE представляет кривую моментов после одновременного нарушения уровня $+h$ и $-h$.

Для избежания всякой ошибки назовем:

- C_1 —сжатие правой рессоры,
- f_1 —ее относительное трение,
- C_2 —сжатие левой рессоры и
- f_2 —ее относительное трение.

Если правое колесо опустится на величину h и если левое колесо поднимется, то левая рессора будет более сжата, чем правая,—она станет движущей силой; следовательно кузов станет колебаться по направлению часовой стрелки, а момент сил будет:

$$\text{Момент } (C_2 - f_2) - \text{момент } (C_1 + f_1)$$

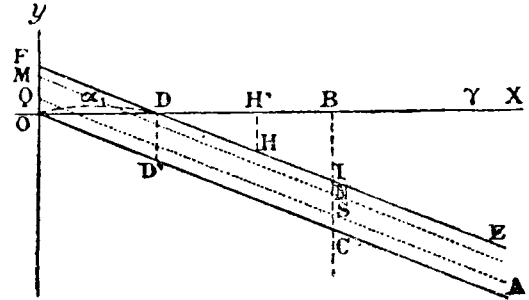
или еще:

$$\text{Момент } C_2 - \text{момент } C_1 - \text{момент } (f_2 + f_1).$$

Следовательно моменты трений должны сократиться; их сумма постоянна и равна моменту трения рессоры, взятой отдельно, когда γ таково, что одна из рессор несет всю нагрузку, а другая не несет никакой. Искомая кривая будет прямой линией, параллельной FE и отстоящей на таком расстоянии, что $\frac{NI}{BC} = f$, т. е. равно относительному трению рессор.

Мы докажем также, что прямая OA в случае, когда мы принимаем в расчет трение, заменяется прямой QS , параллельной ей, и на расстоянии $SC = NI$, так что $\frac{SC}{BC} = f$.

Действительно, здесь мы имеем обратное явление: правая рессора становится движущей силой, а левая—сопротивлением; кузов колеблется в направлении, обратном часовой стрелке. Тогда в правой рессоре трение будет отрицательным, а в левой положительным. Получаем: момент $(C_2 + f_2)$ —момент $(C_1 - f_1)$ или момент C_2 —момент $C_1 + \text{момент } (f_2 + f_1)$.



Фиг. 176.

Следовательно нужно прибавить к ординатам прямой OA величину, соответствующую моменту $(f_2 + f_1)$, т. е. получаем прямую QS ,—что и требовалось доказать.

Для того чтобы условие схождения было выполнено, нужно чтобы MN и QS совпадали, потому что тогда возвратное колебание будет одинаково с прямым; нужно, чтобы:

$$CS + NI = CI$$

или

$$\frac{CS}{CB} = f,$$

где CB —момент силы P , т. е. веса вагонного кузова. Следовательно $CS = f$, умноженное на момент силы P .

С другой стороны, $\frac{NI}{CB} = f$;

следовательно

$$NI = f \cdot CB = f, \text{ умноженное на момент силы } P$$

Итак, условие схождения будет:

$$CS + NI = 2f, \text{ умноженное на момент силы } P.$$

Из подобия треугольников мы получим:

$$\frac{DD'}{OD} = \frac{CB}{OB};$$

следовательно

$$CI = DD'$$

Поэтому имеем:

$$\frac{CI}{OD} = \frac{CB}{OB}$$

откуда получим:

$$CI = OD \frac{CB}{OB};$$

Величина OD есть a_1 , уже определенная раньше; CB есть момент P ; OB есть γ_0 , уже определенная; следовательно имеем:

$$2f \text{ момент } P = a_1 \cdot \frac{\text{момент } P}{\gamma_0}$$

$$2f = \frac{a_1}{\gamma_0}$$

и наконец,

$$a_1 = 2f\gamma_0.$$

Так как величины a_1 и γ_0 пропорциональны h и a , то из них можно вывести $h = 2fa$, как было для одного груза на рессоре. Общая амплитуда колебания, измеренная над рессорами, равна $2h$, как и для одного груза. Действительно, мы видели, что кривая прогиба была представлена линиями MN и QS , слившимися в одну среднюю линию; рассуждая так, как мы делали для первого случая для линии EF , мы увидим, что амплитуда будет $2h$. Общая угловая амплитуда равна $2h$, деленному на половину расстояния между осями; она следовательно *независима от гибкости рессор*; вывод очень важный и совершенно противоположный общераспространенным понятиям.

3) Найдем наконец продолжительность двойных колебаний. Мы видели выше, что если рассматривать кузов, как состоящий из двух отдельных грузов P поставленных на рессоры, то длительность двойного колебания будет:

$$2t = 2\pi \sqrt{\frac{a}{g}}$$

(a есть статический прогиб).

Эта формула теоремы Понселе (§ 3).

Возьмем действительный случай и вычислим продолжительность колебания при каком угодно моменте инерции.

Решение получится из теоремы сложного маятника, который подчиняется тому же закону движения; в таком случае продолжительность двойного колебания будет:

$$2t = 2\pi \sqrt{\frac{(l + \frac{r^2}{l})}{g}}$$

l — расстояние точки привеса от центра тяжести,

r — радиус вращения относительно горизонтальной оси, перпендикулярной к рельсам и проходящей через центр тяжести подвешенного груза.

Пусть I будет момент инерции этого маятника относительно точки привеса и s — радиус инерции относительно той же точки.

Если M будет масса маятника, то

$$I = M(r^2 + l^2) = M\left(l + \frac{r^2}{l}\right)l,$$

откуда

$$l + \frac{r^2}{l} = \frac{I}{Ml}.$$

Подставляя, получим:

$$2t = 2\pi \sqrt{\frac{I}{Ml g}}$$

следовательно

$$I = Ms^2,$$

откуда

$$\frac{I}{M} = s^2;$$

следовательно

$$2t = 2\pi \sqrt{\frac{s^2 l}{g}} = 2\pi \frac{s}{l} \sqrt{\frac{l}{g}}$$

Если сравнить несколько сложных маятников, имеющих одинаковую длину l , то длительности их колебаний будут пропорциональны их радиусу вращения s относительно точки привеса, что и следовало ожидать.

Предположив это, вернемся к нашей задаче и к фиг. 174. Мы имеем колеблющееся тело, на которое действуют силы, момент которых пропорционален углу наклона колебания, как в случае сложного маятника. Закон движения следовательно тот же; предыдущий вывод применим и здесь.

Если сравнить рассматриваемый случай с предыдущим случаем, где можно принять вагон за два отдельных груза $\frac{P}{2}$, действующих на рессоры, то длительности их колебаний будут относиться как радиусы вращения вокруг оси колебаний.

Но этот радиус вращения в предыдущем случае был $\frac{b}{2}$ где b — расстояние между осями.

Следовательно в рассматриваемом случае для длительности двойного колебания имеем:

$$2t = 2\pi \frac{\varrho}{2} \sqrt{\frac{a}{g}},$$

где: ϱ — радиус вращения вагона относительно оси колебаний,
 a — прогиб рессор под статической нагрузкой.

Такова будет продолжительность двойного колебания.

с) *Расстояние между двумя осями—какое угодно.* В этом параграфе, как и в предыдущем, будем различать те же следующие два случая.

Первый случай. Если мы предположим, что вагон можно рассматривать как два отдельных груза $\frac{P}{2}$ расположенные один на передней оси, а другой на задней, то вопрос сводится к случаю одной оси; обе части колеблются отдельно в одном направлении, в некотором роде галопируя одна за другой.

Здесь следовательно не встречается никаких затруднений, и все наши формулы применимы.

Заметим, что это почти обыкновенный случай, встречающийся в действительной практике при двухосных вагонах и очень близко подходящий к случаю вагона на тележках, который можно рассматривать как длинный вагон на двух осях.

Таким образом изучая колебания подвижного состава, мы подошли к случаю из действительной практики, притом при самых неблагоприятных условиях.

Мы умеем вычислить первое колебание, условие схождения и продолжительность колебаний при обычно встречающемся на практике подвижном составе.

Из приложения VI мы знаем также, что если колебания сходятся, то их амплитуда никогда не превзойдет $2h$, каковая величина измеряется над колесами, если не будет иных причин колебания.

Второй случай. Предположим также, что расстояние между двумя осями не будет равно половине длины рельсов и что момент инерции может быть каким угодно. В этом случае мы имеем колебания, подчиняющиеся законам, изложенным в приложении XIII.

д) *Случай практических неровностей пути.* Все формулы настоящего приложения выведены в предположении, что неровности будут прямоугольные. Но мы допускаем, что эти формулы будут применимы и к случаям практических изменений уровня пути, согласно выводам приложения VIII.

Приложение XII

Колебания единицы подвижного состава с числом осей более двух и без балансиров

Применяя к этому случаю наши графические методы изучения колебаний, мы найдем, что условие схождения колебаний соответствует формуле $h < K/a$, где K будет гораздо больше 2. Коэффициент K увеличивается по мере возрастания количества осей. Амплитуда колебаний кузова в пространстве уменьшается по мере возрастания количества осей. Но пропорциональное изменение максимального сжатия рессор остается то же для какого бы ни было количества осей.

Этот вывод противоположен общепринятым понятиям.

Наши выводы применимы к случаю трех осей; таким же точно способом можно изучить случай 4-х, 5-ти, 6-ти и более осей.

Приложение XIII

Колебания боковой качки, происходящие от неровностей пути, при несовпадающих рельсовых стыках

Условия устойчивости подвешенных грузов

а) *Основные формулы.* Мы предполагаем, что стыки рельсов одной рельсовой нитки приходятся против середины рельсов другой нитки; такое расположение мы называем „несовпадающими симметричными стыками“, их почти повсюду перестали применять из-за боковой качки, которая ими вызывается.

Иногда применяют несовпадающие стыки, очень близко отстоящие друг от друга, примерно на одну шпалу; подобное расположение не имеет этих недостатков, но на практике применяется довольно редко.

Изучение боковой качки при несовпадающих симметричных стыках представляет интерес потому, что оно приводит нас к формулам, которые приложимы не только к указанному исключительному случаю, но также и к другим случаям, например к случаю галопирования при совпадающих стыках, при двухосном вагоне с очень высоко расположенным центром тяжести.

Эта теория весьма длинная и довольно отвлеченная; поэтому мы приведем здесь лишь конечные результаты, а за подробностями отошлем читателя к нашим трудам.

Далее мы дадим теоретическое обоснование этих формул.

Теория эта предполагает, что вагон имеет определенное количество осей, но что он весьма короток сравнительно с длиной рельса. Понятно, что если бы вагон был длинен, то колебания боковой качки весьма уменьшились, что и наблюдается в новейших вагонах и паровозах.

Эта теория повторяет выводы, изложенные в приложении XI, но с изменениями в зависимости от расположения рельсов; она приложима к случаю прямоугольных неровностей профиля.

Мы приходим к следующим формулам:

1) Амплитуда колебаний дана в формуле:

$$A = 2h \cdot \frac{m}{p} \cdot \frac{m^2}{m^2 - an} \quad (I)$$

2) Условие схождения колебаний:

$$h < 2fa \frac{p}{m}, \quad (II)$$

3) Продолжительность колебания (прямого и обратного);

$$2t = 2\pi \frac{q}{m} \sqrt{\frac{a}{g} \cdot \frac{m^3}{m^2 - an}} \quad (III)$$

В этих формулах:

h — полное периодическое изменение уровня при проходе поезда от самой наивысшей до самой низшей точки рельсов,

m — половина расстояния между рессорами одной и той же оси (все рессоры предполагаются или внутренними или наружными),

n — возвышение центра тяжести подвешенного груза над осью колебаний боковой качки, положение которой нам известно,

p — половина расстояния между рельсами,

a — статический прогиб рессор,

f — пропорциональное трение рессор,

q — радиус вращения подвешенного груза относительно центра колебаний; его легко вычислить по радиусу вращения относительно центра тяжести подвешенного груза.

Не приводя всех выводов нашего большого труда, произведем некоторые исследования формул.

Исследуем дробь

$$\frac{m^2}{m^2 - an}$$

Если n равно нулю или очень мало, то дробь равна единице, как это и должно быть, потому что мы приходим к случаю низкого центра тяжести.

То же самое произойдет, если и a будет очень малым, потому что горизонтальное перемещение центра тяжести подвешенного груза будет тогда ничтожно и им можно пренебречь.

Проверим исследованием знаменатель дроби $m^2 - an$. Другими словами, докажем, что

- 1) равновесие вагона в поперечном направлении устойчиво, если $m^2 - an > 0$;
- 2) равновесие неопределенное (мгновенное), если мы имеем $m^2 - an = 0$;
- 2) равновесие — неустойчиво, если $m^2 - an < 0$.

Сперва докажем, что равновесие неопределенно (мгновенное), если $m^2 = an$.

Действительно, наклоним подвешенный груз до тех пор, чтобы правая рессора совершенно потеряла свой прогиб a ; левая рессора тогда получит прогиб $2a$, потому что сумма нагрузок обеих рессор есть величина постоянная. Момент силы сопротивления левой рессоры будет Pm , потому что она несет на себе всю нагрузку. Центр тяжести G подвешенного груза при этом будет на расстоянии от средней оси, равном

$$a \frac{n}{m}$$

Момент груза будет следовательно равен

$$P \frac{an}{m}$$

Чтобы равновесие было неопределенным, нужно, чтобы эти два момента были равны между собой, т. е.

$$P \cdot n = P \frac{an}{m}$$

или $m^2 = an$, — что и требовалось доказать.

Мы настаиваем на этом условии устойчивости, которое встречается во многих наших формулах.

Мы его установили в 1901 году М. Герднер с своей стороны пришел к тому же выводу, не зная наших работ (см. Теорию статики балансиров, М. Герднера, том I, § 123).

Исследование отдельных частей дроби $\frac{m^2}{m^2 - an}$ позволяет перейти от формул, относящихся к случаю низкого центра тяжести, к формулам для случая высоколежащего центра тяжести.

Думаем, что этого будет достаточно для читателя, который при желании может обратиться к полному изложению данной теории в наших трудах.

Приложение XIV

Влияние наклона рессорных подвесок

Сабуре (Sabouret) во время своих опытов заметил, что продолжительность колебаний зависит от расположения рессорных подвесок.

Это наблюдение легко объясняется нашими формулами. Действительно, обратимся к формуле в приложении XI:

$$2t = 2\pi \sqrt{\frac{e}{g} \left| \frac{a}{2} \right|}$$

продолжительность полного колебания).

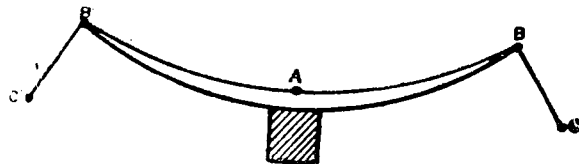
Представим себе, что единица подвижного состава перемещается по горизонтальному пути и что она подвержена легкому колебанию, происшедшему от какой бы то ни было причины.

Назовем через A (фиг. 177) точку соприкосновения рессоры с буксой, B и B' будут точки соединения концов рессор с подвесками, C и C' — точки соединения концов подвесок с рамой вагона. Во время колебаний точка B не перемещается вертикально; назовем через d вертикальное перемещение точек B и B' во время

колебания, а через δ' вертикальное перемещение точек C и C' во время того же колебания; назовем отношение $\frac{\delta'}{\delta}$ через θ , которое вообще всегда бывает немного больше единицы. Ясно, что это сводится к замене нашей рессоры другой рессорой, в θ раз более гибкой.

В результате получается, что если желаем принять в расчет влияние рессорных подвесок, достаточно в предыдущей формуле заменить величину a величиной $a\theta$.

То же самое будет и для прочих наших формул, в которые входит величина a ; заменив в них a через $a\theta$, мы тем самым вводим в расчет влияние рессорных подвесок.



Фиг. 176.

Величину θ можно определить, исходя из величины груза P , данных размеров рессоры и подвесок, или графическим способом, или аналитическим, или путем опыта.

Предыдущий расчет будет точным лишь для малых колебаний. Если величина θ изменяется соответственно прогибу рессоры, то точность расчета достаточна для практики.

При больших колебаниях более точные результаты дает графический расчет, причем прямые линии прогиба рессор должны быть заменены линиями, слегка искривленными.

Понятно, что если θ будет больше единицы, то система подвеса будет в θ раз мягче, но рессора при этом будет работать сильнее; следовательно этим средством нельзя достичь экономии в весе рессоры, так как рессорные подвески увеличивают сопротивление рессоры на излом.

Приложение XV

Оси и центр колебаний

а) *Ось колебаний боковой качки.* Рассмотрим какую-нибудь единицу подвижного состава, на которую действует постоянная центробежная сила на кривой постоянного радиуса без подъема наружного рельса (фиг. 178).

Предположим сперва, что все колеса одинакового диаметра; на фиг. 178 изображены внутренние рессоры, но это не имеет значения, и все рассуждения имеют общий характер.

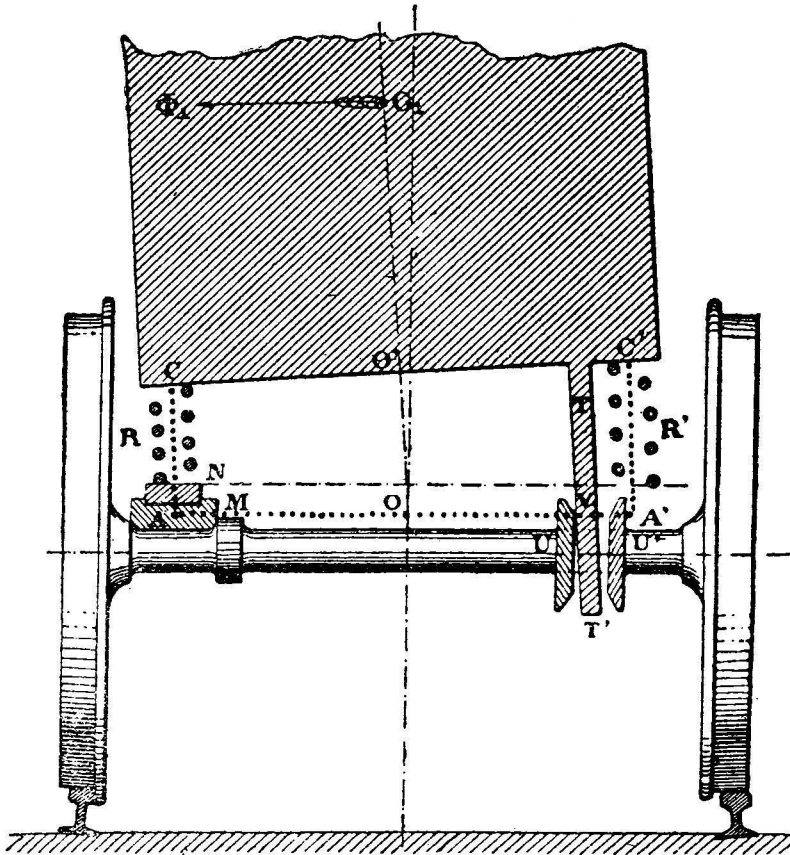
На чертеже налево в M —разрез подшипника, в N —разрез верха буксы, на которую опирается рессора R ; рессора изображена спиральная для упрощения чертежа. Справа изображена рессора R' и часть TT' , которая препятствует боковому перемещению подвешенного груза; это продольный швеллерный брус, снабженный направляющим скользящим внутри буксовой челюсти (для паровозов) или просто буксовая лапа (для вагонов); мы это приспособление назовем *буксовой лапой*.

Эта буксовая лапа скользит в проушине буксы U и U' , но с некоторой поперечной игрой, которая дает возможность боковой качки подвешенного груза; в паровозах проушина между U и U' имеет входные отверстия и сверху и внизу, чтобы дать возможность боковой качки без заклинивания. От этого получается, что при боковом движении, происходящем от центробежной силы, лапа упирается в точке V в буксу; с левой стороны имеется подобная же боковая точка опоры на той же высоте, не показанная на чертеже.

Мы видим, что если запас игры достаточен, что и бывает на практике, то ничто не мешает подшипникам и буксам оставаться в вертикальном положении на шейках осей во время вращающегося движения кузова. Проведем горизонтальную линию через точку касания V и пусть A и A' будут ее точки пересечения с осями рессор.

Эти оси остаются параллельными к меридиональной (равноделящей) плоскости подвешенного груза $O'G_1$, если не обращать внимания на легкий наклон, происходящий от упомянутой игры и которым можно пренебречь; они отклоняются от перпендикуляра к линии $A V A'$ пропорционально угловой амплитуде колебания.

Предположив это, рассмотрим прямоугольную трапецию $ACC'A'$ и ее равноделящую OO' , соединяющую середины противоположных сторон. В положении



Фиг. 178.

вращения сумма длин AC и $A'C'$ будет та же самая, что и в статическом положении; действительно, центробежная сила Φ_1 подвешенного груза есть сила горизонтальная, не способная изменить силу сжатия двух рессор. Следовательно линия OO' , которая равна средней величине из двух длин AC и $A'C'$, есть величина постоянная. Следовательно точка O есть *центр колебаний*, а линия, параллельная рельсам и проходящая через точку O , есть *ось колебаний* вращения. Таково положение оси колебаний при боковой качке. Мы видим, что положение этой оси колебаний теоретически не зависит от положения рессор, будь оно выше или ниже, а равно не зависит и от степени прикрепления рессор: заключение совершенно противное тому, что можно бы подумать при первом взгляде.

Практически, если боковая игра буксовой лапы в проушинах U и U' будет значительна или если лапа заметно согнется, то ось колебаний окажется не-

много смещенной, и положение рессор и способ их прикрепления будет иметь некоторое влияние; таков будет случай вагона без тележек. У автомобилей не бывает никакого бокового направляющего приспособления в роде буксовых лап; в этом случае положение рессор и способ их прикрепления определяют ось колебаний.

В случае паровоза игра довольно слаба, а лапы очень прочные, так что положение центра колебаний будет приблизительно такое, как показано на фиг. 178, конечно при условии, что все колеса будут одинакового диаметра.

Теперь спрашивается, на какой высоте будет находиться ось колебаний, когда имеются ведущие и поддерживающие оси на различных высотах?

Герднер в своем исследовании о паровозных балансирах показал, что ось колебаний боковой качки находится приблизительно на высоте геометрических центров *ведущих* осей. В самом деле, эти оси имеют буксы, по необходимости устроенные с наименьшей потребной игрой, по причине их связи с поршнями: обычные буксам поддерживающих осей дают гораздо более игры с целью дать больший простор боковой качке. В таком случае наиболее стесненные буксы определяют условия колебания, откуда и получается, что ось колебаний находится приблизительно на высоте геометрических осей ведущих колес.

Мы согласны с Герднером и еще более уточняем его вывод: именно ось колебаний находится почти что на высоте точки V , на несколько сантиметров выше геометрической оси ведущих колес.

Если игра между U и U' будет недостаточна, вращение повлечет за собою поднятие подшипника и его нагревание. Поэтому необходимо сохранить указанную игру, как это и делается на практике.

b) Центр колебаний. В приложении XI мы видели, что ось галопирующих колебаний находится на вертикальной проекции центра тяжести подвешенного груза, который был предположен симметричным, и на высоте геометрической оси ведущих колес паровоза или других осей подвижного состава.

С другой стороны, мы видели, что почти то же самое произойдет при колебаниях боковой качки. Отсюда и вытекает наше понятие о „центре колебаний“, изложенное в наших первых исследованиях 1901 г. Это есть пересечение осей колебаний, галопирующих и боковой качки в точке, расположенной на вертикали центра тяжести подвешенного груза и притом весьма близко к плоскости ведущих осей. Герднер пришел к такому же выводу и назвал эту точку „эластичным центром“.

Указанное выше определение не является общим и применимо для особо неблагоприятных случаев колебаний; часто и при менее сильных колебаниях оси их располагаются иначе.

Приложение XVI

Колебания с двойной амплитудой

Второй принцип наших исследований о колебаниях боковой качки при входе на кривую заключается в следующем.

Пусть P будет груз, помещенный на рессоре R , опирающейся на неподвижную плоскость AB (фиг. 179); сжатие рессоры будет равно P ; это будет нечто вроде пружинных весов.

Теперь поднимаем груз P и осторожно положим его на рессору; каково будет наибольшее сжатие рессоры при первом колебании?

Представим графически (фиг. 180) величину сжатия рессоры во время колебания; за абсциссы примем вертикальные перемещения груза, начиная с того момента, когда сжатие рессоры равно нулю, а за ординаты—величины усилий.

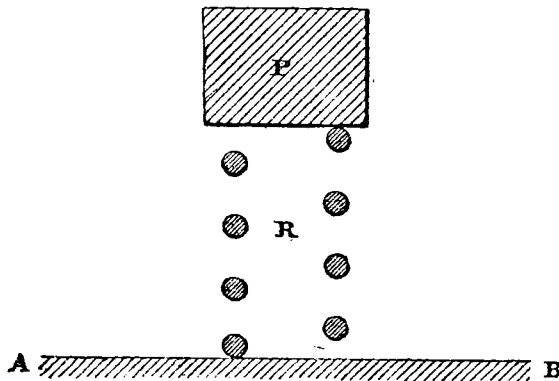
Кривая сжатия рессоры изобразится в виде прямой линии OC . Эта линия даст нам возможность вычислить амплитуду колебания и максимальное сжатие рессоры.

Проведем линию DE , параллельную Ox , на расстоянии, равном грузу P . Предположим, что колебание остановилось на падении, равном OF' . Задача состоит в вычислении OF' .

В этот момент работа действующих сил выразится в работе падения груза, каковая изобразится на чертеже в виде площади прямоугольника $ODF''F'$; работа сил сопротивления изобразится площадью треугольника OFF' и является результатом эластичности рессоры.

Колебание остановится, когда эти две поверхности будут равны, т. е. когда OF' будет равно удвоенному OH' . В этот момент сжатие рессоры будет равно FF' или удвоенному весу P .

Итак OH' есть статический прогиб рессоры или полное ее сжатие при статической нагрузке, которое выражается произведением величины прогиба на 1 тонну, умноженной на нагрузку в тоннах.



Фиг. 179.

Следовательно в конечном результате имеем:

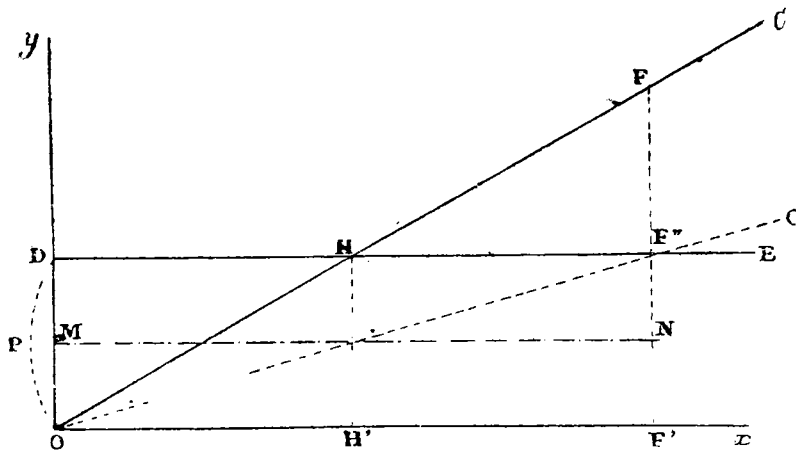
В конце первого колебания прогиб рессоры будет вдвое больше статического ее прогиба, а сжатие рессоры будет равно удвоенному весу P .

Этот принцип был давно известен. Доказательство его графическим методом совершенно тождественно применяемым нами повсюду в наших исследованиях.

Этот случай мы называем *колебанием с двойной амплитудой*.

Делаем следующий вывод о колебаниях при входе на кривую и при выходе с нее.

Когда путь переходит из прямой в кривую постоянного радиуса без переходной кривой, то сразу появляется центробежная сила Φ_1 , приложенная к центру тяжести подвешенного груза и вызывающая колебания с двойной



Фиг. 180.

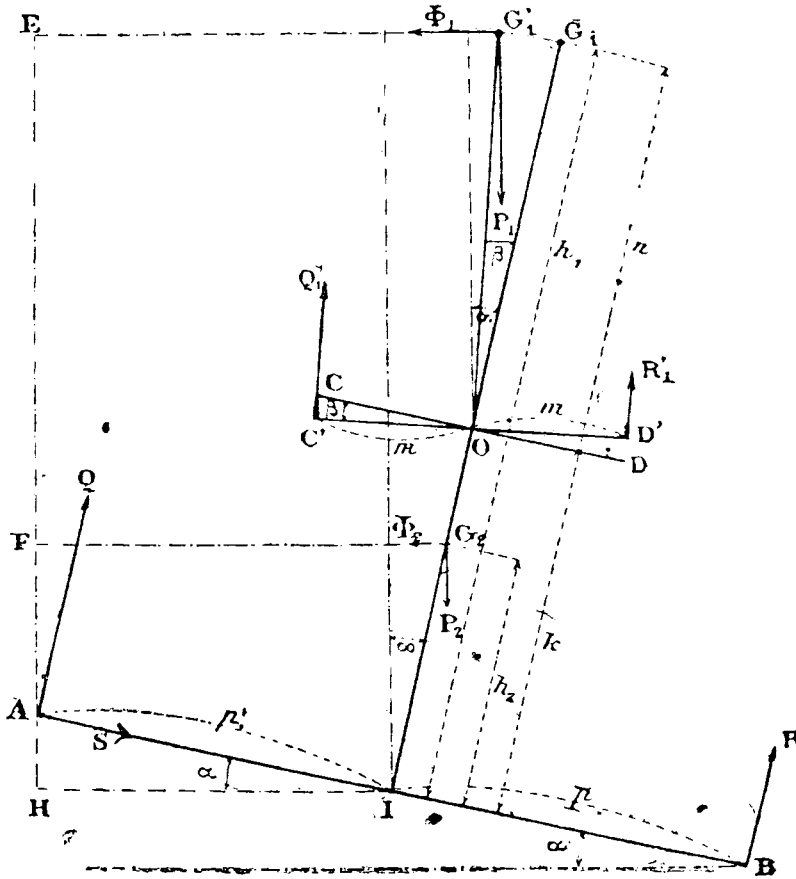
амплитудой вокруг оси колебаний O ; это колебание соответствует тому, которое получилось бы в статическом положении от действия силы $2\Phi_1$, равной удвоенной центробежной силе соответствующей кривой постоянного радиуса.

Мы видели (§ 99) приложение этого принципа двойной амплитуды при изучении явлений нажатия непрерывными тормозами.

Пределы скорости на кривых постоянного радиуса и на длинных переходных кривых

Представим себе простейший случай вагона, имеющего только одну ось; те же формулы будут приложимы и к случаю с несколькими осями.

а) Вывод уравнения общего вида. Назовем через P общую нагрузку вагона, которая состоит из подвешенного груза P_1 и неподвешенного груза P_2 . Обозначим (фиг. 181) через A и B точки касания колес с рельсами; путь предпо-



Фиг. 181.

лагается с поперечным уклоном под углом α к горизонту; β есть угол соответственного наклона при прогибе рессор под действием центробежной силы. O — центр колебаний боковой качки, G_1 — центр тяжести подвешенного груза, G_2 — центр тяжести неподвешенного груза, C и D — точки приложения рессор.

Примем следующие обозначения:

- p — половина расстояния между рельсами,
- m — " " " " рессорами,
- n — возвышение точки G_1 над точкой O ,
- k — " " " " рельсами,
- h_1 — " " " " G_1
- h_2 — " " " " G_2

Q и R — реакция рельсов на колесах в точках A и B , в плоскости, нормальной к оси пути,

S — боковая реакция рельса на реборду колеса в точке A ,
 Φ_1 и Φ_2 — центробежные силы подвешенного и неподвешенного грузов в предположении, что вагон или паровоз катится с постоянной скоростью по кривой с постоянным радиусом r .

Если бы вагон катился по ровному пути без уклонов и закруглений, то как Q , так и R оказались бы равны $\frac{P_1 + P_2}{2}$.

При наличии уклона и закругления величины Q и R изменяются; чтобы вычислить их изменение, нам нужно принять во внимание центробежные силы и уклон, а также деформацию тела, зависящую от того, что подвешенный груз вращается вокруг своего центра качания, как это видно на фигуре.

Мы имеем здесь случай кривой с постоянным радиусом; далее мы изучаем случай входа в кривую без переходной кривой.

Возьмем моменты относительно A ; имеем:

$$\Phi_1 \times \overline{AE} + \Phi_2 \times \overline{AF} + R \times \overline{AB} - P_1 \times \overline{EG_1'} - P_2 \times \overline{FG_2} = 0. \quad (I)$$

Вычислим все эти длины

$$\overline{AE} = \overline{HE} - \overline{AH} = h_1 \cos \alpha - p \sin \alpha,$$

потому что угол β слишком мал и можно считать, что G_1 и G_1' лежат как бы на одной горизонтали.

С другой стороны, имеем:

$$\overline{AF} = \overline{HF} - \overline{AH} = h_2 \cos \alpha - p \sin \alpha.$$

$$\overline{AB} = 2p.$$

$$\overline{EG_1'} = \overline{EG_1} - G_1 \overline{G_1'} = [p \cos \alpha + h_1 \sin \alpha] - n \sin \beta.$$

$$\overline{FG_2} = p \cos \alpha + h_2 \sin \alpha.$$

Подставив эти величины в уравнение (I), получаем:

$$\Phi_1 (h_1 \cos \alpha - p \sin \alpha) + \Phi_2 (h_2 \cos \alpha - p \sin \alpha) + 2pR - P_1 (p \cos \alpha + h_1 \sin \alpha - n \sin \beta) - P_2 (p \cos \alpha + h_2 \sin \alpha) = 0.$$

Разделим все это выражение на $\cos \alpha$ и примем $\cos \alpha$ равным единице, так как угол α очень мал ($5^\circ - 8^\circ$); сделаем $\Phi_1 \sin \alpha = 0$ и $\Phi_2 \sin \alpha = 0$; тогда все уравнение напишется так:

$$\Phi_1 h_1 + \Phi_2 h_2 + 2pR - P_1 p - P_1 h_1 \operatorname{tg} \alpha + P_1 n \sin \beta - P_1 p - P_2 h_2 \operatorname{tg} \alpha = 0. \quad (II)$$

Это уравнение позволит нам вычислить R , т. е. искомую реакцию рельса на колесо в точке B ; но угол β пока еще неизвестен; нужно его вычислить, т. е. вычислить $n \sin \beta$ — величину, выражающую смещение $\overline{G_1 G_1'}$ центра тяжести подвешенного груза вследствие центробежной силы и подъема наружного рельса на пути.

b) Вычисление $\sin \beta$. Для вычисления заметим, что эта длина равняется:

$$\overline{G_1 G_1'} = \overline{CC'} \frac{n}{m}.$$

Дело идет следовательно о том, чтобы вычислить $\overline{CC'}$ или сжатие левой рессоры в точке C .

Предположим, что точки приложения рессор будут в C и D на той же линии, что и центр колебаний O , такое допущение вполне законно, потому что всегда можно перенести силу куда угодно по линии ее направления.

Мы назвали буквой a статический прогиб каждой рессоры, а так как прогибы пропорциональны усилиям, то:

$$\frac{\overline{CC'}}{a} = \frac{Q_1' - Q_1}{Q_1}$$

откуда:

$$\overline{CC'} = a \frac{Q_1' - Q_1}{Q'}$$

(мы получаем: Q_1 сжатие левой рессоры без подъема внешнего рельса и в состоянии покоя, а Q_1' — сжатие при полной скорости хода и при подъеме наружного рельса на закруглении с постоянным радиусом r . С другой стороны R_1 и R_1' представляют собою те же величины для правой рессоры).

Итак, имеем:

$$n \sin \beta = G_1 G_1' = a \frac{n}{m} \frac{Q_1' - Q_1}{Q_1} \quad (\text{III})$$

Таким образом все дело сводится к вычислению дроби $\frac{Q_1' - Q_1}{Q_1}$.

с) *Вычисление* $\frac{Q_1' - Q_1}{Q_1}$ Чтобы определить эту величину, возьмем моменты относительно центра колебаний боковой качки O для всего, что относится к подвешенному грузу. Получим:

$$\Phi_1 n \cos(\alpha - \beta) - P_1 (n \sin \alpha - n \sin \beta) = (Q_1' - R_1') m.$$

Разделим оба эти члена на P_1 , приравняем $\cos(\alpha - \beta)$ единице и получим:

$$\frac{\Phi_1}{P_1} n - n \sin \alpha + n \sin \beta = \frac{Q_1' - R_1'}{P_1} m.$$

Но $Q_1' - R_1'$ равняется $2(Q_1' - Q_1)$, а P_1 равно $2Q_1$; отношение $\frac{Q_1' - R_1'}{P_1}$ следовательно будет равно искомому отношению $\frac{Q_1' - Q_1}{Q_1}$;

Следовательно получаем:

$$\frac{\Phi_1}{P_1} n - n \sin \alpha + n \sin \beta = \frac{Q_1' - Q_1}{Q_1} m,$$

или

$$\frac{Q_1' - Q_1}{Q_1} = \frac{\Phi_1}{P_1} \frac{n}{m} - \frac{n}{m} \sin \alpha + \frac{n}{m} \sin \beta,$$

или еще, приравнивая $\sin \alpha$ тангенсу α ввиду малости угла α

$$\frac{Q_1' - Q_1}{Q_1} = \frac{n}{m} \left[\frac{\Phi_1}{P_1} - \operatorname{tg} \alpha + \sin \beta \right]. \quad (\text{IV})$$

д) *Формула, дающая $n \sin \beta$.* Заменяем в уравнении (III) отношение $\frac{Q_1' - Q_1}{Q_1}$ его величиной, взятой из уравнения (IV):

$$n \sin \beta = a \frac{n^2}{m^2} \left[\frac{\Phi_1}{P_1} - \operatorname{tg} \alpha + \sin \beta \right].$$

Исключим знаменатель m^2 :

$$nm^2 \sin \beta - an^2 \frac{\Phi_1}{P_1} + an^2 \operatorname{tg} \alpha - an^2 \sin \beta = 0$$

или

$$n \sin \beta (m^2 - an) = an^2 \frac{\Phi_1}{P_1} - an^2 \operatorname{tg} \alpha,$$

$$n \sin \beta = a \frac{n^2}{m^2 - an} \left[\frac{\Phi_1}{P_1} - \operatorname{tg} \alpha \right]. \quad (\text{V})$$

Такое вычисление $n \sin \beta$ аналогично вычислениям в нашем труде, озаглавленном: „Формула, относящаяся к устойчивости автомобилей“ (Бюллетень Общества гражданских инженеров за июнь 1907 г.)

Отсюда выводим величины $\sin \beta$ и $\operatorname{tg} \beta$, которые приблизительно равны между собой:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{an}{m^2 - an} \left[\frac{\Phi_1}{P_1} \operatorname{tg} \alpha \right]. \quad (\text{VI})$$

Это угол наклона кузова под напором центробежной силы и под действием подъема наружного рельса.

е) Вычисление пропорционального изменения сжатия рессор. Это и есть величина

$$\frac{Q_1' - Q_1}{Q_1}.$$

Вернемся к приведенному выше указанию (IV), где:

$$\frac{Q_1' - Q_1}{Q_1} = \frac{n}{m} \frac{\Phi_1}{P_1} - \frac{n}{m} \operatorname{tg} \alpha + \frac{n}{m} \sin \beta.$$

Заменим $\sin \beta$ его величиной, взятой из уравнения (V), получим:

$$\begin{aligned} \frac{Q_1' - Q_1}{Q_1} &= \frac{n}{m} \frac{\Phi_1}{P_1} - \frac{n}{m} \operatorname{tg} \alpha + \frac{an^2}{m(m^2 - an)} \left[\frac{\Phi_1}{P_1} - \operatorname{tg} \alpha \right], \\ \frac{Q_1' - Q_1}{Q_1} + \frac{\Phi_1}{P_1} \frac{n}{m} \left[1 + \frac{an}{m^2 - an} \right] - \frac{n}{m} \operatorname{tg} \alpha \left[1 + \frac{an}{m^2 - an} \right] &= \\ &= \frac{n}{m} \left[1 + \frac{an}{m^2 - an} \right] \left[\frac{\Phi_1}{P_1} - \operatorname{tg} \alpha \right] = \\ &= \frac{n}{m} \left[\frac{m^2 - an + an}{m^2 - an} \right] \left[\frac{\Phi_1}{P_1} - \operatorname{tg} \alpha \right], \\ \delta = \frac{Q_1' - Q_1}{Q_1} &= \frac{mn}{m^2 - an} \left[\frac{\Phi_1}{P_1} - \operatorname{tg} \alpha \right], \end{aligned}$$

или еще:

$$\delta = \frac{n}{m} \frac{m^2}{m^2 - an} \left[\frac{\Phi_1}{P_1} - \operatorname{tg} \alpha \right] \quad (\text{VII})$$

г) Окончательное вычисление v . Для вычисления v нам стоит лишь вернуться к уравнению (II) и заменить в нем $n \sin \beta$ его величиной, взятой из уравнения (V); получим:

$$\Phi_1 h_1 + \Phi_2 h_2 + 2pR - P_1 p - P_1 h_1 \operatorname{tg} \alpha + P_1 \frac{an^2}{m^2 - an} \left[\frac{\Phi_1}{P_1} - \operatorname{tg} \alpha \right] - P_2 p - P_2 h_2 \operatorname{tg} \alpha = 0;$$

заменим Φ_1 его величиной $\frac{P_1 v^2}{gr}$ и Φ_2 его величиной $\frac{P_2 v^2}{gr}$

получим:

$$\begin{aligned} \frac{P_1 v^2}{gr} h_1 + \frac{P_2 v^2}{gr} h_2 + 2pR - P_1 p - P_1 h_1 \operatorname{tg} \alpha + \\ + P_1 \frac{an^2}{m^2 - an} \frac{P_1 v^2}{P_1 gr} - P_1 \frac{an^2}{m^2 - an} \operatorname{tg} \alpha - P_2 p - P_2 h_2 \operatorname{tg} \alpha = 0. \end{aligned}$$

Умножим все выражения на gr :

$$\begin{aligned} P_1 v^2 h_1 + P_2 v^2 h_2 + 2pR gr - P_1 p gr - P_1 h_1 gr \operatorname{tg} \alpha + \\ + P_1 \frac{an^2}{m^2 - an} v^2 - P_1 \frac{an^2 gr}{m^2 - an} \operatorname{tg} \alpha - P_2 p gr - P_2 h_2 gr \operatorname{tg} \alpha = 0. \\ v^2 \left[P_1 h_1 + P_2 h_2 + P_1 \frac{an^2}{m^2 - an} \right] = P_1 p gr + P_2 p gr - 2pR gr + P_1 h_1 \operatorname{tg} \alpha gr \\ + P_2 h_2 \operatorname{tg} \alpha gr + P_1 \frac{an^2}{m^2 - an} \operatorname{tg} \alpha gr \end{aligned}$$

$$v^2 \left[P_1 h_1 + P_2 h_2 + P_1 \frac{an^2}{m^2 - an} \right] = pgr [P_1 + P_2 - 2R] + gr \operatorname{tg} \alpha \left[P_1 h_1 + P_2 h_2 + P_1 \frac{an^2}{m^2 - an} \right];$$

$$v^2 = \frac{pgr [P_1 + P_2 - 2R]}{P_1 h_1 + P_2 h_2 + P_1 \frac{an^2}{m^2 - an}} + gr \operatorname{tg} \alpha.$$

Разделим оба числа дроби на P_1 :

$$v^2 = \frac{pgr \left[1 + \frac{P_2 - 2R}{P_1} \right]}{h_1 + h_2 \frac{P_2}{P_1} + \frac{an^2}{m^2 - an}} + gr \operatorname{tg} \alpha.$$

Вычислим $\frac{2R}{P_1}$; назовем Δ пропорциональную разгрузку колес внутренней стороны; так как нормальная нагрузка каждого колеса на рельс есть $\frac{P_1 + P_2}{2}$, то получается.

$$R = \frac{P_1 + P_2}{2} - \Delta \frac{P_1 + P_2}{2} = (1 - \Delta) \frac{P_1 + P_2}{2}.$$

Следовательно числитель приведенного выше уравнения становится:

$$pgr \left[1 + \frac{P_2}{P_1} - 2(1 - \Delta) \frac{P_1 + P_2}{2P_1} \right],$$

или

$$pgr \left[\frac{P_1 + P_2}{P_1} - \frac{P_1 + P_2}{P_1} + \Delta \frac{P_1 + P_2}{P_1} \right],$$

или

$$pgr \Delta \frac{P_1 + P_2}{P_1} = \Delta pgr \left[1 + \frac{P_2}{P_1} \right].$$

Сделаем подстановки в приведенном уравнении, которое дает величину v^2 ; получим:

$$v^2 = \frac{\Delta pgr \left[1 + \frac{P_2}{P_1} \right]}{h_1 + h_2 \frac{P_2}{P_1} + \frac{an^2}{m^2 - an}} + gr \operatorname{tg} \alpha. \quad (\text{VIII})$$

Таково будет искомое уравнение, которое дает скорость в функции Δ , r , a и в функции подъема наружного рельса.

Уравнение это есть основа наших вычислений предельной скорости (см. § 42).

g) *Вычисление Δ .* Можно решить обратную задачу и вычислить величину Δ .

Для этой цели уничтожим знаменатель:

$$v^2 \left[h_1 + h_2 \frac{P_2}{P_1} + \frac{an^2}{m^2 - an} \right] - \Delta pgr \left[1 + \frac{P_2}{P_1} \right] - gr \operatorname{tg} \alpha \left[h_1 + h_2 \frac{P_2}{P_1} + \frac{an^2}{m^2 - an} \right] = 0,$$

или

$$\Delta pgr \left[1 + \frac{P_2}{P_1} \right] = v^2 \left[h_1 + h_2 \frac{P_2}{P_1} + \frac{an^2}{m^2 - an} \right] - gr \operatorname{tg} \alpha \left[h_1 + h_2 \frac{P_2}{P_1} + \frac{an^2}{m^2 - an} \right],$$

или

$$\Delta pgr \left[1 + \frac{P_2}{P_1} \right] = \left[h_1 + h_2 \frac{P_2}{P_1} + \frac{an^2}{m^2 - an} \right] [v^2 - gr \operatorname{tg} \alpha].$$

Отсюда выводим:

$$\Delta = \frac{h_1 + h_2 \frac{P_2}{P_1} + \frac{an^2}{m^2 - an}}{pgr \left[1 + \frac{P_2}{P_1} \right]} [v^2 - gr \operatorname{tg} \alpha]. \quad (\text{IX})$$

Таково уравнение, дающее искомую величину Δ , т. е. пропорциональное изменение нагрузки колес на рельсах, на внутренней стороне путевого закругления, а также на внешней стороне, с различными знаками.

h) *Вычисление бокового воздействия.* Для вычисления достаточно будет спроектировать все силы на линию АВ. Получим:

$$S = \Phi_1 \cos \alpha + \Phi_2 \cos \alpha - P_1 \sin \alpha - P_2 \sin \alpha,$$

$$S = (\Phi_1 + \Phi_2) - (P_1 + P_2) \sin \alpha \text{ (принимая } \cos \alpha = 1),$$

или еще:

$$\frac{S}{P} = \frac{\Phi}{P} - \sin \alpha. \quad (X)$$

i) *Прямая проверка.* Так как вычисления настоящего параграфа довольно сложны, то нелишним будет дать несколько прямых проверок.

Прежде всего заметим, что Δ [ур-ние. (IX)] будет равна нулю, если $v^2 = gr \operatorname{tg} \alpha$ или $\operatorname{tg} \alpha = \frac{v^2}{gr}$, т. е. когда боковой подъем наружного рельса будет равен теоретическому наклону, а именно это и должно быть в данном случае.

Сделаем краткую проверку для случая вагона с очень жесткими рессорами, для которого можно считать P_1 равным нулю. Остается один лишь неподвешенный груз P_2 с $\operatorname{tg} \alpha = 0$; тогда уравнение (VIII) упростится и будет:

$$v^2 = \frac{\Delta p g r P_2}{h_2 P_2} = \frac{\Delta p g r}{h_2}.$$

Проверим прямо эту последнюю формулу; для этого на фиг. 181 возьмем моменты по отношению к А:

$$\Phi_2 h_2 - P_1 p + (1 - \Delta) \frac{P_2}{2} 2p = 0,$$

или

$$\frac{P_2 v^2}{g r} h_2 - P_2 p + (1 - \Delta) P_2 p = 0.$$

откуда

$$v^2 = \frac{\Delta p g r}{h_2}, \quad (XI)$$

что и требовалось найти.

Примечание. Если бы мы пожелали иметь скорость, способную опрокинуть вагон, то в формуле (VIII) нужно сделать $\Delta = 1$.

Во всей этой теории мы предполагали, что центр колебаний был неподвижен; так оно и будет при отсутствии подъема наружного рельса, как мы уже показали. Но если боковой наклон существует, то неподвижность центра будет не строго точной, т. е. длина l будет слегка варьировать во время колебаний, если подъем наружного рельса значителен; нетрудно вычислить это легкое изменение длины и дать величине l среднее значение, если мы хотим достигнуть очень большой точности.

Приложение XVIII

Пределы скорости при въезде на закругление без переходной кривой

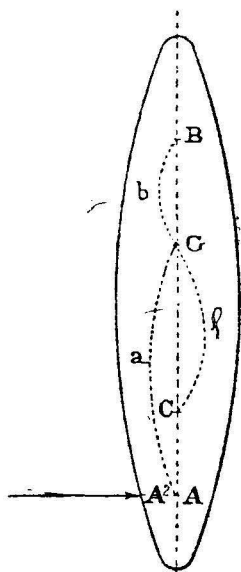
Методом, подобным тому, какой мы применяли к случаю постоянного радиуса, мы установили влияние полного отсутствия переходной кривой и погашения боковой качки при входе на кривую посредством трения, основываясь на принципе двойного колебания (см. приложение XVI) и принимая в соображение игру реборд на пути.

Мы установили ряд формул в § 43 настоящего сочинения. Но для практических применений мы предпочитаем базироваться на формулах для случая постоянного радиуса, приняв для Δ очень умеренную величину с целью принять в расчет отсутствие переходной кривой, трений и игры на пути; таким образом мы вычисляли пределы скорости и давали применение формул в седьмой части.

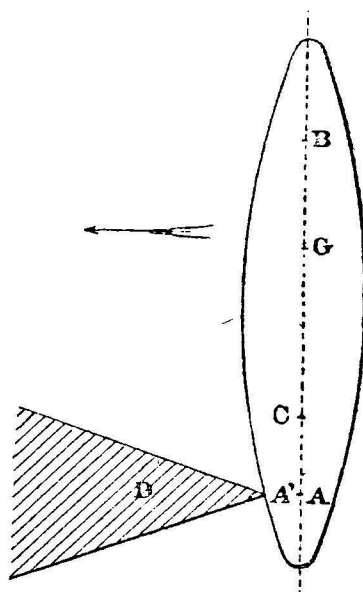
Приложение XIX

Теорема о столкновении двух твердых тел

а) Задача, подлежащая решению. Далее, при изучении извилистых колебаний (виляния), мы увидим (см. приложение XX), что реборды передних и задних колес паровоза производят боковые удары по рельсам при каждом колебании. Если колеса составляют часть тележки, могущей эластично перемещаться в стороны, или если колесные оси снабжены буксами с наклонными лапами, эти



Фиг. 182.



Фиг. 183.

толчки будут мягкими, эластичными и, как увидим, легко вычислимыми. Но если подвижной состав имеет оси жесткие, с малой боковой игрой, как то бывало у старинных паровозов или как то бывает у ведущих осей новейших паровозов и у большей части тендеров, товарных и пассажирских вагонов, тогда произойдут жесткие боковые толчки реборд об рельсы.

После таких жестких толчков при виляющем ходе вагоны наклоняются на своих подвешивающих рессорах в сторону толчка в условиях, которые мы сейчас изучим. Но прежде всего мы должны установить теорему общей механики о столкновении двух твердых тел.

б) Общеизвестные свойства центра удара. Известно, что если какое-нибудь тело (фиг. 182) получит в точке A' удар от другого тела, то существует *центр удара* B , не испытывающий никакого толчка и не дающий противодействующего удара. После удара получается мгновенное вращение тела вокруг некоторой оси, проходящей через точку B и перпендикулярной к плоскости направления толчка и центра тяжести G , если тело симметрично относительно этой плоскости.

Расстояние b от центра удара B до центра тяжести G дано уравнением:

$$q^2 = ab \quad (I)$$

(q — радиус вращения GC тела относительно оси, проходящей через G , a — расстояние от центра тяжести G до точки удара; это обозначение a не следует смешивать со статическим прогибом p -рессор, который мы повсюду обозначали также буквой a).

Вот что известно относительно центра удара; теперь мы установим нужную нам теорему.

с) исследование последствий удара. Решим обратную задачу. Если какое-нибудь тело (фиг. 183) движется равномерно параллельно направлению стрелки и если оно в точке A' ударится о тело D с бесконечно большой массой, то центр удара B будет продолжать свое равномерное движение с той же скоростью, как и до удара.

Если столкновение произойдет между двумя мягкими телами, то оба тела останутся спаянными в точке A' , так что после удара A получит относительное движение равномерного вращения вокруг оси, проходящей через B , причем скорость в A' будет равна начальной скорости (относительная скорость в отношении к B).

Предположив это, попробуем вычислить половину живой силы, поглощенной в A' во время столкновения (повторяем в предположении *мягких тел*).

Прежде всего, так как масса ударяемого тела D бесконечно велика, то она поглотит лишь такое количество половины живой силы, которым можно пренебречь. Следовательно, чтобы определить величину потери половины живой силы, которую мы ищем, нам будет достаточно вычислить потерю половины живой силы ударяющего тела, а мы знаем, что половина живой силы тела равняется половине живой силы массы тела, сосредоточенной в центре тяжести G плюс половина живой силы вращения тела вокруг G . Следовательно для вычисления *потери* половины живой силы данного тела после удара достаточно будет вычислить *потерю* половины живой силы тела, сосредоточенной в точке G минус *приращение* живой силы от вращения вокруг G .

Вычислим половину потери живой силы тела, сосредоточенной в G ; она равна

$$\frac{1}{2} Mv^2 - \frac{1}{2} Mw^2,$$

где:

M — масса тела,

v — скорость до удара,

w — скорость точки G после столкновения.

Мы знаем, что после столкновения точка B сохраняет равномерную скорость v и что тело вращается вокруг точки B .

Скорость w точки G после удара равна скорости v точки B минус относительная скорость точки G в отношении B , т. е.

$$w = v - v \left(\frac{b}{a+b} \right) = v \left(\frac{a+b-b}{a+b} \right);$$

$$w = v \left(\frac{a}{a+b} \right)$$

или

$$w^2 = v^2 \left(\frac{a}{a+b} \right)^2,$$

$$v^2 - w^2 = v^2 \cdot \left[1 - \frac{a^2}{(a+b)^2} \right] = v^2 \frac{a^2 + 2ab - b^2 - a^2}{(a+b)^2},$$

$$v^2 - w^2 = v \cdot \frac{2ab + b^2}{(a+b)^2}.$$

Следовательно потеря половины живой силы точки G будет:

$$\frac{1}{2} Mv^2 \frac{2ab + b^2}{(a + b)^2}. \quad (\text{II})$$

Вычислим теперь *приращение* половины живой силы от вращения тела вокруг центра G после толчка.

Пусть ω будет относительная угловая скорость вращения вокруг B ; тогда в точке A имеем:

$$v = \omega (a + b)$$

или

$$\omega = \frac{v}{a + b}$$

Теперь пусть C будет конец радиуса вращения ρ тела вокруг оси, проходящей через G , а u пусть будет линейная скорость в C при вращательном движении вокруг G (эта скорость измеряется при относительном движении в отношении движения точки G). Угловая скорость ω' вокруг G равняется угловой скорости ω вокруг B ; это получается из самого определения угловой скорости, т. е. угла, описываемого в единицу времени.

Поэтому имеем:

$$u = \omega' \rho = \omega \rho = \rho \left(\frac{v}{a + b} \right).$$

Значит, искомый выигрыш половины живой силы от вращения тела вокруг центра G будет:

$$\text{Выигрыш} = \frac{1}{2} Mu^2 = \frac{1}{2} M \rho^2 \cdot \frac{v^2}{(a + b)^2} = \frac{1}{2} Mv^2 \frac{\rho^2}{(a + b)^2}. \quad (\text{III})$$

Потеря половины живой силы тела после удара будет, как мы сказали выше, равна потере из формулы (II) минус выигрыш из формулы (III), или:

$$\text{Общая потеря} = \frac{1}{2} Mv^2 \cdot \frac{2ab + b^2}{(a + b)^2} - \frac{1}{2} Mv^2 \cdot \frac{\rho^2}{(a + b)^2} = \frac{1}{2} Mv^2 \frac{2ab + b^2 - \rho^2}{(a + b)^2};$$

$\rho^2 = ab$ по формуле (I). Сделаем подстановку:

$$\text{Общая потеря} = \frac{1}{2} Mv^2 \cdot \frac{2ab + b^2 - ab}{(a + b)^2} = \frac{1}{2} Mv^2 \frac{ab + b^2}{(a + b)^2} = \frac{1}{2} Mv^2 \left(\frac{b}{a + b} \right). \quad (\text{IV})$$

Можно написать иначе, умножая числитель и знаменатель на a и заменяя ab через ρ^2 :

$$\text{Общая потеря} = \frac{1}{2} Mv^2 \cdot \frac{\rho^2}{a^2 + \rho^2}; \quad (\text{V})$$

или

$$= \frac{1}{2} Mv^2 \left[\frac{1}{1 + \left(\frac{a}{\rho} \right)^2} \right]. \quad (\text{VI})$$

Такова *основная новая* формула, которая дает общую потерю половины живой силы тела после удара в точке A' о тело D с бесконечно большой массой, причём оба тела предполагаются мягкими и неупругими.

Мы видим, что чем более [будет отношение $\frac{a}{\rho}$, тем слабее будет удар; при неизменности величины ρ чем центр тяжести G будет выше лежать над A , тем толчок будет слабее.

Мы уже предугадываем интерес этой формулы для вопроса о высоте центра тяжести паровозов. Далее мы дадим другую формулу, еще более важную с этой точки зрения (см. приложение XX).

Ранее везде мы предполагали, что удар происходит между двумя *мягкими* и не упругими телами, т. е. что после удара они остаются сплюснутыми в точке соприкосновения. Теперь посмотрим, что произойдет в том случае, когда оба тела будут совершенно *упруги*.

В первый период толчка все произойдет совершенно так же, как указано выше; в конце этой первой фазы, до момента максимального сдавливания молекул, будет вполне приложима формула VI.

После взаимной реакции молекул точка A (фиг. 183) оттолкнется назад с абсолютной скоростью v_1 , которая пока неизвестна и мы хотим ее вычислить.

Пусть v' будет *относительная* скорость точки A по отношению к точке B, которая продолжает двигаться с равномерной скоростью v , как нам уже известно; поэтому естественно мы имеем:

$$v' = v - v_1 \quad \text{или} \quad -v_1 = v' - v.$$

Чтобы узнать v_1 , вычислим v' .

Для этого достаточно заметить, что если вся половина живой силы удара восстановилась, то потеря половины живой силы перемещения точки G должна быть равна выигрышу половины живой силы вращения тела вокруг G, потому что вся половина живой силы тела сохранена. Нам остается следовательно только составить соответствующее уравнение, чтобы вычислить v' , а затем и v_1 .

Проделаем снова вычисление этой потери и этого выигрыша по знакомым уже нам методам.

Вычислим сперва потерю половины живой силы G; это будет:

$$\text{Потеря} = \frac{1}{2} Mv^2 - \frac{1}{2} Mw'^2$$

(w' будет абсолютная скорость точки G после второй фазы толчка, т. е. после упругой реакции).

Итак, имеем:

$$w' = v - v' \left(\frac{b}{a+b} \right).$$

Следовательно:

$$\begin{aligned} \text{Потеря} &= \frac{1}{2} Mv^2 - \frac{1}{2} M \left[v - v' \left(\frac{b}{a+b} \right) \right]^2 \\ \text{Потеря} &= \frac{1}{2} Mv^2 - \frac{1}{2} Mv^2 + Mvv' \left(\frac{2b}{a+b} \right) - \frac{1}{2} Mv'^2 \cdot \frac{b^2}{(a+b)^2}, \\ \text{Потеря} &= Mvv' \left(\frac{2b}{a+b} \right) - \frac{1}{2} Mv'^2 \cdot \frac{b^2}{(a+b)^2}. \end{aligned}$$

Вычислим затем выигрыш половины живой силы вращения тела вокруг центра G; для этого нужно только повторить рассуждение, какое мы сделали при установлении формулы (III), заместив v через v' . Получим:

$$\text{Выигрыш} = \frac{1}{2} Mv'^2 \frac{e^2}{(a+b)^2}.$$

Установив это, напомним:

$$\text{Потеря} = \text{выигрышу},$$

и тогда будет:

$$Mvv' \left(\frac{2b}{a+b} \right) - \frac{1}{2} Mv'^2 \frac{b^2}{(a+b)^2} = \frac{1}{2} Mv'^2 \frac{e^2}{(a+b)^2}$$

или

$$2vv'b(a+b) - v'^2 b^2 - v'^2 e^2 = 0,$$

или

$$2vb(a+b) = v'(b^2 + e^2):$$

$$v' = 2v \frac{b^2 + ab}{b^2 + e^2},$$

но

$$q^3 = ab$$

и

$$v' = 2v.$$

Отсюда выводим:

$$-v_1 = v' - v = 2v - v = v. \quad (\text{VII})$$

Таким образом v_1 равно v как уже можно было думать а priori; именно так происходит при ударе двух упругих тел, сталкивающихся по нормали: в этом состоит проверка всех предшествующих вычислений.

Когда какое-нибудь тело (фиг. 183), двигаясь со скоростью, сталкивается с телом D , имеющим бесконечно большую массу, и если столкновение происходит в точке A вне прямой линии, параллельной направлению скорости и проходящей через центр тяжести G тела, то все явления после удара происходят следующим образом, если предположить, что оба тела совершенно упруги:

1) Центр удара B , положение которого нам известно, продолжает двигаться с линейной скоростью v , какую он имел до столкновения.

2) Сила удара измеряется половиной живой силы, которая дана в выражении

$$\frac{1}{2} Mv^2 \left[\frac{1}{1 + \left(\frac{a}{\rho}\right)^2} \right].$$

3) Точка A получает обратное движение, абсолютная скорость которого равняется скорости v тела до столкновения.

Предшествующая теория несколько отвлеченна, но изложение теоремы настолько естественно, что его можно бы предугадать а priori.

Легко произвести прямую проверку этой теоремы в отдельных простых случаях, а именно:

1) если $\rho = 0$, то вся масса тела будет сконцентрирована в G ;

2) если $\rho = a$, то вся масса будет сконцентрирована в A ;

3) если тело состоит из двух равных масс, то одна будет сконцентрирована в A , а другая в B .

Такие проверки сделать легко; мы не станем их здесь проделывать, чтобы не загромождать изложения; достаточно знать, что такие вычисления проверяют вышеприведенную теорему.

е) Первое применение этой теоремы к подвижному железнодорожному составу. Эта теорема позволит нам изучить условия бокового толчка реборды о рельс во время извилистых колебаний (виляния), происходящих от игры реборд на пути, когда оси не имеют никакого приспособления для бокового эластического перемещения. Это очень важно, потому что позволит нам вычислить условия погашения этих колебаний, а затем и амплитуду прогиба рессор, на которых подвешен кузов, в сторону удара, и самые большие боковые и вертикальные усилия, испытываемые рельсом в ремонт толчка, — вопрос чрезвычайно важный с точки зрения схода с рельсов.

Возвратимся к формуле (VI), где половина живой силы удара равна:

$$\frac{1}{2} Mv^2 \left[\frac{1}{1 + \left(\frac{a}{\rho}\right)^2} \right];$$

здесь v — боковая скорость тела до бокового толчка (фиг. 182).

Формула эта приложима к паровозу при виляющем движении, предполагая, что виляющее движение придает машине движение бокового перемещения и что все реборды одной стороны коснулись рельса одновременно.

Назовем через R отношение $\frac{1}{1 + \left(\frac{a}{\rho}\right)^2}$.

Вычислим R сообразно высоте центра тяжести у различных паровозов. Рассмотрим тяжелый новейший паровоз с ведущими колесами 2 м в диаметре, с очень высоко лежащим центром тяжести, примерно на высоте 1,80 м над уровнем рельсов (самая большая высота, до сих пор достигнутая). В таких условиях a будет равна 1,80 м, и можно считать, что $e = 0,90$ м (приблизительно); тогда $\frac{a}{e} = 2$ (приблизительно).

Рассмотрим теперь паровоз курьерских поездов старого типа, с ведущими колесами 2 м в диаметре, с центром тяжести на высоте $a = 1,30$ м. В этих условиях можно считать, что $e = 0,65$ м (приблизительно). Снова получим, что $\frac{a}{e} = 2$ (приблизительно).

Рассмотрим наконец электрический локомотив с колесами 1,50 м в диаметре, с центром тяжести на высоте $a = 1$ м. Для этого локомотива можно считать, что $e = 0,50$ м (приблизительно); получаем: $\frac{a}{e} = 2$ (приблизительно).

Таким образом в трех случаях отношение $\frac{a}{e}$ остается почти неизменным, и это вполне естественно, потому что в этих трех типах e уменьшалось почти в той же пропорции, как a .

Следовательно практически для большей части паровозных типов отношение $\frac{a}{e} = 2$.

Отсюда получаем:

$$R = \frac{1}{1 + 2^2} = \frac{1}{5} = 0,20.$$

Следовательно на практике для паровозов половина живой силы бокового толчка равна $\frac{1}{5}$ части половины всей живой силы, действующей сбоку, так что влияние высоты центра тяжести на величину R практически равно нулю. Но это лишь простая случайность, и при других размерах дело будет совсем иное.

Приложение XX

Колебания виляния, происходящие от игры реборд на пути, для случая паровозов или вагонов, жестких в смысле боковой игры

Следующее далее приложение касается исследования виляющих колебаний, происходящих от игры реборд на пути, для случая единиц подвижного состава, жестких в смысле боковой игры, т. е. оси которых лишены всякой возможности бокового упругого перемещения. Мы видели выше (§§ 77 — 82) такие же колебания на паровозах и вагонах, оси которых обладают боковой эластичностью какой-либо системы.

а) Первые данные в задаче. Предположим сперва, что путь на закруглении не имеет подъема наружного рельса; предположим затем, что путь прямой; наконец предположим, что колебания виляния происходят не точно в условиях § 77 и фиг. 51, а в виде простого перемещения без всякого вращения вокруг вертикальной оси. При такой гипотезе наш вагон из положения $M_1N_1P_1Q_1$, где он был прижат к рельсу CD , перемещается в положение $M_2N_2P_2Q_2$, в котором все его реборды сразу нажимают на рельс AB , пройдя при этом, зазор (игру) $P_1P_1' = \epsilon$; второе и третье положение фиг. 51 сольются воедино. Такой случай может произойти с вагонами на тележках или двухосными, снабженными рессорами с кольцеобразными подвесками. Далее мы рассмотрим обычный случай, представленный на фиг. 51.

b) *Первый боковой толчок.* Мы знаем величину максимальной работы, производимой перемещением, где по формуле (101):

$$T' = K \cdot P \cdot \varphi \cdot \varepsilon. \quad (I)$$

Теперь спрашивается, какова будет величина половины живой силы первого бокового толчка, когда все реборды одновременно нажмут на рельс АВ? Эта величина дана в приведенной выше теореме приложения XIX относительно столкновения двух твердых тел. Прилагая эту теорему к рассматриваемой здесь единице железнодорожного подвижного состава, увидим, что точка А' (приложение XIX, фиг. 182 и 183) становится здесь точкой столкновения реборды с рельсом. Далее в том же приложении мы видели, что чем выше будет расположен центр тяжести, тем больше будет ρ , так что на практике отношение $\frac{a}{e}$ приблизительно постоянно и приблизительно равно 2 (само собою разумеется, что если это отношение не равно 2, то можно подставить в формулу его точную величину). Итак, формула (VI) в приложении XIX на практике принимает следующий вид:

$$\text{Толчок} = \frac{1}{2} M v^2 \cdot \frac{1}{1 + 2^2} = T' \cdot 0,20. \quad (II)$$

Следовательно первый боковой толчок поглотит $\frac{1}{5}$ часть работы T , данной в формуле (I).

Этот первый толчок поглощается боковой эластичностью пути, с одной стороны, а с другой — общей эластичностью машины, благодаря легкому изгибу колесных осей, самих колес и в особенности продольных швеллеров. Этот толчок дает начало лишь очень слабому и мгновенному боковому усилию. Далее на числовых примерах мы увидим, что этот толчок очень слаб. Но существует иное боковое усилие, более интенсивное и более длительное, о котором мы скажем ниже.

c) *Погашение обратного движения при первом боковом толчке.* Под действием только что изученного нами толчка реборды слегка отступают назад, скользя боком по рельсу на некоторую величину ε_1 ; половина живой силы уже уничтожена трением: она равна упомянутому толчку. Мгновением позже реборды возвращаются и снова прижимаются к рельсу, проходя тот же самый путь ε_1 и проделывая еще раз работу сопротивления, равную описанному толчку. В конечном счете за этот первый толчок произойдет уничтожение работы, равное удвоенной работе, которая показана в формуле (II), т. е.

$$\text{Погашенная работа} = T' \cdot 0,40. \quad (III)$$

d) *Погашение остальной работы колебания.* Наконец остается погасить еще 60% работы возмущения T' , которое дано в формуле (I), так как 40% уже погашены, то остается погасить:

$$T'' = 0,60 K \cdot P \cdot \varphi \cdot \varepsilon. \quad (IV)$$

Как погасить эту работу?

Вернемся ко второму положению фиг. 51.

В этот момент паровоз или вагон испытывает колебания уже нам знакомой боковой качки вокруг продольной оси. Действительно вся верхняя часть вагона продолжает перемещаться вбок, тогда как реборды колес остановлены рельсом АВ. Применим здесь еще раз наш обычный способ рассуждения к погашению колебаний. Предположим, что мы находимся в условиях самого неблагоприятного случая, именно в случае резонанса извилистых боковых колебаний (виляния). Колебания пойдут, все усиливаясь, до тех пор, пока трение пластин в подвесных рессорах допускает возможность работы сопротивления, равной работе T'' в течение того же самого простого колебания.

Вычислим, насколько должны прогнуться рессоры со стороны $P_2 Q_2$ и насколько они распрямятся со стороны $M_2 N_2$, чтобы получился указанный результат.

Теперь заметим, что величина $Q - \frac{P'}{2}$ равна половине величины $Q - R$; следовательно, подставив в уравнение (VI), получим:

$$\frac{Q - \frac{R}{2}}{\left(\frac{P'}{2}\right)} = z = \frac{Q - R}{P'}$$

или

$$z = \frac{Q - R}{P'} a. \quad (\text{VII})$$

Сделаем подстановку в уравнение (V):

$$T'' = 2P'f \frac{Q - R}{P'} a = 2f(Q - R) a.$$

Теперь работа T'' , погашающая колебания, должна быть равна движущей работе T' перемещения, следовательно

$$Q - R = \frac{T''}{2fa} \quad (\text{VIII})$$

и, подставляя в уравнение (VII), получаем:

$$z = \frac{T''}{2fa} \cdot \frac{a}{P'} = \frac{T''}{2P'f}. \quad (\text{IX})$$

Зная величину $Q - R$, легко вывести из нее величины Q и R . Действительно:

$$Q - \frac{P'}{2} = \frac{Q - R}{2} = \frac{T''}{4fa},$$

откуда:

$$Q = \frac{P'}{2} + \frac{T''}{4fa}; \quad (\text{X})$$

$$R = \frac{P'}{2} - \frac{T''}{4fa}. \quad (\text{XI})$$

Напоминаем, что в четырех последних формулах T'' равно 0,60 $KP\varphi\varepsilon$ (формула IV).

Получающееся отсюда пропорциональное сжатие рессор будет равно

$$\frac{Q - \frac{P'}{2}}{\left(\frac{P'}{2}\right)} = \frac{\left(\frac{T''}{4fa}\right)}{\left(\frac{P'}{2}\right)} = \frac{T''}{2faP'}$$

или

$$\Delta = \frac{0,60KP\varphi\varepsilon}{2faP'} = \frac{0,30K\varphi\varepsilon}{fa} \cdot \frac{P}{P'} \quad (\text{XII})$$

Возьмем числовой пример.

Допустим, что K , как обычно, равно 0,40 (см. § 79), $\varphi = 0,2$, $\varepsilon = 0,02$ м, $f = 0,1$, $a = 0,05$ м. Если

$$\frac{P}{P'} = \frac{5}{4}$$

то имеем:

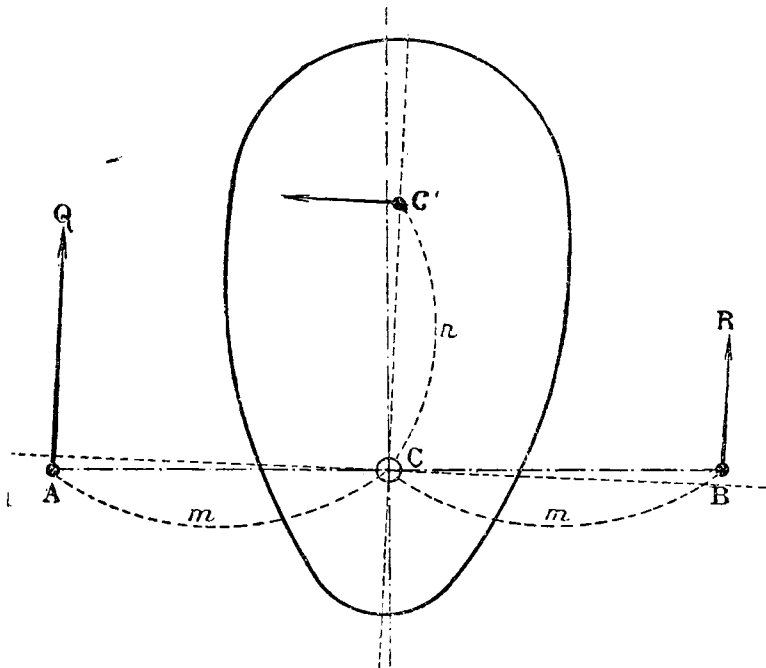
$$\Delta = \frac{0,3 \cdot 0,4 \cdot 0,2 \cdot 0,02}{0,1 \cdot 0,05} \cdot \frac{5}{4} = 0,12.$$

Такое изменение сжатия в 12% довольно умеренно.

Оно будет тем больше, чем меньше будет подвешенный груз по отношению к общему весу. Надо заметить, что лишняя нагрузка будет в том месте, где происходит боковой толчок, а это уже есть преимущество; следует лишь принимать во внимание разгрузку: она равна лишней нагрузке.

е) *Величина бокового давления на рельс.* Вы видели, что виляющее движение, происходящее от игры пути, служит причиной движения боковой качки. Последнее должно нас мало тревожить с точки зрения изменения сжатия подвешивающих рессор.

Но что делается с боковым давлением реборд на рельсы во время такого колебания, в особенности в тот момент, когда оно достигает максимума своей амплитуды? Не следует смешивать этого давления, которое усиливается и уменьшается медленно, с давлением мгновенным, слабым и безопасным, которое происходит несколько раньше и которое мы уже изучили выше.



Фиг. 186.

Мы вычислили максимальное боковое давление, так как вопрос этот важен с точки зрения схода с рельсов и в особенности в занимающем нас в данный момент случае, т. е. в случае вагона или паровоза жестких в смысле игры в боковом направлении. Этот вопрос интересен также и с другой точки зрения, потому что он даст нам ясное объяснение *выгодности* большой высоты центра тяжести на паровозах.

Для вычисления искомого бокового усилия S рассмотрим фиг. 186, которая представляет подвешенную массу паровоза и его центр тяжести G' , колеблющийся вокруг центра колебаний C во время боковой качки. Q и R представляют максимум сжатия рессор слева и минимум справа относительно подвешенной массы в момент максимальной амплитуды колебаний; они известны из формул (X) и (XI).

Назовем через m расстояние AC или половину расстояния между рессорами и через n высоту $G'C$ центра тяжести подвешенного груза над центром колебаний.

Пусть J_c будет момент инерции подвешенного груза при вращении вокруг оси, параллельной пути и проходящей через C , и J_G — то же относительно G' . Пусть $\frac{d\omega}{dt}$ будет угловое ускорение колебаний при *конце хода*, т. е. в момент,

когда оно будет максимальным. Для этого момента, написав уравнение моментов относительно C , получим:

$$(Q - R) m = J_G \frac{d\omega}{dt}$$

Отсюда

$$J_c = J_G + \frac{P'}{g} n^2.$$

Это есть известное соотношение между моментами инерции двух параллельных осей.

Сделаем подстановку:

$$(Q - R) m = \left(J_G + \frac{P'}{g} n^2 \right) \frac{d\omega}{dt}$$

или

$$(Q - R) m = \left(\frac{P'}{g} \varrho'^2 + \frac{P'}{g} n^2 \right) \frac{d\omega}{dt} = \frac{P'}{g} (\varrho'^2 + n^2) \frac{d\omega}{dt}$$

(здесь ϱ' означает радиус вращения подвешенного груза относительно горизонтальной оси, параллельной пути и проходящей через центр тяжести G').

Отсюда выводим:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{(Q - R) m}{\frac{P'}{g} (\varrho'^2 + n^2)}.$$

Итак, обозначая через v боковую скорость точки G' в этот момент и через γ соответствующее ускорение, имеем:

$$v = \omega n; \quad \frac{dv}{dt} = \gamma = \frac{d\omega}{dt} n,$$

откуда:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\gamma}{n}$$

Сделав подстановку, получаем:

$$\gamma = \frac{(Q - R) m}{\frac{P'}{g} (\varrho'^2 + n^2)}$$

или

$$\frac{P'}{g} \gamma = \frac{(Q - R) m n}{\varrho'^2 + n^2}.$$

Но, с другой стороны, нам известно, что если тело находится в движении, то, проектируя последнее на какую-нибудь ось, получим

$$\Sigma m\gamma = M\Gamma.$$

В этой формуле m и γ прилагаются к каждой молекуле, тогда как M и Γ прилагаются к центру тяжести тела. Итак, для подвешенного груза боковое воздействие S на ось C равно $\Sigma m\gamma$ или $M\Gamma$, или в данном случае $\frac{P'}{g} \gamma$ на основании теоремы д'Аламбера.

Получаем:

$$S = (Q - R) \frac{m n}{\varrho'^2 + n^2},$$

что можно написать так:

$$S = (Q - R) \frac{m}{n} \cdot \frac{1}{1 + \frac{\varrho'^2}{n^2}}. \quad \bullet \text{ (XIII)}$$

Такова величина искомого максимума бокового давления во время боковой качки.

Заменив в этой формуле ($Q - R$) его величиной, взятой из формулы (VIII), получим:

$$S = \frac{T''}{2fa} \cdot \frac{m}{n} \cdot \frac{1}{1 + \left(\frac{e}{n}\right)^2}. \quad (\text{XIV})$$

Припомним величину T'' :

$$T'' = 0,60KP \cdot \varphi \cdot \varepsilon.$$

На практике e всегда приблизительно равно n , так что можно написать:

$$S = \frac{T''}{4fa} \cdot \frac{m}{n}. \quad (\text{XV})$$

Такова величина бокового давления на центр колебания. Это также величина бокового давления всех реборд паровоза или вагона на рельс, если неподвешенная масса представляет собою малый вес, которым можно пренебречь; если же нет, то необходимо прибавить боковое давление, происходящее от неподвешенного груза. Это давление складывается с предыдущим; оно бывает весьма значительным в случае подвижного состава с электрической тягой и моторными тележками. За подробностями отсылаем к нашей теореме о столкновении двух твердых тел (приложение XIX).

f) Вычисление бокового сопротивления в передней части паровоза в наиболее обыкновенном случае. До сих пор мы предполагали, что виляющее движение происходит таким образом, что все реборды одной стороны одновременно прижимаются к рельсу; это будет случай виляющего движения в виде простого бокового перемещения без вращения. Иногда подобные толчки происходят с вагонами, поставленными на тележки. Но обычно для паровозов и прочих единиц подвижного состава виляющее движение влечет за собою одновременно и вращение вокруг вертикальной оси; этот случай представлен на фиг. 51 (§ 77). Другими словами, наибольшая часть толчка и бокового давления происходит на передней оси, что вынуждает паровоз быстро повернуться вокруг вертикальной оси и тем дать начало новой извилине хода. Мы не говорим здесь о первом боковом толчке, который будет еще слабее, чем в предыдущем случае, и переходим к вычислению максимума бокового давления, данного в формуле (XIV). Мы допустим, что в настоящем случае передняя ось будет оказывать на рельс боковое давление, равное $\frac{2}{3}$ величины S , данной в формуле (XIV), и что задняя ось окажет боковое давление, равное $\frac{1}{3}$ этой величины, после того как паровоз или вагон повернется (§ 78).

Итак, для передней оси или для тележки имеем:

$$S' = \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{T''}{fa} \cdot \frac{m}{n} = \frac{1}{6} \cdot \frac{T''}{fa} \cdot \frac{m}{n} \quad \text{■ (XVI)}$$

а для задней оси:

$$S'' = \frac{1}{12} \cdot \frac{T''}{fa} \cdot \frac{m}{n} \quad (\text{XVII})$$

Сумма $S' + S''$ равна величине S из формулы (XIV).

Прежде чем идти дальше, вспомним обозначения всех этих формул:

K — числовой коэффициент (см. § 79), который равен 0,30 для длинных паровозов и вагонов, 0,40 для единиц подвижного состава средней длины и наконец 0,50 для коротких единиц;

φ — коэффициент трения бандажей о рельсы, равный например 0,20;

ε — игра реборд на пути, равная 0,02 или самое большее 0,03;

f — пропорциональное трение подвешивающих рессор и a — их статический прогиб;

m — половина расстояния между рессорами;

n — высота центра тяжести подвешенного груза над центром колебани
 высоту которого мы знаем (немного выше плоскости ведущих осей);
 P' — вес подвешенной части вагона;
 P — его общий вес.

г) *Числовые примеры.* Рассмотрим сперва маленький товарный паровоз в 35 т с тремя сдвоенными осями; подвешенный груз пусть будет например равен 28 т. Предполагаем: $K = 0,40$ (паровоз средней длины), $\varphi = 0,2$, $\varepsilon = 0,02$ м; $f = 0,15$; $a = 0,04$ м, $m = 0,60$ м; $n = 0,60$ м.

Вычислим сперва общую работу виляющего колебания (формула I):

$$\begin{aligned} T' &= KP\varphi\varepsilon, \\ T' &= 0,40 \cdot 35\,000 \cdot 0,2 \cdot 0,02, \\ T' &= 56 \text{ кгм.} \end{aligned}$$

Из этих 56 кгм на первый боковой толчок идет $\frac{1}{5}$ этой работы, т. е. приблизительно 11 кгм, поглощаемой боковыми трениями бандажей на рельсах. Кроме того существует еще другая $\frac{1}{5}$ часть, поглощаемая также трениями. Остается $\frac{3}{5} T'$ или

$$\begin{aligned} T'' &= 0,60 KP\varphi\varepsilon && \text{[формула IV]} \\ T'' &= 0,60 \cdot 0,40 \cdot 35\,000 \cdot 0,2 \cdot 0,02 \\ T'' &= 34 \text{ кгм.} \end{aligned}$$

Формула (XVI) дает:

$$\begin{aligned} S' &= \frac{1}{6} \cdot \frac{T'}{fa} \cdot \frac{m}{n}; \\ S' &= \frac{1}{6} \cdot \frac{34}{0,15 \cdot 0,04} \cdot \frac{0,60}{0,60} = 950 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Мы видим, что здесь боковое усилие довольно умеренно, если принять во внимание нагрузку колес, которая достигает почти 6 000 кг в статическом положении и увеличивается еще небольшой перегрузкой рессоры, как мы видели выше.

Перейдем к другому числовому примеру.

Рассмотрим скорый паровоз типа „American“ (1 тележка и 2 ведущих оси) с диаметром колес в 2,050 м. Общий вес 58 000 кг; из этого веса 24 000 кг приходится на тележку, передающую груз рельсам, 17 000 кг нагрузки на каждое ведущее колесо, передающее давление на рельсы; сама тележка весит 6 000 кг, так что нагрузка тележки равна:

$$24\,000 - 6\,000 = 18\,000 \text{ кг.}$$

Отсюда мы имеем:

$$m = 0,60 \text{ и } n = 0,80.$$

В этом паровозе не дано тележке никакой боковой игры, потому что тележка короткая и предназначена для движения по большим линиям с большими радиусами; следовательно этот паровоз является жестким в смысле бокового движения.

Общая возмущающая работа виляющего хода дана формулой (I):

$$\begin{aligned} T' &= KP\varphi\varepsilon, \\ T' &= 0,40 \cdot 58\,000 \cdot 0,2 \cdot 0,02, \\ T' &= 93 \text{ кгм.} \end{aligned}$$

Мы видели, что $\frac{1}{5}$ этой величины дает первый боковой толчок, т. е. около $\frac{93}{5} \approx 18$ кгм, которые поглощаются боковыми трениями бандажей о рельсы; еще $\frac{1}{5}$ поглощается этими трениями; остается $\frac{3}{5}$ или:

$$\begin{aligned} T'' &= 0,60 KP\varphi\varepsilon, && \text{[формула (IV)]} \\ T'' &= 0,60 \cdot 0,40 \cdot 58\,000 \cdot 0,2 \cdot 0,02, \\ T'' &= 56 \text{ кгм.} \end{aligned}$$

Применив теперь формулу (XVI), получим:

$$S' = \frac{1}{6} \cdot \frac{T''}{fa} \cdot \frac{m}{n} = \frac{1}{6} \cdot \frac{56}{0,15 \cdot 0,04} \cdot \frac{0,60}{0,80} = 1\,170 \text{ кг.}$$

$S' = 1\,170$ кг на обе тележки, что составляет 585 кг на каждую ось тележки.

Это очень умеренное боковое давление, особенно если принять во внимание большую сопротивляемость тележки сходу с рельсов, причина которой уже объяснена нами.

Мы дали числовые примеры обычных в практике случаев. Но если дело идет например о паровозе с пятью ведущими осями, без тележки, без бегунка, без букс с наклонными лапами, то это же самое вычисление дало бы значительно большую величину бокового давления, испытываемого передней осью. То же самое будет и с первой ведущей осью в случае паровоза, снабженного тележкой или бегунком, не способными погасить колебания виляния и всякого рода, даже в случае резонанса этих колебаний. В подобных случаях надо прибегнуть к помощи очень простых опытов, описанных в § 292, чтобы определить имеющееся налицо боковое сопротивление. Теория дает здесь лишь верхний предел бокового давления, слишком высокий для того, чтобы результат расчета мог представлять интерес, так как мы допустили предположения самых неблагоприятных условий, каких обычно не встречается в практике.

h) Влияние высоты центра тяжести и различных элементов. Формула (XIII) и следующие за ней показывают благотворное влияние высоко лежащего центра тяжести подвешенного груза. Она показывает, что величина S обратно пропорциональна n — высоте центра тяжести подвешенного груза над центром колебаний. Действительно, когда изменяется n , то изменяется также и q . Но, приводя различные числовые примеры, мы находим, что q увеличивается почти пропорционально n , так что $\frac{q}{n}$ есть величина приблизительно постоянная и равная единице; стало быть отношение

$$\frac{1}{1 + \frac{q^2}{n^2}}$$

почти всегда бывает равно приблизительно $\frac{1}{2}$.

Следовательно, можно дать такое предложение:

„Когда паровоз или вагон лишен приспособлений горизонтальной эластичности, то их заменяют подвешивающие рессоры при колебаниях боковой качки; сверх того это движение боковой качки дает горизонтальную реакцию тем более мягкую, чем высота n будет больше“ [формула (XVI)].

Английские инженеры, между прочим М. Aspinall, уже предчувствовали такое преимущество. Герднер даже отчасти подверг его анализу.

Но, само собою разумеется, подвижной состав с очень низким центром тяжести, каковы например некоторые электрические локомотивы, может иметь очень мягкие горизонтальные реакции, если его снабдить достаточными приспособлениями для боковой эластичности и погашающими трения. Мы уже видели это, когда говорили об электрических локомотивах с моторными тележками.

Формула (XVI) покажет преимущество величин a и f . Влияние t будет обратным и это тоже весьма понятно.

S пропорционально T'' , т. е. P' , φ и ε .

Мы изучили колебания виляния, происходящие от игры реборд на пути в случае подвижного состава жесткого в смысле бокового движения. Мы допустили, что погашение колебаний боковой качки, происходящей от виляющих колебаний, должно произойти от трения подвешивающих рессор, а не от их прогиба, потому что здесь возможен резонанс. Но если мы перейдем к случаю виляющих колебаний при въезде на закругления без переходной кривой, при подвижном составе жестком в смысле боковой эластичности, то нет оснований опасаться резонанса, за исключением одного очень редкого случая пути, со

случайными извилинами; тогда погашение колебаний производится прогибом подвешивающих рессор, что дало бы величины S' и S'' гораздо более слабые, которые легко будет вычислить вышеуказанным способом.

i) *Приблизительность метода.* Мы только что видели, что наши формулы содержат в себе все параметры, какие должны в них находиться на основании практических опытов, и притом в желаемой степени. Но в то же время нашей теории можно противопоставить нижеследующие возражения:

1) По какому праву прилагаем мы теорию, установленную для одного лишь виляющего колебания с перемещением, к теории виляния с перемещением и вращением?

2) Оправдалась ли на практике гипотеза коэффициентов $\frac{2}{3}$ и $\frac{1}{3}$ в приложении к передним и задним осям?

На первое возражение можно ответить, что конечно мы не имеем права прилагать ко второму типу виляющих колебаний формулы, установленные для первого типа. Но мы имеем право прилагать их с оговоркой, что будем рассматривать их как *наивысший предел* искомым нами боковых усилий. Действительно, формула (XV) показывает, что S обратно пропорциональна a ; если боковое усилие выдерживается большею частью первой осью, выходит, что a как будто больше; это влечет за собою уменьшение S ,—что и требовалось доказать.

Итак здесь, как и всегда, мы предположили самый неблагоприятный случай, какой только может представиться, допустив, что $S' + S'' = S$.

Что касается второго возражения, то конечно распределение коэффициентов $\frac{2}{3}$ и $\frac{1}{3}$ несколько произвольно; но действительность не может сильно от этого разниться. Истинную величину можно с большою точностью определить опытом.

Наконец напомним здесь, что коэффициент K (§ 80) основан на опыте и что он годится лишь для скоростей не свыше 120—130 км/час; выше этого предела ему уже нужно дать его теоретическую величину, или $K=1$, как мы указали в § 270.

Такова наша теория виляния, происходящего от игры реборд на пути, для старинных единиц подвижного состава, жестких в смысле боковой эластичности. В части III настоящей книги мы разобрали случай новых паровозов и вагонов, которые обладают в известной мере боковой эластичностью.

Несомненно, что когда-нибудь усовершенствуют нашу теорию виляющего движения и даже создадут новую. Полная теория этого рода колебаний должна закончиться вычислением боковой реакции S' передней ведущей оси или тележки на рельс; кроме того величина S' должна с очевидностью выяснить выгодность больших величин n , a и f и, наоборот, малой величины m .

Кроме того нужно, чтобы подобная теория была основана на факте погашения работы колебания *трениями* листовых рессор, а не эластичностью самих рессор, когда дело идет о виляющих колебаниях, происходящих от игры реборд на пути.

Действительно, нет надобности искать, какова будет величина S' , происшедшая единственно от виляющего колебания, но необходимо ясно себе представить, что происходит во время резонанса, так как именно это и есть случай виляющих колебаний, которые действительно заслуживают такого названия. В случае резонанса, т. е. в случае синхронизма между виляющим колебанием и длительностью колебания паровоза на подвешивающих рессорах, амплитуда колебания рессор будет возрастать до тех пор, пока работа трения рессор сравняется с постоянной работой колебания виляния.

Но в ожидании более точных теорий мы думаем, что наша теория может оказать услуги, рассматривая свои результаты как более неблагоприятные, чем встречающиеся в действительной практике. В самом деле, единицы подвижного состава никогда не бывают совершенно жестки в отношении боковой эластичности, так как продольные швеллеры, а в особенности буксовые лапы слегка изгибаются при боковых толчках. Было бы не трудно подойти к вопросу ближе, сделав измерения боковых усилий, испытываемых рельсами при

подобных виляющих движениях подвижного состава, следуя методам, указанным в восьмой части нашей книги. Таким образом мы получили бы измерение усилия, которое необходимо узнать с большею точностью, чем это достигается предшествующим способом. Сравнивая эти экспериментальные результаты с результатами предыдущей теории, из них можно бы вывести числовой коэффициент, который, будучи поставлен впереди наших формул (XVI) и (XVII), приведенных выше, дал бы этим формулам большую точность, так как они дают величины несколько большие, чем действительные боковые усилия.

В настоящем приложении мы проделываем все вычисления в том предположении, что существует настоящий резонанс; но обыкновенно происходит ложный резонанс, который дает менее резкие эффекты, чем получающиеся из предыдущих формул.

Приложение XXI

Нагрузки, гибкость на тонну и статические прогибы различных рессор у подвижного состава всякого рода

В заключение мы даем ниже таблицу нагрузок, гибкостей на тонну и статических прогибов различных рессор у подвижного состава всякого рода (паровозы, тендеры, пассажирские и товарные вагоны, автотрисы, автомобили и велосипеды); статический прогиб рессоры есть, как мы видели (§ 3), произведение ее гибкости на одну тонну и на ее нагрузку, выраженную в тоннах. Многие приводимые сведения извлечены из очень интересной статьи Дассеса (Dassesse), озаглавленной „Изложение вопроса об устойчивости паровозных осей“ („Bulletin du Congrès international des chemins de fer“ 1900); прочие сведения получены с различных железнодорожных линий или от конструкторов. Сведения этого рода охватывают лишь нагрузку рессор и их гибкость на тонну; мы прибавили также статические прогибы под полной нагрузкой, а иногда и при порожняке. Интересно отметить, что велосипед имеет рессоры, дающие около 50 мм статического прогиба, как и многие паровозы; это ясно указывает, что статический прогиб дает меру мягкости подвеса, не принимая в расчет колебаний.

Интересно отметить также, что статический прогиб, который достигает более чем 300 мм для некоторых вагонов на тележках, при полной нагрузке падает до 15 мм для некоторых открытых вагонов, когда они порожние.

1
EK
25584

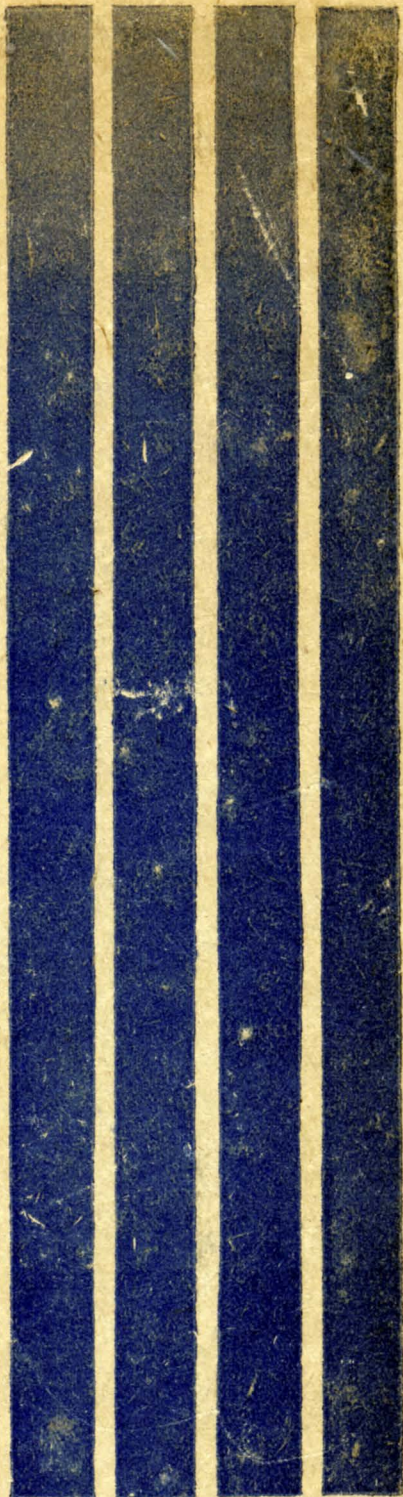
Тип поковки (локомотивов)	№ и харак- теристика осей	Рессоры наружн. или внутрен.	Нагрузка на рессоры (полная)	Гибкость на тонну	Прогиб ста- тич. (полн. нагрузка)	Балансиры	Примечание
1	2	3	4	5	6	7	8
			<i>т</i>	<i>мм</i>	<i>мм</i>		
Мидланд (Англия); товарные	Три оси ведущ.	Внутр.	5500	6,35	35	Нет	
Лихай - Валлей ж. д. (САСШ); товарные	Три оси ведущ.	Внутр.	6530	6,30	41		
Венгерские ж. д. (Венгрия); сильные	Четыре оси ведущ.	—	5270	3,50	18	Баланс.	
Великая Восточная ж. д. (Англия); экспресс с двумя спаренными осями	1-я ось поддерж.	Внутр.	1524	15,08	23		
	2-я ось ведущ.	Наружн.	4458	6,35	28		
	3-я ось ведущ.	Внутр.	4344	6,35	26		
Великая Восточн. ж. д. (Англия); локомотив. тендер	1-я ось ведущ.	—	5271	4,76	25		
	2-я ось ведущ.	—	5233	4,76	25		
	3-я ось ведущ.	—	6096	4,76	29		
Адриатическая сеть ж. д. (Италия); товарные	1-я ось ведущ.	—	6000	10,00	60	} Баланс.	
	2-я ось ведущ.	—	5770	10,00	58		
	3-я ось ведущ.	—	5870	10,00	59	Баланс.	
Париж—Лион—Сред. море; локомотив экспресс (111—400)	1-я ось ведущ.	—	5277	9,00	48		
	2-я ось ведущ.	}	—	10241	5,04	51	
	3-я ось ведущ.						
	4-я ось ведущ.	—	3795	13,00	49		
Великая Восточная ж. д. (Англия); локомотив экспресс со свободными колесами и на тележках	Тележка	}	—	6287	10,32	65	
	1-я ось						
	2-я ось	Внутр.	4661	6,35	29		
	3-я ось ведущ.					Наружн.	2489
4-я ось поддерж.	Внутр.	2032	15,08	31			
	Наружн.	3848	9,92	38			
Австрийские ж. д.; экспресс с тележкой	Тележка	}	—	5000	8,23	41	
	1-я ось						
	2-я ось	—	5000	8,23	41		
	3-я ось ведущ.	—	5000	10,00	50		
Адриатическая сеть ж. д. (Италия); локомотив пассаж.	4-я ось ведущ.	—	5000	10,00	50		
	Тележка	}	—	6950	10,00	69	
	1-я ось						
	2-я ось	—	5250	8,00	42		
3-я ось ведущ.							
4-я ось ведущ.	—	5300	8,00	42			

Тип повозки (локомотивов)	№ и харак- теристика осей	Рессоры наружн. или внутрен.	Нагрузка на рессоры (полная)	Гибкость на тонну	Прогиб ста- тич. (полн. нагрузка)	Балансиры	Примечание
1	2	3	4	5	6	7	8
			<i>т</i>	<i>мм</i>	<i>мм</i>		
Париж—Лион—Сред. мо- ре; скорый с 4-мя цилин. кампаунд (С—21—60)	Тележка 1-я ось 2-я ось 3-я ось ведущ. 4-я ось ведущ.	} Внутр.	7675	8,60	66	—	Тележка на шарикопод- шипниках
			5790	8,60	50		
		} Внутр.	5962	8,60	51		
Ильиной с Центр. (САСШ) Класс J Класс U Класс F Класс M	Все оси Все оси Все оси Все оси	— — — —	9072	8,10	73	Общее при- менение балан- сиров	Рессоры бо- лее гибкие, чем средняя американск.
			8616	7,90	68		
			7258	7,60	55		
			7507	11,20	84		
Вост. тип—10 колес; ско- рый, 4 цилиндра кам- паунд и перегрев.	Тележка 1-я ось 2-я ось 3-я ось ведущ. 4-я ось ведущ. 5-я ось ведущ.	} Внутр.	5450	9,40	51	—	Тележка с поперечн. сферическ. приспособ- лен.
			} Внутр.	5490	7,50		
		} Внутр.		5900	7,50	44	
			} Внутр.	6330	7,50	47	
Южная ж. д. (САСШ; пасифик, скорый, 2 ци- линдра Болдвина с пере- греват.)	Тележка 1-я ось 2-я ось 3-я ось ведущ. 4-я ось ведущ. 5-я ось ведущ. 6-я ось ведущ.	} Внутр.	10150	4,26	43	—	Тележка с двойными плечами
			} Внутр.	10150	6,76		
		} Внутр.		10500	6,76	71	
			} Внутр.	10500	6,76	71	
		} Внутр.		9000	4,11	37	
Париж—Лион—Сред. мо- ре; пасифик, скорый, 4 цил., непосредственно соединенных с пере- гревателем	Тележка 1-я ось 2-я ось 3-я ось ведущ. 4-я ось ведущ. 5-я ось ведущ. 6-я ось ведущ.	} Внутр.	9700	5,10	49	—	Тележка на шарикопод- шипн.
			} Внутр.	6900	6,75		
		} Внутр.		6900	6,75	47	
			} Внутр.	6350	6,75	49	
		} Внутр.		5800	6,21	42	
Париж—Лион—Сред. мо- ре; мастодон, товарные 4 цилиндр. компаунд	Тележка 1-я ось 2-я ось 3-я ось 4-я ось 5-я ось 6-я ось	} Внутр.	6650	4,85	32	—	Тележка на шарикопод- шипн.
			} Внутр.	5600	6,50		
		} Внутр.		5710	6,50	37	
			} Внутр.	6170	6,50	40	
		} Внутр.		6180	6,50	40	

Тип повозки (локомотивов)	№ и харак- теристика осей	Рессоры наружн. или внутр.	Нагрузка на рессоры (полная)	Гибкость на тонну	Прогиб ста- тич. (полн. нагрузка)	Балансиры	Примечание
1	2	3	4	5	6	7	8
Локомотив Маллет для товарных (Атчисон — Топока, САСШ) весом 269 т	Спереди сза- ди 10 веду- щих осей, 249 т сцеп- ного веса	Внутр.	6180	6,50	35 в сред- нем езде	Относительно балансиров (см. § 242 и фиг. 141)	
Временный тип; тендер от машины для скорых	1-я ось 2-я ось 3-я ось	Наружн. Наружн. Наружн.	7300 7300 7300	6,80 6,80 6,80	50 50 50	— Баланс.	Статический прогиб около 20 мм
Временный тип; тендер от машины для скорых с 2-мя тележками	Тележка 1-я ось 2-я ось Тележка 1-я ось 2-я ось	Наружн. Наружн. Наружн. Наружн.	6700 6700 6700 6700	6,45 6,45 6,45 6,45	43 43 43 43	Баланс. Баланс.	Статический прогиб около 20 мм
Миди,—вагон на тележ- ках с 2-мя осями	Рессоры Рессоры Рессоры Полное под- вешивание	Внутр. Наружн. Наружн. —	2421 4287 2128 —	62 30 24 —	150 128 51 329		
Вагон 2-го класса	1-я ось 2-я ось	Наружн. Наружн.	3650 3650	72 72	263 263		Статический прогиб 110 мм
Багажный вагон, скорые, поезда; временный тип	1-я ось 2-я ось	Наружн. Наружн.	3500 3500	49 29	171 171		Прогиб ста- тич. в поро- жн. со- стоян. 20 мм
Закрытый вагон; времен- ный тип, нагрузка 10 т	1-я ось 2-я ось	Наружн. Наружн.	3900 3900	15 15	59 59		Прогиб ста- тич. в поро- жн. со- стоян. 23 мм
Закрытый вагон, вес и нагрузка 20 т; вре- менный тип	1-я ось 2-я ось	Наружн. Наружн.	7050 7050	11 11	77 77		Прогиб ста- тич. в поро- жн. со- стоян. 23 мм
Открытый вагон с боль- шой нагрузкой; вре- менный тип	1-я ось 2-я ось	Наружн. Наружн.	6620 6620	10 10	66 66		Прогиб ста- тич. в поро- жн. со- стоян. 15 мм
Открытый вагон на те- лежках, весом 61 т при полной нагрузке; временный тип	Тележка 1-я ось 2-я ось Тележка 1-я ось 2-я ось	Наружн. Наружн. Наружн. Наружн.	3348	18,6	62		Прогиб ста- тич. в поро- жн. со- стоян. 21 мм
Автобус без империаля	1-я ось 2-я ось	Внутр. Внутр.	1000 2000	90 80	90 160		
Автомобиль люкс закры- тый	1-я ось 2-я ось	Внутр. Внутр.	0,400 0,500	300 420	120 210		
Комфортабельное купе конное	1-я ось 2-я ось	Внутр. Внутр.	0,200 0,250	500 900	100 225		
Вициклет	Совокуп- ность подве- шивания	—	0,075	660	50		

Тип повозки (локомотивов)	№ и харак- теристика осей	Рессоры наружн. или внутрен.	Нагрузка на рессоры (полная)	Гибкость на тонну	Прогиб ста- тич. (полн. нагрузка)	Балансиры	Примечание
1	2	3	4	5	6	7	8
Локомотив Маллет для товарных (Атчисон — Топока, САСШ) весом 269 т	Спереди сза- ди 10 веду- щих осей, 249 т сцеп- ного веса	Внутр.	6180	6,50	35 в сред- нем езде	Относительно балансиров (см. § 242 и фиг. 141)	
Временный тип; тендер от машины для скорых	1-я ось 2-я ось 3-я ось	Наружн. Наружн. Наружн.	7300 7300 7300	6,80 6,80 6,80	50 50 50	— Баланс.	Статический прогиб около 20 мм
Временный тип; тендер от машины для скорых с 2-мя тележками	Тележка 1-я ось 2-я ось Тележка 1-я ось 2-я ось	Наружн. Наружн. Наружн. Наружн.	6700 6700 6700 6700	6,45 6,45 6,45 6,45	43 43 43 43	Баланс. Баланс.	Статический прогиб около 20 мм
Миди,—вагон на тележ- ках с 2-мя осями	Рессоры Рессоры Рессоры Полное под- вешивание	Внутр. Наружн. Наружн. —	2421 4287 2128 —	62 30 24 —	150 128 51 329		
Вагон 2-го класса	1-я ось 2-я ось	Наружн. Наружн.	3650 3650	72 72	263 263		Статический прогиб 110 мм
Багажный вагон, скорые, поезда; временный тип	1-я ось 2-я ось	Наружн. Наружн.	3500 3500	49 29	171 171		Прогиб ста- тич. в поро- жн. состоя- нии 20 мм
Закрытый вагон; времен- ный тип, нагрузка 10 т	1-я ось 2-я ось	Наружн. Наружн.	3900 3900	15 15	59 59		Прогиб ста- тич. в поро- жн. состоя- нии 23 мм
Закрытый вагон, вес и нагрузка 20 т; вре- менный тип	1-я ось 2-я ось	Наружн. Наружн.	7050 7050	11 11	77 77		Прогиб ста- тич. в поро- жн. состоя- нии 15 мм
Открытый вагон с боль- шой нагрузкой; вре- менный тип	1-я ось 2-я ось	Наружн. Наружн.	6620 6620	10 10	66 66		Прогиб ста- тич. в поро- жн. состоя- нии 21 мм
Открытый вагон на те- лежках, весом 61 т при полной нагрузке; временный тип	Тележка 1-я ось 2-я ось Тележка 1-я ось 2-я ось	Наружн. Наружн. Наружн. Наружн.	3348	18,6	62		Прогиб ста- тич. в поро- жн. состоя- нии 15 мм
Автобус без имперяла	1-я ось 2-я ось	Внутр. Внутр.	1000 2000	90 80	90 160		
Автомобиль люкс закры- тый	1-я ось 2-я ось	Внутр. Внутр.	0,400 0,500	300 420	120 210		
Комфортабельное куле конное	1-я ось 2-я ось	Внутр. Внутр.	0,200 0,250	500 900	100 225		
Вициклет	Совокуп- ность подве- шивания	—	0,075	660	50		

Цена 7 р.
переп. 50 н.



Издания Госкиндериздата
продаются в магазинах
Книгообъединения
ОГИЗа.

Единичные экземпляры
высылает маложенным
платежом

„Книга-почта“
Москва, 64.