

В.Ф.ЕГОРЧЕНКО

ТЯГОВЫЕ  
РАСЧЕТЫ  
И ИСПЫТАНИЯ

ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ • НКПС • МОСКВА

НБ  
УДУНТ  
(ДИТ)

НКПС  
НАУЧНО - ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ  
РЕКОНСТРУКЦИИ ТЯГИ (ИРТ)

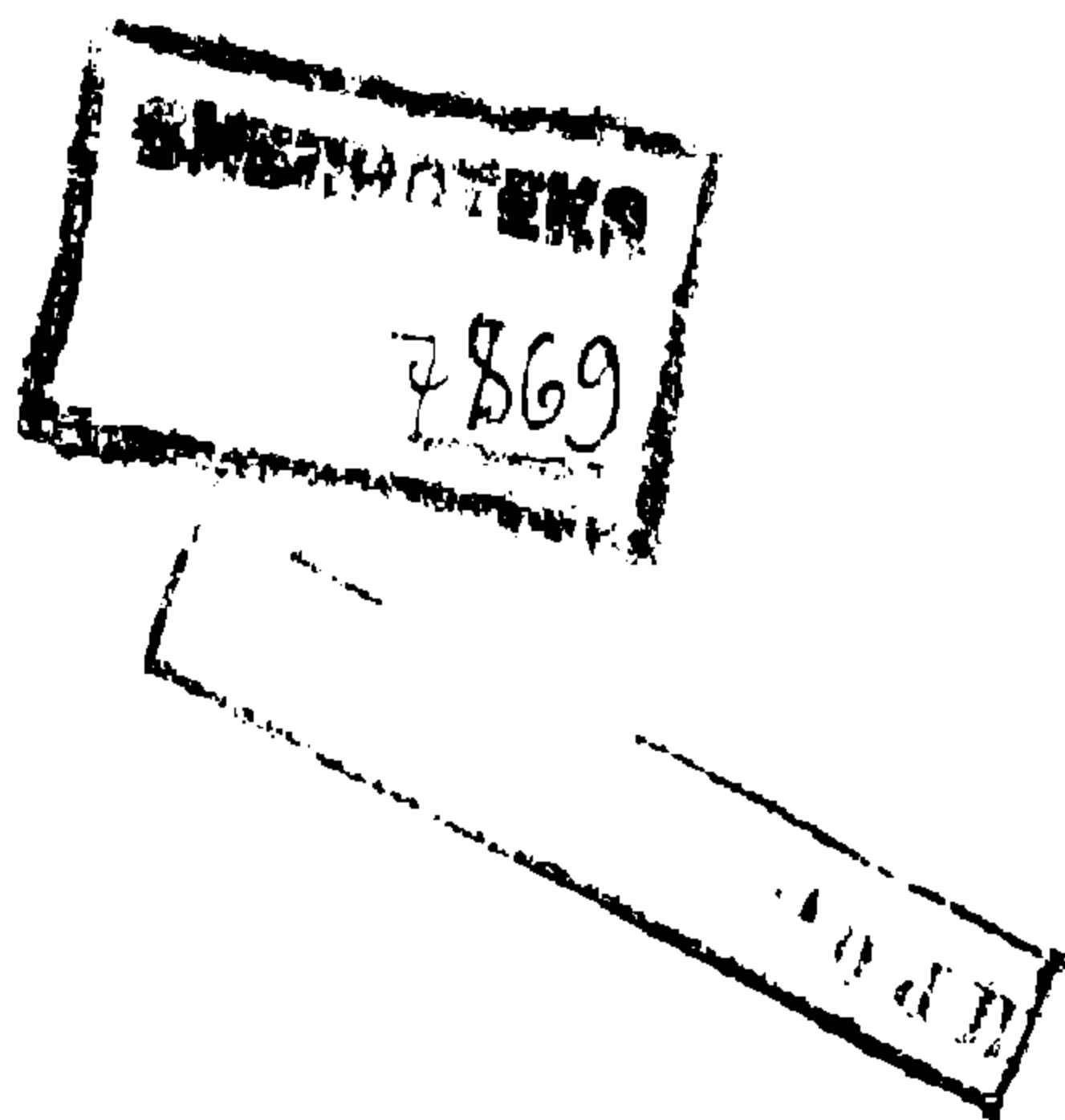
---

В. Ф. ЕГОРЧЕНКО

62.13  
Е 30

# ТЯГОВЫЕ РАСЧЕТЫ И ИСПЫТАНИЯ

*Одобрено Цопкадром НКПС  
в качестве учебного пособия  
для вузов ж.-д. транспорта*



---

Т Р А Н С Ж Е Л Д О Р И З Д А Т Н К П С  
МОСКВА

1934

НБ  
УДУНТ  
(ДИТ)

---

---

Книга является руководством для железнодорожных работников центральных и местных органов НКПС и учебным пособием для транспортных вузов.

Соединение в одном труде тяговых *расчетов* и тяговых *испытаний*, практический характер книги и тесная увязка теории с практикой на основе многолетнего опыта Научно-исследовательского Института Реконструкции Тяги, а также определенность точность формулировок и сжатость изложения в книге способствуют уничтожению разрыва между приобретаемыми во вузе знаниями, навыками практической деятельностью на железнодорожном транспорте.

---

---

Редактор Я. И. Придорогин.

Техредактор В. В. Орлова.

Уполн. Главлита В-72388

ЖДИЗ 455 Ж-6

Зак. 8199 Тираж 10155 экз.

Разм. бум. 62×94  $\frac{1}{16}$  19,  $\frac{1}{4}$  п. л.

53 424 зн. в п. л.

Сдано в набор 11/X—33 г.

Подписано к печати 9/XI—33 г.

5-я тип. „Пролетарское слово“ треста „Полиграфкнига“. Москва, Каланч. туп., 3/5.

УДУРНТ  
(ДНТ)

## ОГЛАВЛЕНИЕ

|             | Стр. |
|-------------|------|
| Предисловие | 7    |
| От автора . | 8    |

### Глава I

#### Общие сведения

|  |    |
|--|----|
| 1. Что такое тяговые расчеты и тяговые испытания | 9  |
| 2. Точность арифметических действий              | 10 |
| 3. Буквенные обозначения                         | 11 |
| 4. Главнейшие размеры паровозов                  | 11 |
| 5. Английские и американские меры.               | 24 |

### Глава II

#### Сила тяги

|   |    |
|---|----|
| 6. Два принципа, на которых основано управление перемещением тел  | 25 |
| 7. Силы, действующие в поезде . . . . .   | 25 |
| 8. Происхождение силы тяги и точка ее приложения. .   | 26 |
| 9. Сила тяги как средняя величина мгновенных значений ее за оборот движущих колес .   | 31 |
| 10. Различные понятия о силе тяги   | 31 |
| 11. Индикаторная сила тяги  | 32 |
| 12. Касательная сила тяги .   | 32 |
| 13. Сила тяги на крюке  | 33 |
| 14. Динамометрическая сила тяги. .  | 34 |
| 15. Три главные последовательные превращения энергии на паровозе. Ограничения силы тяги   | 35 |
| 16. Сила тяги по машине. . . .  | 36 |
| 17. Сила тяги по сцеплению. Коэффициент сцепления   | 46 |
| 18. Сила тяги по котлу . . .  | 57 |
| 19. Расход пара на один ход поршня  | 63 |
| 20. Расход пара на лошадиную силу в час   | 66 |
| 21. Графическая интерполяция . . . . .  | 70 |
| 22. Общие положения о построении кривых силы тяги, расхода пара на ход поршня и расхода пара на ЛС в час для неиспытанных серий паровозов | 75 |
| 23. Построение кривых $F_k = f(V, \epsilon, \varrho)$ .   | 77 |
| 24. Построение кривых $U/N_k = f(V, \epsilon, \varrho)$   | 82 |

НЕ  
УДУМТ  
(ДІТ)

|   | Стр. |
|---|------|
| 25. Построение кривых $u = f(V, \epsilon, \rho)$ . . . . .  | 87   |
| 26. Построение кривых $F_k = f(V, z_m)$ с помощью кривых $F_k = f(V, z_m)$ другого паровоза . . . . .                             | 89   |
| 27. Построение кривых $F_k = f(V, z_m)$ с помощью кривых $F = f(V, \epsilon, \rho)$ и $u = f(V, \epsilon, \rho)$ того же паровоза | 90   |
| 28. Двойная и тройная тяга . . . . .  | 93   |
| 29. Расчетная сила тяги и фактор сцепления в САСШ   | 94   |

### Глава III

#### Сопротивление поезда

|  |     |
|--|-----|
| 30. Определения и общие формулы. . . . .                                       | 96  |
| 31. Происхождение сопротивления на прямой горизонтали . . . . .                | 98  |
| 32. Удельное сопротивление товарных вагонов на прямой горизонтали . . . . .    | 106 |
| 33. Удельное сопротивление пассажирских вагонов на прямой горизонтали. . . . . | 109 |
| 34. Удельное сопротивление паровоза (с тендером) как поковки . . . . .         | 112 |
| 35. Удельное сопротивление машины паровоза . . . . .                           | 113 |
| 36. Удельное сопротивление поезда на прямой горизонтали . . . . .              | 114 |
| 37. Удельное сопротивление от уклона (подъема или спуска) . . . . .            | 114 |
| 38. Удельное сопротивление от кривой . . . . .                                 | 115 |
| 39. Удельное сопротивление поезда. Общее выражение . . . . .                   | 120 |
| 40. Добавочное сопротивление от ветра . . . . .                                | 120 |
| 41. Добавочное сопротивление от низкой температуры. . . . .                    | 120 |
| 42. Добавочное сопротивление при трогании с места . . . . .                    | 122 |
| 43. Важность и возможность уменьшения сопротивления подвижного состава         | 123 |

### Глава IV

#### Тормозная сила поезда

|   |     |
|---|-----|
| 44. Определения . . . . .   | 125 |
| 45. Тормозная сила как результат нажатия тормозных колодок . . . . .                      | 126 |
| 46. Коэффициент трения тормозной колодки . . . . .  | 131 |
| 47. Предел нажатия тормозной колодки на колесо . . . . .                                  | 132 |
| 48. Расчет нажатия тормозных колодок . . . . .  | 135 |
| 49. Тормозная сила и тормозной коэффициент поезда от действия тормозных колодок . . . . . | 138 |
| 50. Тормозная сила и тормозной коэффициент поезда от действия контрпара . . . . .         | 138 |
| 51. Тормозная сила поезда. Общее выражение . . . . .                                      | 140 |

### Глава V

#### Уравнение движения поезда

|  |     |
|--|-----|
| 52. Определения . . . . .  | 141 |
| 53. Вывод уравнения движения поезда . . . . .  | 141 |
| 54. Приложение уравнения движения поезда к выводу формул, связывающих динамометрическую силу тяги с действительной силой тяги на ободу . . . . . | 143 |
| 55. Приложение уравнения движения поезда к определению силы по сцепному прибору . . . . .  | 145 |



|  | Стр. |
|--|------|
| 56. Аналитическое интегрирование уравнения движения поезда .   | 146  |
| 57. Графический способ Липца построения кривой $V = f(s)$ на основании кривой $f_k - w_k - b = f(V)$ . . . . . | 156  |
| 58. Графический способ Лебедева построения кривой $t = f(s)$ на основании кривой $V = f(s)$ . . . . .          | 157  |
| 59. Масштабы при способах Липца и Лебедева . . . . .   | 150  |
| 60. Графический способ Мюллера—Дегтерева построения кривой $t = f(s)$ на основании кривой $V = f(s)$ . . . . . | 160  |

### Глава VI

#### Опытное определение силы тяги паровоза

|   |     |
|---|-----|
| 61. Метод . . . . .   | 162 |
| 62. Практические способы испытаний . . . . .                                    | 165 |
| 63. Локомотивная лаборатория . . . . .  | 166 |
| 64. Путевые испытания . . . . .   | 169 |
| 65. Лабораторно-путевые испытания (замкнутый путь) . . . . .                    | 170 |
| 66. Оборудование паровоза и измерительные приборы . . . . .                     | 172 |
| 67. Опытные поездки . . . . .   | 196 |
| 68. Разработка результатов опытов и составление тяговых характеристик . . . . . | 203 |

### Глава VII

#### Опытное определение сопротивления и тормозной силы

|   |     |
|---|-----|
| 69. Общие замечания . . . . .   | 208 |
| 70. Метод скатывания. I вариант . . . . .   | 209 |
| 71. Метод скатывания. II вариант . . . . .  | 212 |
| 72. Метод непосредственного измерения силы. I вариант . . . . .                                 | 213 |
| 73. Метод непосредственного измерения силы. II вариант . . . . .                                | 213 |
| 74. Области применения методов и вариантов определения сопротивления и тормозной силы . . . . . | 214 |

### Глава VIII

#### Расчет составов поездов

|  |     |
|--|-----|
| 75. Основной расчет . . . . .  | 215 |
| 76. Выбор расчетной установившейся скорости на руководящем подъеме . . . . .                 | 217 |
| 77. Тяговый профиль . . . . .  | 220 |
| 78. Расчет товарных составов с учетом влияния веса вагона на его уд. сопротивление . . . . . | 222 |
| 79. Преодоление коротких подъемов за счет разгона . . . . .                                  | 229 |
| 80. Проверка состава на взятие с места на остановочных пунктах . . . . .                     | 234 |
| 81. Уменьшение расчетных составов поездов в зависимости от условий погоды . . . . .          | 234 |

УДМУТТ  
(ДИТ)

## Глава IX

### Тормозные задачи

|  | Стр. |
|--|------|
| 82. Общие сведения . . . . .   | 237  |
| 83. Решение тормозных задач, когда тормозной коэффициент поезда известен   | 237  |
| 84. Решение тормозных задач, когда тормозной коэффициент поезда неизвестен и подлежит определению . . . . .                      | 243  |
| 85. Путь, проходимый поездом за время подготовки к торможению  | 244  |
| 86. Расчет предельных скоростей движения на спусках эксплуатируемых железных дорог . . . . .                                     | 245  |
| 87. Тормозной путь на автотормозе товарного типа в зависимости от тормозного коэффициента, начальной скорости и уклона . . . . . | 262  |
| 88. Расчет предельных скоростей движения на спусках проектируемых железных дорог . . . . .                                       | 262  |
| 89. Тормозной вес товарного вагона согласно международных европейских правил   | 276  |

## Глава X

### Расчет времени хода поездов

|  |     |
|--|-----|
| 90. Способы расчета и общие сведения . . . . .                                 | 279 |
| 91. Спрямление профиля . . . . .   | 281 |
| 92. Определение времени хода поезда по способу равновесных скоростей . . . . . | 286 |
| 93. Определение времени хода поезда по способу Липеца—Лебедева . . . . .       | 291 |

## Глава XI

### Определение расхода воды и топлива на перегоне

|   |     |
|---|-----|
| 94. Общие сведения . . . . .  | 297 |
| 95. Определение расхода пара на машину . . . . .  | 297 |
| 96. Определение расхода пара на машину по комбинациям открытия регулятора и отсечки . . . . . | 300 |
| 97. Определение расхода пара, образованного котлом . . . . .                                  | 301 |
| 98. Определение расхода воды из тендера . . . . .   | 301 |
| 99. Определение расхода топлива на перегоне . . . . .   | 302 |
| 100. Виртуальные коэффициенты и виртуальные длины . . . . .                                   | 305 |

НБ  
УДУНТ  
(ДІІТ)

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Изданием настоящего труда преследуются две цели:

1. Дать руководство по тяговым расчетам в строгом соответствии с обязательными в системе НКПС правилами производства тяговых расчетов, разработанными Институтом Реконструкции Тяги и объявленными приказом по НКПС от 27 ноября 1932 г.

2. Дать руководство по тяговым испытаниям паровозов и по определению сопротивления движению единиц подвижного состава, в том виде, как эти испытания производятся Институтом Реконструкции Тяги.

Тяговые расчеты и тяговые испытания формально являются самостоятельными, но на практике они настолько связаны между собой, что для удобства всего изложения они слиты в одну книгу.

Труд имеет в своей основе „Тяговые расчеты“ того же автора (издания 1922—1930 гг.)

Институт просит всех пользующихся этой книгой дать ему свои замечания и пожелания по адресу:—Москва, Лесная ул., 41.

Начальник Научно-исследовательского  
Института Реконструкции Тяги *В. Маркович.*

---

НБ  
УДУНТ  
(ДІІТ)  
7



## ОТ АВТОРА

Эта книга по существу является четвертым изданием книги „Тяговые расчеты“ 1922—1930 г., но в заново переработанном и дополненном виде.

В первом издании (Берлин, 1922 г.) книга была кратким справочным руководством.

Во втором и третьем изданиях (Москва, 1929 и 1930 г.) книга стала практическим руководством. В сущности она была заново разработана и имела основной целью обосновать, разъяснить, облегчить пользование и дополнить обязательные в НКПС правила производства тяговых расчетов (1928 г.), разработанные автором при содействии Е. А. Гибшмана, К. А. Опленгейма, Д. А. Штанге, А. М. Бабичкова, О. Н. Исаакяна, А. Г. Русанова и В. Д. Ходановича.

Для настоящего издания книга не только переработана в соответствии с накопившимся за три года опытом и в связи с пересмотром в 1932 г. „Правил производства тяговых расчетов,“ но и значительно расширена теоретическая часть и добавлены тяговые испытания, которые во втором и третьем изданиях были затронуты только попутно.

Теоретическая часть расширена в соответствии с многочисленными пожеланиями лиц, пользовавшихся предыдущими изданиями, и для того, чтобы можно было рекомендовать книгу как учебное пособие в транспортных учебных заведениях.

В результате книга должна явиться одновременно учебным пособием для транспортных высших и средних учебных заведений, практическим руководством при производстве единичных и массовых тяговых расчетов, пособием при тяговых испытаниях и справочником с ускоряющими работу таблицами и диаграммами.

Стандартные буквенные обозначения в тяговых расчетах уже давно вошли в жизнь. В теплотехнические же расчеты, тесно соприкасающиеся с тяговыми, начинают входить различные обозначения из стационарной теплотехники. В ближайшем будущем предполагается объединить все эти обозначения, что повлечет единичные изменения обозначений переменных, касающихся топлива, воды и пара.

*В. Егорченко*

Москва, декабрь 1933 г.

## ГЛАВА I

### ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1. Что такое тяговые расчеты и тяговые испытания. Под *тяговыми расчетами* понимается область прикладной механики, специально занимающаяся изучением движения поезда на основании законов теоретической механики, специально поставленных *тяговых испытаний* и эксплуатационного опыта и преследующая практические цели решения задач, связанных с движением поезда.

Тяговые расчеты и тяговые испытания тесно связаны между собой. Тяговые расчеты развились на основе специально поставленных испытаний и без них не существовали бы или не имели бы никакого практического применения. Тяговые испытания, с одной стороны, не являются самоцелью, а служат для уточнения тяговых расчетов и приближения их к практике, с другой стороны, тяговые испытания дают наибольшие результаты при наименьшей затрате времени и средств только в том случае, если они проводятся лицами, изучившими тяговые расчеты и понимающими их сущность.

Основы тяговых расчетов, как особой области железнодорожной техники, были заложены существовавшей около десятка лет перед самой Октябрьской революцией „Конторой опытов над типами паровозов“. Основной задачей этого учреждения было испытание серий паровозов дореволюционной России. Контора опытов над типами паровозов в 1917/1918 г. послужила той базой, на которой образовался Научно-экспериментальный институт НКПС, преобразованный впоследствии в Научно-технический комитет НКПС и далее— в Центральное научно-исследовательское управление (ЦНИУ) НКПС, которое в 1929 г. было разделено на отдельные научно-исследовательские институты, в том числе—Институт Реконструкции Тяги (ИРТ, Институт Тяги).

С 1930 г. развитие тяговых расчетов, общее руководство тяговыми расчетами в центре и на местах, методика тяговых испытаний и наиболее важные испытания (например, паровозов ФД, ИС)—сосредоточены в Институте Реконструкции Тяги, который продолжает совершенствовать расчеты и испытания, уточнять, упрощать и расширять их.

Так как движение каждого тела или системы тел, в том числе и поезда, определяется силами, на них действующими, то изучению и определению сил, действующих на поезд, в тяговых расчетах отводится значительное место. Но не всеми силами, действующими на поезд, занимаются в тяговых расчетах, а только теми силами (или проекциями сил), направление которых совпадает с рельсовой колеей, потому что движение поезда, изучаемое тяговыми расчетами,

определяется равнодействующей сил (или проекцией сил), совпадающих по направлению с рельсовой колеей. Эти силы в тяговых расчетах разделяются на три группы: *сила тяги, сопротивление поезда и тормозная сила*. Специально поставленные опыты для определения этих сил и их зависимостей от наиболее существенных факторов и называются нами тяговыми испытаниями. Уравнение, связывающее эти силы с весом поезда и его ускорением, называемое *уравнением движения поезда*, является стержнем тяговых расчетов и тяговых испытаний. С помощью уравнения движения поезда и его преобразования в более удобные зависимости (интегрирования уравнения движения поезда) производятся *расчеты составов поездов*, решаются *тормозные задачи* и определяется *время хода поездов*. В понятие „тяговые расчеты“ входит также *определение расходов воды и топлива*. Определение расхода топлива находится уже на стыке между тяговыми расчетами и теплотехническими расчетами.

В настоящей книге принято изложение уравнения движения поезда *после* изучения сил, действующих на поезд, но перед изложением способов их опытного определения, по следующим мотивам: 1) при изучении сил, действующих на поезд, и их зависимостей от разных факторов можно почти не пользоваться уравнением движения поезда и его следствиями; 2) при изучении уравнения движения поезда желательно знать свойства сил, действующих на поезд, и их зависимости; 3) опытное определение сил, действующих на поезд, основано именно на уравнении движения поезда.

Настоящее пособие относится к любой локомотивной тяге поездов, в том числе *тепловозной и электровозной*, но поскольку к серийной постройке тепловозов и электровозов мы только приступаем и поскольку методы испытания их еще не определились, главы II (Сила тяги), VI (Опытное определение силы тяги) и XI (Расчет расходов воды и топлива) относятся преимущественно к *паровозам*.

**2. Точность арифметических действий.** При всяких технических расчетах мы имеем дело с цифрами, полученными опытным путем. Опыт же дает некоторые средние величины, соответствующие тем условиям (обычно средним), при которых опыт производился. На практике эти цифры меняются соответственно меняющимся условиям. Например, немного больший или немного меньший пропуск пара через золотники может изменить силу тяги на сотни килограммов; просевшая насыпь на подъеме перед выемкой может изменить сопротивление поезда на несколько десятых килограмма на тонну; неопытный машинист на затяжном спуске может получить предельную тормозную силу поезда на десяток процентов ниже расчетной; опытный топильщик может поднять интенсивность парообразования на десяток процентов выше расчетной и т. п. Поэтому для обычных практических целей нет смысла делать расчеты с точностью, превосходящей точность принимаемых опытных данных, или делать обмеры во время опытов с точностью, значительно превышающей точность самого измерительного прибора. Точность в 1% следует считать вполне достаточной во всех случаях; применение логарифмической линейки вполне возможно во всех случаях.

УДУМТ  
(ДІТ)

В частности, при тяговых расчетах, *силы* должны выражаться в сотнях или с округлением до 50 килограммов; *удельные силы*—в десятых килограмма на тонну; *подъемы*—в тысячных с одним знаком после запятой; *скорости*—в единицах километров в час, или с точностью до 0,5 км/ч; *расстояния*—в целых метрах для элементов профиля и в километрах с двумя знаками после запятой (в десятках метров)—для перегонов; *составы*—с округлением до 5 тонн; *расходы воды и топлива на перегоне*—в десятках килограммов; *поперегонное время*—в минутах, а для поездов с очень частыми остановочными пунктами—с округлением до полуминуты. При тяговых испытаниях точность должна быть несколько больше, обмер же времени должен делаться с точностью до секунды (или до одной тысячной часа), а при специальных испытаниях сопротивления обмер времени и пути должен делаться еще точнее.

**3. Буквенные обозначения.** При производстве тяговых расчетов и испытаний, в целях сокращения письма, избежания ошибок и облегчения чтения и проверки необходимо применять вполне определенные раз навсегда выбранные, буквенные обозначения часто встречающихся величин и выражать эти величины всегда в одних и тех же единицах измерения. Например, скорость поезда всегда обозначать буквой *V* и всегда выражать ее в километрах в час.

В нижепомещенных таблицах 1 и 2 приведены в порядке букв латинского и греческого алфавитов обозначения, применяемые в настоящем руководстве. Эти обозначения являются обязательными в НКПС, за исключением отмеченных звездочкой.

**4. Главнейшие размеры паровозов.** В таблице 3 приведены главнейшие размеры 39 серий паровозов в СССР. Для 20 из них, отмеченных звездочкой, в главе II приведены важнейшие опытные данные, необходимые при тяговых расчетах, полученные б. Комитетом опытов над типами паровозов, б. Научно-техническим комитетом НКПС и Институтом Реконструкции Тяги НКПС.

## Буквенные обозначения. Латинский алфавит

| Обозначение | Произношение | Измерение | Значение   |
|-------------|--------------|-----------|--|
| * $A_{ч}$   | а че         | км/ч · ч  | Ускорение в километрах в час за час.   |
| * $A_{м}$   | а эм         | км/ч · м  | Ускорение в километрах в час за минуту.  |
| * $A_{с}$   | а эс         | км/ч · с  | Ускорение в километрах в час за секунду:<br>$A_{ч} = 60 A_{м} = 3600 A_{с}$ .  |
| $B$         | бэ           | кг        | Расход воды из тендера на перегоне.  |
| $B$         | бэ           | кг        | Тормозная сила поезда, равная $B_{к} + B_{п}$ .  |
| $B_{к}$     | бэ ка        | кг        | Расход воды по котлу на перегоне, т. е. количество воды, превращенной на перегоне в пар, влажный или перегретый.   |
| $B_{к}$     | бэ ка        | кг        | Тормозная сила поезда от действия тормозных колодок, равная $\varphi_{к}(X_{п} + X_{с}) = \varphi_{к}\Sigma\delta\Pi$ , где $\Pi$ — статическое давление колеса на рельс в килограммах, а $\Sigma$ — знак суммы всех действующих $\delta\Pi$ . |
| $B_{п}$     | бэ пэ        | кг        | Тормозная сила контрпара.  |
| $B_{м}$     | бэ эм        | кг        | Расход пара, влажного или перегретого, на машину паровоза на перегоне.   |
| $b$         | бэ           | кг/т      | Удельная тормозная сила поезда, равная<br>$\frac{B}{P + Q}$  |
| $b_{к}$     | бэ ка        | кг/т      | Удельная тормозная сила поезда от действия тормозных колодок, равная<br>$\frac{B_{к}}{P + Q}$  |
| * $C$       | цэ           | кг/ч      | Часовой расход рабочего топлива.   |
| $c$         | цэ           | м/с       | Средняя скорость поршня.   |
| $D$         | дэ           | мм        | Диаметр движущих колес по кругу катания.   |
| * $D$       | дэ           | кг/ч      | Часовая паропроизводительность котла.  |
| $d$         | дэ           | мм        | Диаметр цилиндра машины однократного расширения.   |
| $d_{с}$     | дэ вэ        | мм        | Диаметр цилиндра высокого давления.  |
| $d_{п}$     | дэ эн        | мм        | Диаметр цилиндра низкого давления.   |
| $d_{ш}$     | дэ ша        | мм        | Диаметр поршневого штока.  |
| $d_{кш}$    | де ка ша     | мм        | Диаметр поршневого контрштока.   |

| Обозначение  | Произношение  | Измерение | Значение  |
|--------------|---------------|-----------|---|
| $E$          | э             | кг        | Расход рабочего топлива на перегоне.  |
| $F$          | эф            | кг        | Сила тяги паровоза. Подразумевается значок $i, k$ или $n$ , при чем, если в одной формуле встречаются $F$ и $W$ или $N$ , то при них подразумеваются одинаковые значки.   |
| $F_i$        | эф и          | кг        | Индикаторная сила тяги локомотива, отнесенная к ободу движущих колес (фиктивная), определяемая для паровоза из того условия, что ее работа за один оборот движущих колес $F_i \pi D$ равняется работе пара в цилиндрах за тот же оборот; $F_i = M\xi$ .   |
| $F_k$        | эф ка         | кг        | Касательная сила тяги или сила тяги на ободу движущих колес локомотива (действительная), определяемая для паровоза из того условия, что ее работа за один оборот движущих колес $F_k \pi D$ равняется работе пара в цилиндрах за тот же оборот минус работа сопротивлений в машине паровоза за тот же оборот: $F_k = F_i - Pw_m = F_i \eta_m$ .   |
| $F_n$        | эф пэ         | кг        | Сила тяги на крюке локомотива при равномерном движении поезда, определяемая из того условия, что ее работа за один оборот движущих колес при равномерном движении поезда $F_n \pi D$ равна работе усилий по сцепным и ударным прибором между локомотивом и ближайшим вагоном за тот же оборот. $F_n \pi D$ для паровоза равняется работе пара в цилиндрах машины за оборот движущих колес минус работа общего сопротивления паровоза с тендером (как повозки на прямой горизонтали, как машины, от подъема и от кривой) за тот же оборот:<br>$F_n = F_k - P(w_0 + i + w_r);$ $F_n = F_\partial + \frac{1}{\zeta} \frac{dV}{dt} \cdot P.$ Слагаемое<br>$\frac{1}{\zeta} \frac{dV}{dt} \cdot P$ можно принять для случаев плавного изменения скорости с достаточной для целей практики точностью равным приращению скорости в километрах в час за полминуты. При увеличении скорости $dV$ входит со знаком $+$ , при уменьшении — со знаком $-$ |
| * $F_n^0$    | эф пэ нулевое | кг        | Сила тяги на крюке локомотива на прямом горизонтальном пути (или приведенная к прямому горизонтальному пути):<br>$F_n^0 = F_k - Pw_0 = F_n + P(i + w_r).$   |
| $F_\partial$ | эф дэ         | кг        | Динамометрическая сила тяги, определяемая непосредственно динамометром, включенным  |

| Обозначение | Произношение | Измерение      | Значение  |
|-------------|--------------|----------------|---|
|             |              |                | <p>между локомотивом и первым вагоном:</p> $F_{\partial} = F_n - \frac{dV}{dt} \cdot \frac{P}{\zeta} = F_n - \frac{A_q P}{120} =$ $= F_n - \frac{A_m P}{2} = F_n - 30A_c P.$ <p>В специально оговоренных случаях под <math>F_{\partial}</math> понимается также действительная сила по сцепному прибору в любом месте поезда.</p> |
| $F_k^m$     | эф ка тэ     | кг             | Сила тяги $F_k$ при трогании с места.   |
|             | эф           | кг/т           | Удельная сила тяги локомотива (на 1 т веса поезда), равная $\frac{F}{P+Q}$ . Подразумевается значок, или $k$ , при чем, если в одной формуле встречаются $f$ и $w$ , то при них подразумеваются одинаковые значки.  |
| $i_i$       | эф и         | кг/т           | Удельная индикаторная сила тяги (на 1 т веса поезда), равная $\frac{F_i}{P+Q}$ .  |
| $i_k$       | эф ка        | кг/т           | Удельная касательная сила тяги (на 1 т веса поезда), равная $\frac{F_k}{P+Q}$ .   |
| $H$         | аш           | м <sup>2</sup> | Испаряющая поверхность нагрева котла, водяная (если газовая, то оговорить).   |
| $H_n$       | аш пэ        | м <sup>2</sup> | Поверхность нагрева пароперегревателя, газовая (если паровая, то оговорить).  |
| $H_{on}$    | аш вэ пэ     | м <sup>2</sup> | Поверхность нагрева водоподогревателя, водяная (если паровая или газовая, то оговорить).  |
| $i$         | и            | ‰, кг/т        | Величина уклона (подъема или спуска) в тысячных. Знак +, обозначающий подъем, ставится при цифре подъема; знак —, обозначающий спуск, ставится при цифре спуска.  |
| $i_k$       | и ка         | ‰, кг/т        | Величина приведенного уклона (подъема или спуска), т. е. с учетом влияния кривой:<br>$i_k = i + w_r$ .  |
| $i_p$       | и эр         | ‰, кг/т        | Величина расчетного подъема $i_k$ , т. е. подъема, который преодолевается с некоторой расчетной наименьшей установившейся скоростью.  |
| $i_m$       | и тэ         | ‰, кг/т        | Величина подъема $i_k$ , на котором возможно трогание поезда с места.   |

| Обозначение | Произношение | Измерение        | Значение  |
|-------------|--------------|------------------|---|
| $i_c$       | и эс         | $\text{‰, кг/т}$ | Величина уклона (подъема или спуска), спрямленного в продольном профиле и в плане участка пути или спрямленного в плане элемента пути.  |
| $L, l$      | эль          | км               | Длина пути (если в метрах, то оговорить). Допускается обозначать длину пути буквой $s$ , особенно при переменном ее значении.   |
| $l$         | эль          | мм               | Ход поршня.   |
| $M$         | эм           | кг               | <p>Модуль машины паровоза; для машины однократного расширения:</p> $M = \frac{n \left( d^2 - \frac{d_{ш}^2 + d_{ку}^2}{2} \right) l p_k}{200D};$ <p>для машины компаунд:</p> $M = \frac{n_n \left( d_n^2 - \frac{d_{ш}^2 + d_{ку}^2}{2} \right) l p_k}{200D}$ <p>или, с достаточной степенью точности, соответственно:</p> $0,97 \frac{nd^2 l p_n}{200D} \text{ и } 0,97 \frac{n_n d_n^2 l p_k}{200D}.$ |
| $m$         | эм           | —                | <p>Отношение суммы полезных объемов цилиндров низкого давления к сумме полезных объемов цилиндров высокого давления, равное:</p> $\frac{n_n d_n^2 l_n}{n_s d_s^2 l_s}.$   |
| $N_s$       | эн и         | } ЛС             | <p>Мощность индикаторная, на ободе и на крюке;</p> $N = \frac{F \cdot V}{270}.$   |
| $N_b$       | эн ка        |                  |   |
| $N_n$       | эн пэ        |                  |   |
| $n$         | эн           | —                | Число цилиндров у паровоза с машиной однократного расширения.   |
| $n_s$       | эн вэ        | —                | Число цилиндров высокого давления у паровоза-компаунд.  |
| $n_n$       | эн эн        | —                | Число цилиндров низкого давления у паровоза-компаунд.   |
| $P$         | пэ           | т                | Расчетный вес локомотива (с тендером), т. е. средний вес локомотива в рабочем состоянии.  |
| $P_b$       | пэ ка        | т                | Сцепной вес локомотива, т. е. вес, приходящийся на движущие оси.  |



| Обозначение | Произношение | Измерение         | Значение   |
|-------------|--------------|-------------------|--|
| $p_k$       | пэ ка        | ат                | Давление в котле манометрическое.  |
| $p_i$       | пэ и         | ат                | Среднее индикаторное давление в цилиндрах машины однократного расширения или среднее индикаторное давление рэнкинизированной диаграммы машины-компаунд.  |
| $Q$         | ку           | т                 | Вес состава (вагонов).   |
| $Q_\phi$    | ку эф        | приведенные тонны | Вес состава в приведенных (фиктивных) тоннах. Для получения $Q_\phi$ надо к действительному весу каждого четырехосного вагона, входящего в состав, прибавить фактор $\phi$ , зависящий только от величины $i_p$ (уменьшающийся с увеличением $i_p$ ), к весу каждого двухосного вагона прибавить $\frac{\phi}{2}$ , а к весу каждого шестиосного прибавить $\frac{\phi \cdot 3}{2}$ . $Q_\phi$ всегда больше $Q$ , причем разница между $Q_\phi$ и $Q$ уменьшается с увеличением $i_p$ . |
| $Q_{нр}$    | ку эн эр     | кал/кг            | Низшая теплотворная способность рабочего топлива.  |
| $q$         | ку           | т                 | Средний вес вагона брутто (тара и груз).   |
| $R$         | эр           | м <sup>2</sup>    | Площадь колосниковой решетки.  |
| $R$         | эр           | м                 | Радиус кривой.   |
| $s$         | эс           | км; м             | Длина пути.  |
| $s_k$       | эс ка        | м                 | Тормозной путь, равный полному (расчетному) тормозному пути за вычетом пути, пройденного за время подготовки к торможению. т. е. $0,278V_{н}t_0$ .   |
| $s_m$       | эс тэ        | м                 | Полный (расчетный) тормозной путь:<br>$s_m = s_k + 0,278V_{н}t_0$ .  |
| * $s_r$     | эс эр        | м                 | Длина кривой.  |
| * $s_e$     | эс эс        | м; км             | Длина спрямленного элемента профиля.   |
| * $t$       | тэ           | ч; м; с           | Время.   |
| $t_0$       | тэ нулевое   | с                 | Время на подготовку к торможению.  |
| * $t_0$     | тэ нулевое   | °Ц                | Температура наружного воздуха.   |
| $U$         | у            | кг/ч              | Часовой расход пара на машину.   |
| $U/N_k$     | у на эн ка   | кг/ЛС · ч         | Расход пара на 1 лошадиную силу в час на обode.  |

| Обозначение | Произношение  | Измерение | Значение  |
|-------------|---------------|-----------|---|
| $n$         | у             | кг        | Расход пара на один (одиночный) ход поршня цилиндра, работающего свежим паром.  |
| $V$         | вэ            | км/ч      | Скорость.   |
| $V_n$       | вэ эн         | км/ч      | Скорость в начале тормозного пути.  |
| $V_k$       | вэ ка         | км/ч      | Скорость в конце тормозного пути.   |
| $W_n$       | дубль вэ пэ   | кг        | Полное сопротивление состава (вагонов), равное $Qw$ . Тормозная сила и сила инерции в $W_n$ не включаются.  |
| $W_k$       | дубль вэ ка   | кг        | Полное сопротивление <sup>7869</sup> поезда, как ряда сцепленных повозок, равное $Qw'' + P$ и. При закрытом регуляторе $E_w$ принимается равным нулю, а $W_k = Qw'' + P(w' + w_3)$ . Тормозная сила и силы инерции в $W_k$ не включаются. |
| $W_i$       | дубль вэ и    | кг        | Полное сопротивление поезда, включая и сопротивление машины локомотива, равное $Qw'' + P(w' + w_m)$ , или $Qw'' + P(w' + w_3)$ . Тормозная сила и силы инерции в $W_i$ не включаются.   |
| $w'$        | дубль вэ прим | кг/т      | Общее удельное (на 1 т веса паровоза с тендером) сопротивление паровоза (с тендером) как повозки, равное:<br>$w_0' + i + w_r'$ .  |
| $w''$       | дубль вэ два  | кг/т      | Общее удельное (на 1 т веса вагонов) сопротивление вагонов (состава), равное:<br>$w_0'' + i + w_r''$ .  |
| $w_k$       | дубль вэ ка   | кг/т      | Общее удельное (на 1 т веса поезда) сопротивление поезда как ряда сцепленных повозок, равное:<br>$\frac{W_k}{P + Q} = w_0 + i + w_r = w_0 + i_k$  |
| $w_i$       | дубль вэ и    | кг/т      | Общее удельное (на 1 т веса поезда) сопротивление поезда, включая и сопротивление машины локомотива:<br>$\frac{W_i}{P + Q}$   |
| $w$         | дубль вэ      | кг/т      | Общее удельное (на 1 т веса поезда) сопротивление поезда. Подразумевается значок $i$ или $i_k$ .  |
| $w_m$       | дубль вэ эм   | кг/т      | Удельное на 1 т веса паровоза (с тендером) сопротивление машины паровоза при откры-   |

| Обозначение | Произношение          | Измерение | Значение   |
|-------------|-----------------------|-----------|--|
|             |                       |           | том регуляторе, равное $\frac{F_i - F_k}{P}$ При расчете по $F_k$ — в расчет не вводится, как уже учтенное при определении $F_k$ .   |
| $w_0$       | дубль вэ зэ           | кг/т      | Удельное (на 1 т веса паровоза с тендером) сопротивление машины паровоза при закрытом регуляторе, равное удельной отрицательной силе тяги на ободу при закрытом регуляторе. Вводится в расчет при закрытом регуляторе не только при расчете по $F_i$ , но и при расчете по $F_k$ , потому что в этом случае мы принимаем $F = 0$ , тогда как в действительности: $F_k = -Pw_0$ . |
|             | дубль вэ нулевое прим | кг/т      | Удельное (на 1 т веса паровоза с тендером) сопротивление паровоза (с тендером) как повозки на прямой горизонтали.  |
| $w_0''$     | дубль вэ нулевое два  | кг/т      | Удельное (на 1 т веса вагонов) сопротивление вагонов (состава) на прямой горизонтали.  |
|             | дубль вэ нулевое      | кг/т      | Удельное (на 1 т веса поезда) сопротивление на прямой горизонтали при расчете по $F_1$ .<br>При открытом регуляторе:<br>$w_0 = \frac{Pw_0' + Qw_0''}{P + Q} \text{ кг/т;}$<br>при закрытом регуляторе:<br>$w_0 = \frac{P(w_0' + w_3) + Qw_0''}{P + Q} \text{ кг/т.}$   |
| $w_r'$      | дубль вэ эр прим      | кг/т      | Удельное (на 1 т веса паровоза с тендером) сопротивление паровоза (с тендером) от кривой.  |
| $w_r''$     | дубль вэ эр два       | кг/т      | Удельное (на 1 т веса вагонов) сопротивление вагонов (состава) от кривой.  |
| $w_r$       | дубль вэ эр           | кг/т      | Удельное (на 1 т веса поезда) сопротивление поезда от кривой, равное:<br>$\frac{Pw_r' + Qw_r''}{P + Q}$<br>Если, как обычно, $w_r' = w_r''$ , то $w_r = w_r' = w_r''$  |
| * $X_0$     | икс вэ                | кг        | Сумма нажатий тормозных колодок на колеса вагонов.   |
| * $X_n$     | икс пэ                | кг        | Сумма нажатий тормозных колодок на колеса локомотива (паровоза и тендера).   |

(Продолжение)

| Обозначение | Произношение | Измерение   | Значение  |
|-------------|--------------|---|---|
| $\gamma$    | игрек        | —   | Коэффициент полезного действия локомотива, от топлива до обода:<br>$\gamma = \frac{632N_k}{RyQ_n^p} = \frac{0,632N_k}{Ry_k}$  |
| $y$         | игрек        | кг/м <sup>2</sup> · ч                               | Интенсивность горения, т. е. часовой расход топлива в килограммах на 1 м <sup>2</sup> колосниковой решетки, равная $\frac{C}{R}$ .  |
| $y_k$       | игрек ка     | $\frac{\text{кило-кал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч}}$ | Тепловое напряжение колосниковой решетки:<br>$y_k = \frac{yQ_n^p}{1000}$  |
| $z_k$       | зэт ка       | кг/м <sup>2</sup> · ч                               | Интенсивность парообразования по котлу, т. е. число килограммов пара, снимаемого с 1 м <sup>2</sup> испаряющей водяной поверхности нагрева котла в час, равная $\frac{D}{H}$ .  |
| $z_{kH}$    | зэт ка эн    | $\frac{640 \text{ кал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч}}$ | Интенсивность парообразования по котлу в нормальном паре, т. е. число кг пара, приведенного к теплосодержанию 640 кал/кг, снимаемого с 1 м <sup>2</sup> испаряющей поверхности нагрева в час. Тепловое напряжение котла в единицах теплосодержания 1 кг нормального пара. |
| $z_M$       | зэт эм       | кг/м <sup>2</sup> · ч                               | Интенсивность парообразования по машине, т. е. часовой расход пара на машину паровоза, отнесенный к 1 м <sup>2</sup> испаряющей (водяной) поверхности нагрева котла, равная $\frac{U}{H}$ .   |

ТАБЛИЦА 2

Буквенные обозначения. Греческий алфавит

| Обозначение | Произношение | Измерение | Значение   |
|-------------|--------------|-----------|--|
| $\alpha_x$  | альфа эм     | —         | Механический виртуальный коэффициент, т. е. отношение расчетного расхода механической энергии локомотива на 1 км участка (или элемента профиля) к расчетному расходу механической энергии локомотива на 1 км прямой горизонтали. Механическая виртуальная длина равна действительной длине, умноженной на механический виртуальн. коэффициент. |

| Обозначение      | Произхождение | Измерение         | Значение  |
|------------------|---------------|-------------------|---|
|                  | дельта        | —                 | Коэффициент нажатия тормозной колодки на колесо, т. е. отношение радиальной силы нажатия тормозной колодки (или колодок) на колесо в килограммах к статическому давлению колеса на рельс в килограмм х.   |
|                  | эпсилон       | —                 | Отсечка в цилиндрах машины однократного расширения в долях хода поршня.   |
|                  | эпсилон вэ    | —                 | Отсечка в цилиндрах высокого давления машины-компаунд в долях хода поршня.  |
|                  | эпсилон эн    | —                 | Отсечка цилиндра низкого давления машины-компаунд в долях хода поршня.  |
| ζ                | дзета         | км/ч <sup>2</sup> | Ускорение поезда в километрах в час за час ( $A_u$ ) при равнодействующей силе в 1 кг/т. ζ может быть принята во всех случаях 120 км/ч. <sup>2</sup>  |
| η <sub>к</sub>   | эта ка        | —                 | Коэффициент полезного действия котла.   |
| η <sub>м</sub>   | эта эм        | —                 | Механический коэффициент полезного действия машины.   |
| * ϑ <sub>1</sub> | тэта первое   | —                 | Тормозной коэффициент состава, т. е. отношение суммы расчетных нажатий вагонных тормозных колодок (в килограммах) к весу поезда в килограммах, равное:<br>$\frac{X_s}{1000(P+Q)}$   |
| * ϑ <sub>2</sub> | тэта второе   | —                 | Тормозной коэффициент локомотива (паровоза с тендером), т. е. отношение суммы расчетных нажатий локомотивных (паровозных и тендерных) тормозных колодок (в килограммах) к весу поезда (в килограммах), равное:<br>$\frac{X_n}{1000(P+Q)}$   |
| ϑ <sub>3</sub>   | тэта третье   | —                 | Тормозной коэффициент контрпара, т. е. отношение фиктивных нажатий колодок, эквивалентных контрпару (в килограммах) к весу поезда (в килограммах).  |
| ϑ                | тэта          | —                 | Тормозной коэффициент поезда, т. е. отношение суммы расчетных нажатий всех действующих тормозных колодок поезда и фиктивных, эквивалентных контрпару в случае его учета (в килограммах), к весу поезда (в килограммах):<br>$\vartheta = \vartheta_1 + \vartheta_2 + \vartheta_3 = \frac{B}{1000(P+Q)\varphi_k}$ |

(Продолжение)

| Обозначение | Произношение | Измерение | Значение   |
|-------------|--------------|-----------|--|
| $\xi$       | кси          | —         | Индикаторный коэффициент, равный $\frac{P_0}{P_b}$ . |
| $e$         | ро           | —         | Степень открытия регулятора в долях полного.         |
| $\varphi_b$ | фи ка        | —         | Коэффициент трения тормозной колодки о колесо        |
| $\psi_k$    | пси ка       | —         | Коэффициент сцепления движущих колес с рельсами.     |

НБ  
УДУНТ  
(ДИТ)

Главнейшие раз

| Серия       | Тип     | Начало постройки | V пред. | n или $n_0 + n_n$ | d   | $d_0$ | $d_n$ | l   | m    |
|-------------|---------|------------------|---------|-------------------|-----|-------|-------|-----|------|
| АВ          | 2-3-0   | 1896             | 100     | 2                 | —   | 500   | 730   | 650 | 2,13 |
| * Б         | 2-3-0   | 1908             | 105     | 2                 | 550 | —     | —     | 700 | —    |
| Гп . . .    | 2-3-0   | 1901             | 100     | 2                 | 560 | —     | —     | 700 | —    |
| * ЕФ, к, с  | 1-5-0   | 1915             | 60      | 2                 | 635 | —     | —     | 711 | —    |
| л           | 1-5-0   | 1917             | 60      | 2                 | 650 | —     | —     | 711 | —    |
| З .         | 2-3-0   | 1906             | 90      | 2                 | 575 | —     | —     | 600 | —    |
| * ИС        | 1-4-2   | 1932             | 100     | 2                 | 670 | —     | —     | 770 | —    |
| К .         | 2-3-0   | 1910             | 105     | 2                 | 575 | —     | —     | 650 | —    |
| * Ку        | 2-3-0   | 1911             | 110     | 2                 | 575 | —     | —     | 650 | —    |
| * Л         | 2-3-1   | 1915             | 120     | 4                 | 460 | —     | —     | 650 | —    |
| * М .       | 2-4-0   | 1926             | 90      | 3                 | 540 | —     | —     | 700 | —    |
| НД          | 1-3-0   | 1898             | 95      | 2                 | —   | 480   | 720   | 650 | 2,25 |
| НВ          | 1-3-0   | 1903             | 105     | 2                 | —   | 500   | 730   | 650 | 2,13 |
| * Нв        | 1-3-0   | 1904             | 95      | 2                 | —   | 500   | 730   | 650 | 2,13 |
| Ну          | 1-3-0   | 1911             | 95      | 2                 | —   | 500   | 750   | 650 | 2,25 |
| Нп          | 1 3-0   | 1911             | 95      | 2                 | 540 | —     | —     | 650 | —    |
| * Оо        | 0-4-0   | 1910             | 45      | 2                 | 500 | —     | —     | 650 | —    |
| Од          | 0-4-0   | 1897             | 45      | 2                 | —   | 500   | 730   | 650 | 2,13 |
| * ОВ        | 0-4-0   | 1901             | 50      | 2                 | —   | 500   | 730   | 650 | 2,13 |
| Оч          | 0-4-0   | 1926             | 50      | 2                 | —   | 500   | 730   | 650 | 2,13 |
| Р           | —4-0    | 1899             | 50      | 4                 | —   | 400   | 600   | 600 | 2,25 |
| * С .       | 1-3-1   | 1911             | 105     | 2                 | 550 | —     | —     | 700 | —    |
| * Су        | 1-3-1   | 1925             | 105     | 2                 | 575 | —     | —     | 700 | —    |
| У .         | 2-3-0   | 1907             | 105     | 4                 | —   | 370   | 580   | 650 | 2,46 |
| * Уу        | 2-3-0   | 1912             | 105     | 4                 | —   | 410   | 580   | 650 | 2,00 |
| Ф .         | 1-5-0   | 1916             | 60      | 4                 | 500 | —     | —     | 660 | —    |
| * ФД        | 1-5-1   | 1931             | 65      | 2                 | 670 | —     | —     | 770 | —    |
| Ш           | 1-4-0   | 1899             | 55      | 2                 | —   | 530   | 750   | 650 | 2,00 |
| Ш           | 1-4-0   | 1901             | 55      | 2                 | —   | 510   | 765   | 700 | 2,25 |
| * Щ         | 1-4-0   | 1907             | 65      | 2                 | —   | 510   | 765   | 700 | 2,25 |
| * Щч        | 1-4-0   | 1918             | 65      | 2                 | —   | 540   | 765   | 700 | 2,00 |
| * Ыч        | 0-4-0   | 1912             | 55      | 2                 | —   | 520   | 790   | 650 | 2,06 |
| * Э         | 0-5-0   | 1913             | 55      | 2                 | 630 | —     | —     | 700 | —    |
| Э, Эг, Эш . | 0-5-0   | 1914             | 55      | 2                 | 650 | —     | —     | 700 | —    |
| * Эу        | 0-5-0   | 1926             | 55      | 2                 | 650 | —     | —     | 700 | —    |
| * Эм        | 0-5-0   | 1931             | 55      | 2                 | 650 | —     | —     | 700 | —    |
| Ө .         | 0-3+3-0 | 1903             | 45      | 4                 | —   | 475   | 710   | 650 | 2,24 |
| * Өч        | 0-3+3-0 | 1910             | 45      | 4                 | —   | 510   | 770   | 650 | 2,28 |
| УБ          | 0-4+0   | 1908             | 55      | 2                 | 575 | —     | —     | 650 | —    |

НБ  
УДУНТ  
(ДИТ)

| D     | P <sub>k</sub> | M      | H   | H <sub>n</sub> | H <sub>n</sub><br>H | R    | P <sub>h</sub> | P               |                 |                 |
|-------|----------------|--------|-----|----------------|---------------------|------|----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
|       |                |        |     |                |                     |      |                | 3-осн.<br>тенд. | 4-осн.<br>тенд. | 6-осн.<br>тенд. |
| 1 830 | 11,5           | 10 600 | 152 | —              | —                   | 2,16 | 41,7           | 95              | 105             | —               |
| 1 830 | 13             | 14 600 | 164 | 41,0           | 0,25                | 2,80 | 47,0           | 110             | 120             | —               |
| 1 730 | 12             | 14 800 | 169 | 47,5           | 0,28                | 2,80 | 50,2           | 110             | 120             | —               |
| 1 320 | 12,7           | 26 700 | 240 | 61,3           | 0,26                | 6,00 | 77,6           | —               | 135             | —               |
| 1 320 | 12,7           | 27 200 | 242 | 66,9           | 0,27                | 6,00 | 80,3           | —               | 140             | —               |
| 1 700 | 12             | 13 600 | 147 | 31,0           | 0,21                | 2,34 | 44,8           | —               | 110             | —               |
| 1 850 | 15             | 27 600 | 295 | 148            | 0,50                | 7,00 | 82,0           | —               | 200             | 240             |
| 1 700 | 12             | 14 700 | 164 | 40,0           | 0,24                | 2,72 | 45,4           | 110             | —               | —               |
| 1 900 | 13             | 14 300 | 181 | 47,4           | 0,26                | 3,14 | 48,0           | 110             | 120             | —               |
| 1 840 | 12             | 17 400 | 270 | 85,5           | 0,32                | 4,65 | 51,9           | —               | 150             | —               |
| 1 720 | 13             | 22 500 | 260 | 87,7           | 0,34                | 6,00 | 72,5           | —               | 155             | —               |
| 1 900 | 11,5           | 9 900  | 162 | —              | —                   | 2,20 | 43,3           | 90              | 100             | —               |
| 1 900 | 12             | 10 600 | 143 | —              | —                   | 2,20 | 45,0           | 90              | 100             | —               |
| 1 700 | 12             | 11 900 | 143 | —              | —                   | 2,20 | 43,5           | 90              | 100             | —               |
| 1 700 | 13             | 13 600 | 157 | —              | —                   | 2,60 | 45,0           | 95              | 105             | —               |
| 1 700 | 12             | 12 500 | 127 | 38,9           | 0,31                | 2,45 | 44,0           | 95              | 105             | —               |
| 1 150 | 12             | 16 450 | 153 | —              | —                   | 1,85 | 50,0           | 85              | 95              | —               |
| 1 200 | 11,5           | 16 100 | 153 | —              | —                   | 1,85 | 52,5           | 85              | 95              | —               |
| 1 200 | 12             | 16 800 | 153 | —              | —                   | 1,85 | 52,5           | 85              | 95              | —               |
| 1 200 | 12             | 16 800 | 132 | 29,2           | 0,22                | 1,85 | 55,0           | 85              | 95              | —               |
| 1 280 | 12             | 19 700 | 172 | —              | —                   | 2,52 | 52,9           | 90              | 100             | —               |
| 1 830 | 13             | 14 600 | 207 | 51,5           | 0,25                | 3,80 | 47,2           | —               | 120             | —               |
| 1 850 | 13             | 15 800 | 197 | 72,0           | 0,36                | 4,73 | 53,9           | —               | 125             | —               |
| 1 730 | 14             | 17 200 | 182 | —              | —                   | 2,63 | 44,7           | 105             | 115             | —               |
| 1 730 | 14             | 17 200 | 152 | 38,9           | 0,26                | 2,83 | 49,2           | 110             | 120             | —               |
| 1 450 | 14             | 30 900 | 262 | 60,8           | 0,23                | 5,10 | 87,6           | 150             | —               | —               |
| 1 500 | 15             | 34 100 | 295 | 148            | 0,50                | 7,00 | 100,0          | —               | 200             | 240             |
| 1 250 | 12             | 17 000 | 180 | —              | —                   | 2,48 | 52,1           | 90              | 100             | —               |
| 1 300 | 13             | 19 900 | 206 | —              | —                   | 2,80 | 62,3           | —               | 120             | —               |
| 1 300 | 14             | 21 400 | 206 | —              | —                   | 2,80 | 64,2           | —               | 120             | —               |
| 1 300 | 14             | 21 400 | 177 | 51,0           | 0,29                | 2,80 | 64,7           | —               | 120             | —               |
| 1 200 | 12             | 19 700 | 147 | 43,0           | 0,29                | 2,55 | 60,9           | 95              | —               | —               |
| 1 320 | 12             | 24 500 | 194 | 52,0           | 0,27                | 4,20 | 80,5           | —               | 125             | —               |
| 1 320 | 12             | 26 100 | 207 | 49,7           | 0,24                | 4,46 | 81,2           | —               | 125             | —               |
| 1 320 | 12             | 26 100 | 195 | 66,0           | 0,34                | 4,46 | 85,6           | —               | 130             | —               |
| 1 320 | 14             | 30 850 | 195 | 66,0           | 0,34                | 4,46 | 85,0           | —               | 130             | —               |
| 1 200 | 12             | 31 800 | 206 | —              | —                   | 3,50 | 82,3           | —               | 125             | —               |
| 1 230 | 12             | 36 500 | 178 | 47,4           | 0,27                | 3,40 | 89,4           | —               | 135             | —               |
| 1 220 | 12             | 20 500 | 163 | 40,4           | 0,25                | 3,03 | 64,4           | 100             | —               | —               |

НБ  
УДУНТ  
(ДИТ)



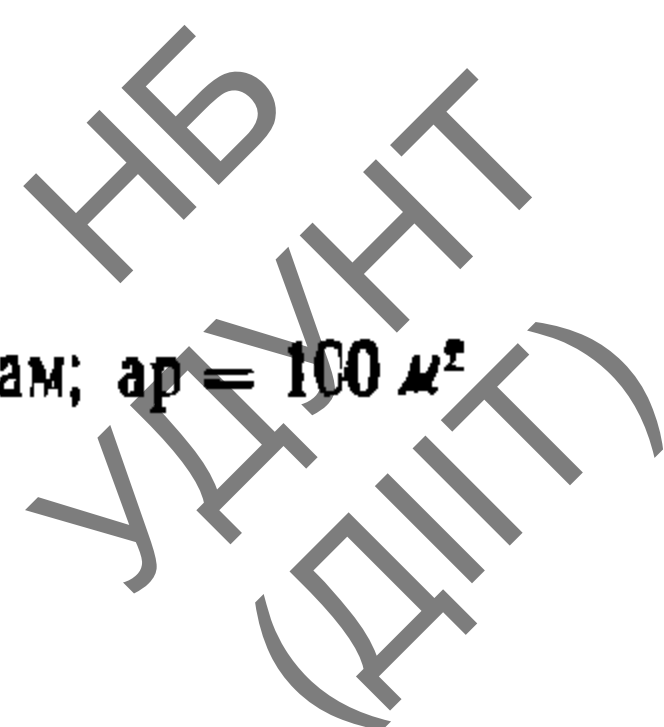
5. **Английские и американские меры.** Во всей технической литературе, кроме английской и американской, употребляются метрические меры. Для возможности же чтения технической английской и американской литературы по тяговым расчетам и испытаниям и в областях, к ним примыкающих, ниже приведена сравнительная таблица мер:

ТАБЛИЦА 4

Сравнительная таблица метрических и англо-американских мер

| Англо-американские единицы                          | Метрические единицы          |
|---|------------------------------|
| 1 дюйм (inch) . . . . .                             | • 25,40 мм                   |
| 1 фут (foot, feet) . . . . .                        | • 30,48 см                   |
| 1 ярд (yard) . . . . .                              | • 0,9144 м                   |
| 1 миля (mile) . . . . .                             | • 1,609 км                   |
| 1 кв. дюйм (square inch) . . . . .                  | • 6,452 см <sup>2</sup>      |
| 1 кв. фут (square foot) . . . . .                   | • 0,09290 м <sup>2</sup>     |
| 1 кв. ярд (square yard) . . . . .                   | • 0,8361 м <sup>2</sup>      |
| 1 кв. миля (square mile) . . . . .                  | • 2,590 км <sup>2</sup>      |
| 1 акр (acre) . . . . .                              | • 0,4047 га*                 |
| 1 куб. дюйм (cubic inch) . . . . .                  | • 16,39 см <sup>3</sup>      |
| 1 куб. фут (cubic foot) . . . . .                   | • 0,02832 м <sup>3</sup>     |
| 1 галлон амер. (U. S. gallon) . . . . .             | • 3,787 л                    |
| 1 галлон англ. (British gallon) . . . . .           | • 4,541 л                    |
| 1 бушель амер. (U. S. bushel) . . . . .             | • 0,03524 м <sup>3</sup>     |
| 1 фунт (pound, lbs) . . . . .                       | • 0,4536 кг                  |
| 1 тонна (2000 фунт.) (ton, short ton) . . . . .     | • 0,9072 т                   |
| 1 фунт на кв. дюйм. . . . .                         | • 0,07031 кг/см <sup>2</sup> |
| 1 фунт на кв. фут . . . . .                         | • 4,882 кг/м <sup>2</sup>    |
| 1 футофунт . . . . .                                | • 0,1383 кг · м              |
| 1 британская тепловая единица (B. T. U.) . . . . .  | • 0,2520 кал                 |
| 1 лош. сила (HP, horse power) . . . . .             | • 1,014 ЛС                   |
| 1 фунт с 1 кв. фута . . . . .                       | • 4,88 кг/м <sup>2</sup>     |
| 1 фунт на 1 HP . . . . .                            | • 0,447 кг/ЛС                |
| $\frac{5}{9} (°F - 32°)$ . . . . .                  | • °C                         |
| 1746, деленное на число градусов кривизны . . . . . | • Радиус в метрах            |
| Уклон в футах на милю, деленный на 5,28 . . . . .   | • Уклон в тысячных           |

\* га — сокращенное обозначение гектара. Гектар равен 100 арам; ар = 100 м<sup>2</sup>



## ГЛАВА II

### СИЛА ТЯГИ

6. Два принципа, на которых основано управление перемещением тел. Для управления движением тела (или системы тел), т. е., для приведения его в движение, для изменения скорости, для поддержания равномерной скорости (т. е. для уравнивания сил сопротивления пути), можно воспользоваться только одним из двух следующих принципов:

1) Приложить внешнюю силу к телу.

2) Создать из данного тела и какого-нибудь другого подходящего тела систему тел, возбудить в системе желательные нам внутренние силы и, воспользовавшись законом движения центра тяжести системы, перемещать оба тела в противоположных направлениях.

Второй принцип применяется почти исключительно для перемещения ракеты и потому называется *принципом ракеты*. Ракеты представляют из себя систему двух тел: тело ракеты и газы, образующиеся в ней от сгорания взрывчатого вещества.

Если привести ракету в такое положение, чтобы выходное отверстие для газов было обращено к земле, привести в действие аппарат в ракете, выбрасывающий газ, то под влиянием внешней силы, в данном случае — притяжения земли, — центр тяжести ракеты начнет ускоренно падать вниз. Но, так как из тела ракеты вылетает газ, то при достаточно большой скорости и большой массе вылетающего газа тело ракеты будет подниматься вверх, тогда как центр тяжести системы (тело ракеты и вылетающий газ), будет падать вниз с обычным ускорением  $9,81 \text{ м/с}^2$  (у поверхности земли).

Для целей транспорта на земле в обычных условиях не приходится прибегать ко второму, дорогому принципу, потому что всегда можно приложить внешнюю силу к перемещаемому предмету: всегда есть точка опоры в виде земли, рельс, воды, воздуха. Идущий человек отталкивается от земли ногами, движущийся локомотив отталкивается от рельс движущими колесами, аэроплан отталкивается от воздуха. Но путешествовать в межпланетном пространстве, где опоры нет, а внешние силы всемирного тяготения не могут быть изменяемы по желанию, возможно только по принципу ракеты.

В сущности, конечно, оба принципа (внешней силы и ракеты) основаны на одном и том же законе движения центра тяжести (центра масс) системы тел, так как и в случае движущегося по рельсам локомотива перемещение локомотива не оказывает влияния на перемещение центра тяжести (массы) системы тел: локомотив и земля.

7. Силы, действующие в пезде. Чтобы управлять движением поезда, надо приложить к нему управляемую человеком внешнюю

силу, т. е. силу, исходящую от постороннего поезда тела. На поезд могут действовать только три рода внешних сил:

- 1) силы притяжения земли (вес поезда),
- 2) силы, приложенные от рельс к колесам поезда, и
- 3) силы, приложенные от воздуха, окружающего поезд.

На специальных железных дорогах, например зубчатых с канатной тягой и проч., кроме этих трех родов внешних сил, действуют и другие внешние силы: сила от зубчатой рейки на ведущую зубчатку локомотива, сила по канату и т. п., но на обычных железных дорогах с гладкими рельсами и локомотивной (и электровозной) тягой или с вагонами — самоходами никакие другие силы, кроме трех вышеуказанных, не могут оказать влияния на движение поезда, потому что эти силы должны исходить от внешних тел, а с поездом соприкасаются только два внешних тела: рельсы и воздух.

Управлять силами притяжения земли мы не можем. Управление силами, приложенными от воздуха, например с помощью пропеллеров, в обычных условиях практически невыгодно вследствие многих недостатков (малый коэффициент полезного действия, малая сила при трогании с места). Поэтому все локомотивы и вагоны-самоходы за единичными исключениями создают управляемую человеком внешнюю силу именно от рельс. Внешняя сила, приложенная от рельс через посредство движущих колес в направлении движения поезда, создаваемая локомотивом (или другой повозкой с движущими колесами) и управляемая человеком, называется силой тяги.

Силы тяги еще недостаточно для управления движением поезда, так как она всегда направлена в сторону движения поезда или равна нулю; нужна еще управляемая человеком внешняя сила, направленная в сторону, противоположную движению поезда. Эта сила называется тормозной силой поезда. Она прикладывается от рельс через посредство некоторых (или всех) колес поезда.

Все остальные внешние силы, действующие на поезд в направлении, обратном его движению, или в направлении его движения, не зависящие от воли человека, управляющего поездом, называются сопротивлениями, а сумма их — сопротивлением поезда. Силы сопротивления приложены от рельс (через посредство колес поезда) и от воздуха; составляющая силы тяжести на направление, обратное движению поезда, есть также сила сопротивления.

Следует еще раз подчеркнуть, что:

1) Из внешних сил, в силу тяги, в сопротивление и в тормозную силу включаются только составляющие сил, действующие в направлении движения поезда, или в направлении, противоположном движению поезда; составляющие же внешних сил, действующие перпендикулярно к направлению движения поезда, не оказывают влияния на его движение.

2) Внутренние силы, действующие в поезде, уравниваются между собою и не оказывают влияния на перемещение центра тяжести поезда.

**8. Происхождение силы тяги и точка ее приложения.** Локомотивы и все прочие повозки с движущими колесами (автоматриссы, авто-

мобили, велосипеды и т. п.) создают некоторые внутренние пары сил (вращающие моменты) двух родов:

- 1) стремящиеся вращать движущие колеса относительно рамы и
- 2) стремящиеся вращать раму относительно колес.

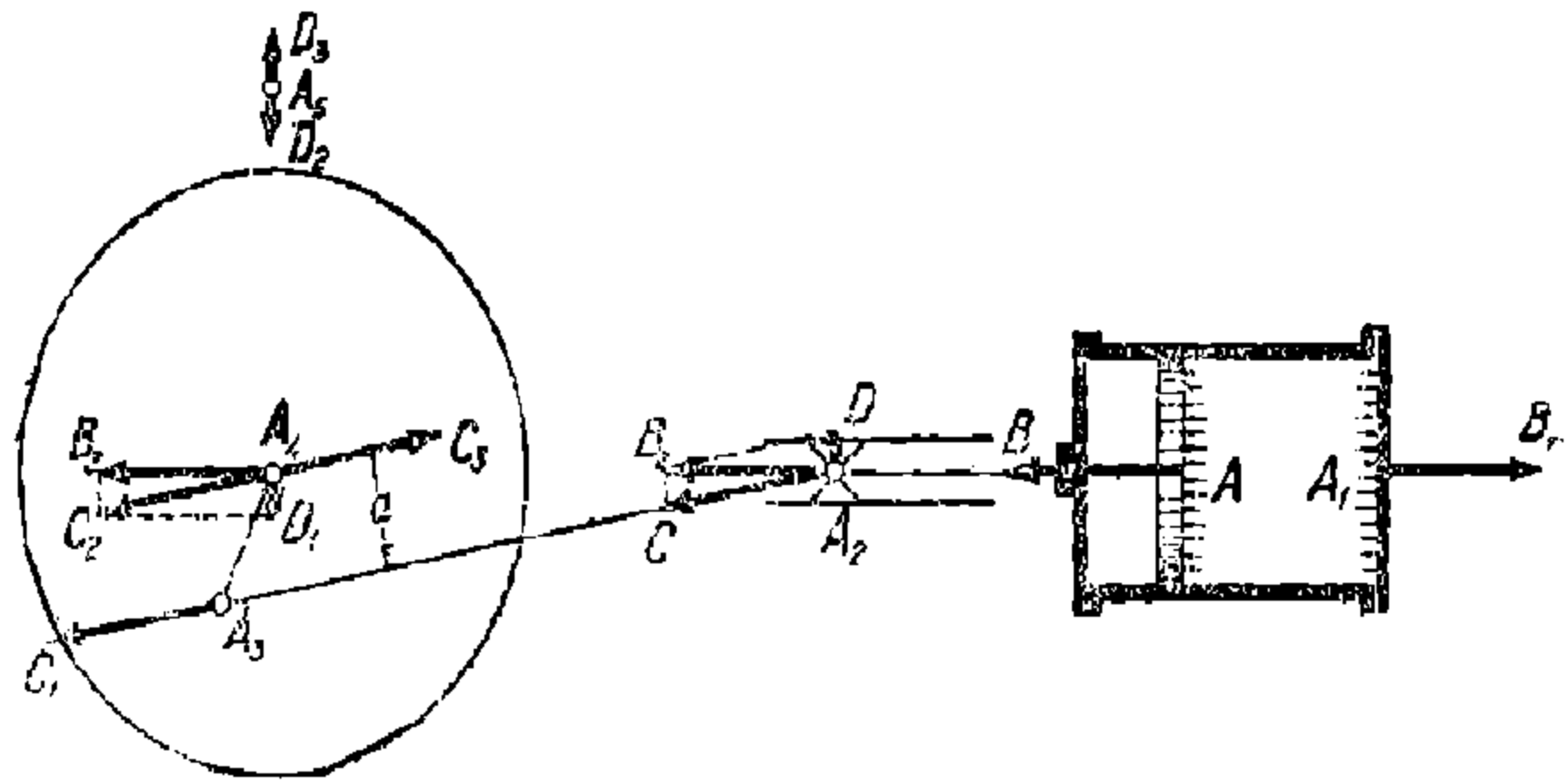
Момент равнодействующей пар сил первого рода равен моменту равнодействующей пар сил второго рода и направлен в обратную сторону.

Ниже для примера разобрано происхождение этих вращающих моментов в паровозе.

На фиг. 1 схематически изображен движущий механизм машины паровоза. Пар давит на поршень справа, равнодействующая этого давления изображена силой  $AB$ . Пар давит на цилиндр и его переднюю крышку с такой же равнодействующей силой  $A_1B_1$ , направленной в обратную сторону.

Сила  $AB$  по штоку передается на валик кресткопфа. Переносим ее по линии ее действия в центр кресткопфа и разлагаем на силу  $A_2C$  по ведущему дышлу (шатуну) и на силу  $A_2D$  перпендикулярно плоскости параллели.

Силу  $A_2C$  переносим по линии ее действия в центр пальца кривошипа. Получаем вместо силы  $A_2C$  силу  $A_3C_1$ . Так как сила  $A_3C_1$  приложена к колесу, то для выяснения ее действия приложим к оси колеса две



Фиг. 1. Силы в движущем механизме паровоза.

силы  $A_4C_2$  и  $A_4C_3$ , равные силе  $A_3C_1$ , параллельные ей и направленные в противоположные стороны. Получаем вместо силы  $A_3C_1$  силу  $A_4C_2$  и пару сил  $(A_3C_1, A_4C_3)$ . Разложим только что полученную силу  $A_4C_2$  на две составляющих: силу  $A_4B_3$ , параллельную силе  $A_1B_1$ , и силу  $A_4D_1$ , параллельную силе  $A_2D$ .

В результате всех преобразований, вместо давления пара в цилиндре мы получили: 1) силу  $A_1B_1$ , передающуюся через крышку цилиндру и далее раме паровоза; 2) силу  $A_2D$ , передающуюся через параллель раме паровоза; 3) пару сил  $(A_3C_1, A_4C_3)$ , действующую на колесо; 4) силу  $A_4B_3$ , передающуюся через буксу на раму; 5) силу  $A_4D_1$ , действующую на колесо. Силы же  $AB$ ,  $A_2B_2$ ,  $A_2C$  и  $A_4C_2$  мы заменили другими, равнозначными им по действию на паровоз, и они для нас отпали.

Разберем действие оставшихся четырех сил и пары сил.

Силы  $A_1B_1$  и  $A_4B_3$ , как это следует из всех наших построений, равны между собой и направлены по одной линии (если ось цилиндра пересекает ось колеса) в разные стороны. А так как эти две силы передаются на одно и то же тело—раму, то они уравниваются, пытаясь оторвать цилиндр от рамы, растягивая раму и прижимая шейку оси к буксе, а буксу—к раме в горизонтальном направлении (если ось цилиндра—горизонтальна). За время полного оборота колеса эти силы остаются уравновешенными между собой, но вели-

чина и направление их меняются. При переднем ходе паровоза и нижнем положении пальца кривошипа рама растягивается; при верхнем положении пальца рама сжимается; около мертвых положений сила по раме пропадает.

Переходим к третьей силе,  $A_4D_1$ . Если бы паровоз не имел рессор, то эта сила  $A_4D_1$  составила бы пару с равной ей силой  $A_2D$  (равенство этих сил видно из равенства треугольников  $A_2B_2C$  и  $A_4C_2D_1$ ); момент этой пары равен моменту пары сил ( $A_3C_1, A_4C_3$ ) и направлен в обратную сторону (равенство этих моментов легко доказать из подобия треугольника  $A_2B_2C$  треугольнику с вершинами в  $A_2$ , в  $A_4$  и в точке пересечения перпендикуляра из  $A_4$  на линию  $A_2A_3$  с линией  $A_2A_3$ ); этот момент стремился бы повернуть паровоз вокруг его горизонтальной поперечной оси и нагрузил бы задние оси за счет разгрузки передних. Но так как сила  $A_4D_1$  действует на ведущую ось, а сила  $A_2D$  действует на раму, а рама и ось связаны посредством рессор, то действие каждой из этих двух сил надо рассматривать отдельно. Сила  $A_4D_1$  передается колесом непосредственно на рельс, увеличивает давление на рельс ведущего колеса и уравнивается обратным давлением рельса на колесо. Эта сила тем больше, чем меньше отношение длины ведущего дышла к радиусу кривошипа. При переднем ходе паровоза сила  $A_4D_1$  всегда направлена вниз, но меняется от наибольшего своего значения при нижнем и верхнем положениях кривошипа до нуля при мертвых положениях, если ось цилиндра горизонтальна. Если же ось цилиндра наклонна, то сила  $A_4D_1$  больше и не исчезает при мертвых положениях.

Переходим к четвертой силе  $A_2D$ . Она передается на раму; так как рама, котел и все надрессорное строение представляют одно жесткое целое, а линия действия силы  $A_2D$  не проходит через центр тяжести его, то к центру тяжести надрессорного строения приложим две силы:  $A_5D_2$  и  $A_5D_3$ , равные силе  $A_2D$ , параллельные ей и направленные в разные стороны. Чтобы не вдаваться в рассмотрение дальнейших внутренних паразитных сил в паровозе, предполагаем, что центр тяжести находится как раз над ведущей осью. Получаем пару сил ( $A_2D, A_5D_2$ ) и силу  $A_5D_3$ . Сила  $A_5D_3$  приподнимет все надрессорное строение паровоза и разгрузит все рессоры; так как эта сила  $A_5D_3$  равна силе  $A_4D_1$ , то общий вес паровоза не изменится, а только за счет увеличения давления на рельс ведущего колеса силой  $A_4D_1$  уменьшатся давления на рельс всех колес силой  $A_5D_3$ . Пара сил ( $A_2D, A_5D_2$ ) произведет двойное действие: во-первых, она нагрузит рессоры другой стороны паровоза за счет разгрузки рессор той стороны, с которой мы сейчас имеем дело, во-вторых, она нагрузит задние рессоры за счет передних.

Итак, остались две пары сил: ( $A_2D, A_5D_2$ ), приложенная к раме паровоза, и ( $A_3C_1, A_4C_3$ ), приложенная к движущей оси. Моменты этих пар равны и направлены в разные стороны.

Эти две равные и направленные в противоположные стороны пары сил могут быть легко найдены в любой повозке с движущими осями. Наиболее элементарны они в электровозе с моторами, непосредственно насаженными на оси колес; здесь нет никаких побочных сил или пар, кроме пар, стремящихся вращать движущие ко-

леса относительно рамы, приложенных от статоров к роторам, и равных им пар, стремящихся вращать раму относительно движущих колес и приложенных от роторов к статорам.

В нормальных условиях работы локомотива, опирающегося колесами на рельсы, приложенные от рамы к движущим колесам пары сил, не будучи в состоянии вращать колеса вокруг их осей вследствие горизонтального противодействия рельс, вращают их около мгновенных центров в точках касания колес с рельсами, создавая движущую силу  $A_4F$  (фиг. 2), приложенную от букс к раме локомотива.

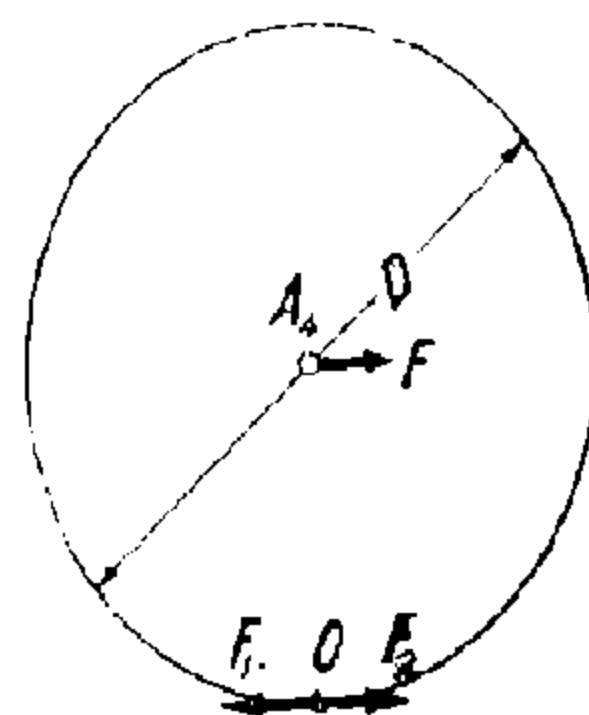
В точках касания колес с рельсами оказываются приложенными, кроме силы тяжести и равной ей вертикальной реакции рельс (вертикальный упор), горизонтальная сила  $OF_1$  к рельсу от колеса и равная ей по закону действия и противодействия горизонтальная сила (реакция)  $OF_2$  от рельса на колесо (горизонтальный упор). Сила  $OF_1$  равна силе  $A_4F$ , так как эти две силы в сущности составляют пару сил, заменяющую пару ( $A_3C_1, A_4C_3$ ) (фиг. 1); момент силы  $A_4F$  относительно мгновенного центра вращения  $O, A_4F \times D : 2$  равен моменту пары сил ( $A_3C_1, A_4C_3$ ). Силы  $OF_1$  и  $OF_2$ , равные и направленные в разные стороны, конечно, не уничтожают друг друга, так как приложены к разным телам (рельсу и колесу), хотя и в одной точке.

Горизонтальную реакцию  $OF_2$ , приложенную от рельс к колесам, равную движущей силе, приложенной от букс к раме, мы называем силой тяги на ободу, не потому, что эта сила тянет локомотив вперед (она конечно не тянет как сила пассивная), а потому, что она является явно внешней по отношению ко всему локомотиву первопричиной возникновения движущей силы.

Сила  $A_4F$  есть та активная внешняя сила, которая движет локомотив, но, рассматривая ее как внешнюю силу, мы должны рассматривать движущие колеса, как внешние по отношению к локомотиву тела, связанные с рельсами.

Если колеса суть внешние по отношению к локомотиву тела, то и опрокидывающий момент, приложенный от них к раме локомотива, является внешней парой, перегружающей задние колеса за счет передних. Этот опрокидывающий момент по абсолютной величине равен моменту движущей силы, т. е. движущей силе (силе тяги), умноженной на радиус колеса. Так как движущая сила (приложенная к осям колес) составляет с силой на крюке (или в случае паровоза с тендером—с силой по сцепному прибору между паровозом и тендером) добавочный момент, то суммарный момент, перегружающий задние колеса за счет передних, равен движущей силе, умноженной на расстояние от крюка (сцепного прибора между паровозом и тендером) до рельса по вертикали.

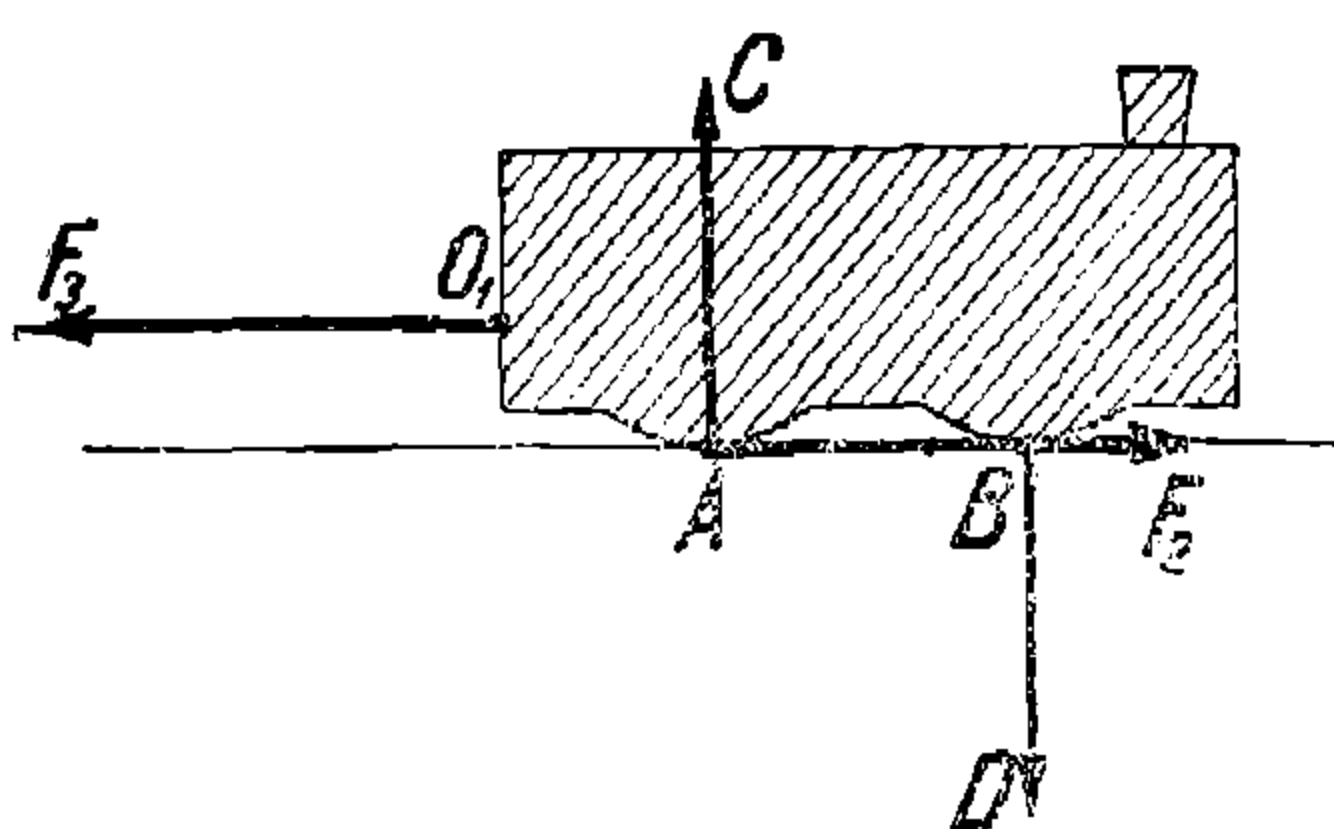
Тот же результат мы получаем, рассматривая горизонтальную реакцию рельса, как внешнюю силу, движущую локомотив, но в этом случае момент, приложенный от осей к раме, мы должны



Фиг. 2 Получение силы тяги.

считать внутренней парой, не оказывающей влияния на распределение нагрузки на оси.

Действительно, движущая сила от оси на раму (которая в этом случае является внутренней силой), складываясь с моментом, приложенным от осей к раме, дает силу от рельса на колесо (силу тяги).



Фиг. 3. Равновесие сил в локомотиве.

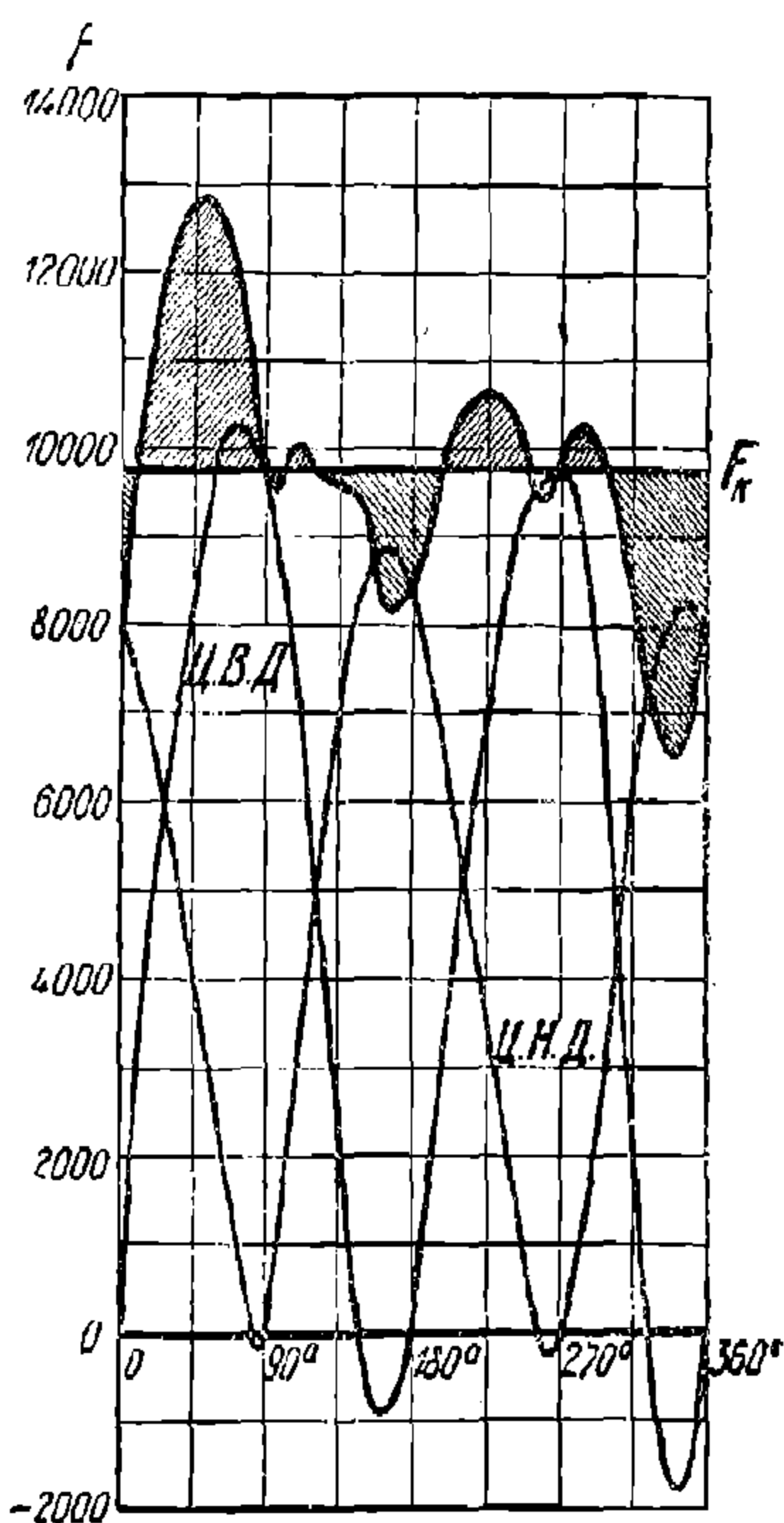
Следовательно, та сила, которую мы называем силой тяги на ободу, заменяет собою суммарное действие движущей силы и опрокидывающего момента от осей к раме, позволяя рассматривать локомотив с его колесами как одно целое.

Докажем еще простым способом реальность силы тяги  $OF_2$  на ободу движущих колес. Представим себе поезд на площадке, движущийся с равномерной скоростью. К крюку локомотива от состава приложена горизонтальная сила  $O_1F_3$  (фиг. 3), которую мы измеряем динамометром. Сила тяжести и уравнивающие ее вертикальные реакции рельсов для ясности не изображены. Представим себе, что мы ничего не знаем об устройстве локомотива, кроме того, что он касается только рельс в некоторых точках  $A, B, \dots$  и связан с составом в точке  $O_1$ . Так как локомотив движется равномерно, то все внешние силы, действующие на него, уравниваются. Внешнюю силу  $O_1F_3$  можно уравновесить только силой  $AF_2$  и парой сил ( $AC, BD$ ), приложенными от рельс, причем сила  $AF_2$  складывается из сил, приложенных в точках касания, и равна по величине силе  $O_1F_3$  (если пренебречь сопротивлением воздуха и трениями), а момент пары сил ( $AC, BD$ ) равен по величине моменту пары сил ( $O_1F_3, AF_2$ ). Следовательно, сила  $OF_2$  (фиг. 2), т. е. сила тяги, приложенная от рельс к колесу, параллельно рельсу, реально существует.

Реальность существования сил  $OF_1$  (фиг. 2), приложенных от колес к рельсам в сторону, обратную движению локомотива, еще более очевидна. Результат их действия—угоны рельс на подъемах (когда силы  $OF_1$  особенно велики) в сторону, обратную движению поезда. Что касается угонов рельс на спусках, то они происходят по движению поездов и являются результатом противодействия рельс тормозным силам.

Докажем еще простым способом реальность силы тяги  $OF_2$  на ободу движущих колес. Представим себе поезд на площадке, движущийся с равномерной скоростью. К крюку локомотива от состава приложена горизонтальная сила  $O_1F_3$  (фиг. 3), которую мы измеряем динамометром. Сила тяжести и уравнивающие ее вертикальные реакции рельсов для ясности не изображены. Представим себе, что мы ничего не знаем об устройстве локомотива, кроме того, что он касается только рельс в некоторых точках  $A, B, \dots$  и связан с составом в точке  $O_1$ . Так как локомотив движется равномерно, то все внешние силы, действующие на него, уравниваются. Внешнюю силу  $O_1F_3$  можно уравновесить только силой  $AF_2$  и парой сил ( $AC, BD$ ), приложенными от рельс, причем сила  $AF_2$  складывается из сил, приложенных в точках касания, и равна по величине силе  $O_1F_3$  (если пренебречь сопротивлением воздуха и трениями), а момент пары сил ( $AC, BD$ ) равен по величине моменту пары сил ( $O_1F_3, AF_2$ ). Следовательно, сила  $OF_2$  (фиг. 2), т. е. сила тяги, приложенная от рельс к колесу, параллельно рельсу, реально существует.

Докажем еще простым способом реальность силы тяги  $OF_2$  на ободу движущих колес. Представим себе поезд на площадке, движущийся с равномерной скоростью. К крюку локомотива от состава приложена горизонтальная сила  $O_1F_3$  (фиг. 3), которую мы измеряем динамометром. Сила тяжести и уравнивающие ее вертикальные реакции рельсов для ясности не изображены. Представим себе, что мы ничего не знаем об устройстве локомотива, кроме того, что он касается только рельс в некоторых точках  $A, B, \dots$  и связан с составом в точке  $O_1$ . Так как локомотив движется равномерно, то все внешние силы, действующие на него, уравниваются. Внешнюю силу  $O_1F_3$  можно уравновесить только силой  $AF_2$  и парой сил ( $AC, BD$ ), приложенными от рельс, причем сила  $AF_2$  складывается из сил, приложенных в точках касания, и равна по величине силе  $O_1F_3$  (если пренебречь сопротивлением воздуха и трениями), а момент пары сил ( $AC, BD$ ) равен по величине моменту пары сил ( $O_1F_3, AF_2$ ). Следовательно, сила  $OF_2$  (фиг. 2), т. е. сила тяги, приложенная от рельс к колесу, параллельно рельсу, реально существует.



Фиг. 4. Изменение силы тяги за оборот колеса.

УДУНТ  
(ДИТ)

Сумма сил  $OF_2$ , приложенных от рельс ко всем движущим колесам локомотива, называется *мгновенным значением силы тяги*, — мгновенным потому, что за оборот колеса эта сумма сил  $OF_2$  непрерывно меняется.

**9. Сила тяги как средняя величина мгновенных значений ее за оборот движущих колес.** На фиг. 4 представлено для примера изменение мгновенных значений силы тяги для полного оборота движущих колес паровоза типа 0—4—0 серии Б<sup>ч</sup> при вполне открытом регуляторе, отсечке 0,6 в цилиндре высокого давления (Ц. В. Д.) и скорости 9 км/ч. По абсциссам отложен угол поворота кривошипа Ц. В. Д. от переднего мертвого положения по часовой стрелке, а по ординатам — мгновенные значения силы тяги. Тонкие кривые — значения силы тяги по отдельности Ц. В. Д. и Ц. Н. Д., а толстая — значения суммарной силы тяги обоих цилиндров.

Резкие колебания силы тяги движущих колес каждой из двух сторон паровоза, являются одной из причин виляния паровоза, а суммарные сглаженные колебания силы тяги движущих колес обеих сторон паровоза, ведет к подергиванию паровоза. Эти заметные колебания величины силы тяги за оборот движущих колес, не ведут за собой заметных колебаний скорости поезда, большая масса которого поглощает избытки силы тяги очень малым приращением скорости и очень малым уменьшением скорости отвечает на недостатки силы тяги за оборот колеса. Вследствие этого поезд ведет себя так, как будто к нему приложена некоторая средняя постоянная за оборот колеса сила тяги, работа которой за оборот колеса равна работе мгновенных значений ее за тот же оборот. Эта средняя за оборот колеса сила называется силой тяги локомотива. Она изображена на фиг. 4 линией с надписью  $F_k$ , соответствует силе 9750 кг и проведена так, что сумма избытков (заштрихованных в одну сторону), равна сумме недостатков (заштрихованных в другую сторону).

**10. Различные понятия о силе тяги.** Механическая работа для передвижения поезда создается в паровых цилиндрах паровоза или в цилиндрах внутреннего сгорания тепловоза, или на валах моторов электровоза. Шатунно — кривошипный (движущий) механизм или спаривающий механизм, или зубчатая передача, или иной передаточный механизм — передает эту работу с некоторыми потерями движущим осям и с помощью рельс делает ее внешней работой, способной перемещать поезд. Часть этой работы расходуется на перемещение самого локомотива, а остаток передается на крюк или буфера (сцепку) ближайшего к локомотиву вагона.

В соответствии с этими тремя основными последовательными стадиями передачи механической работы (цилиндры, рельсы, крюк), различаются три понятия о силе тяги (а также о работе и мощности) локомотива:

- 1) индикаторная сила тяги, или сила тяги на валу мотора  $F_i$ ,
- 2) касательная сила тяги  $F_k$  и
- 3) сила тяги на крюке (по сцепке)  $F_n$ .

При расчете удобнее всего пользоваться силой тяги  $F_k$ , что ниже будет пояснено.



11. **Индикаторная сила тяги  $F_i$ .** Работа, развиваемая паром в цилиндрах паровоза или тепловоза, называется индикаторной работой, потому что за один оборот движущих колес она измеряется непосредственно по сумме площадей индикаторных диаграмм. Известно, что работа измеряется произведением действующей силы на путь, пройденный точкой приложения силы в направлении ее действия. Поэтому, если разделить работу пара во всех цилиндрах паровоза за один оборот движущих колес на путь, пройденный поршнем, т. е. на  $2l$  (двойной ход поршня), то получим среднюю суммарную силу давления пара на поршни. Но не эта сила называется индикаторной силой тяги, а сила меньшая в отношении  $\pi D:2l$ , путь же этой силы за оборот движущих колес принимается не  $2l$ , а больший в том же отношении, т. е.  $\pi D$  (окружность движущего колеса). Очевидно, от такой замены величина работы не изменится. Иначе говоря, принимается, что индикаторная работа и индикаторная мощность развиваются не в цилиндрах, а на ободах движущих колес, но без потерь в движущем механизме при этой передаче работы. Сделано это для того, чтобы путь, проходимый силой тяги, был равен пути, проходимому поездом, по аналогии с другими понятиями о силе тяги и для удобства расчетов.

Следовательно, индикаторная сила тяги  $F_i$  есть сила *фиктивная* приложенная от рельс к движущим колесам, определяемая из того условия, что ее работа за один оборот движущих колес  $F_i \pi D$  равняется работе пара или газа в цилиндрах двигателя локомотива за тот же оборот, по индикаторным диаграммам.

12. **Касательная сила тяги  $F_k$ .** Та работа, которая в действительности доходит от цилиндров до движущих колес, т. е. за вычетом работы сопротивлений в движущем и парораспределительном механизмах, называется *касательной работой* или *действительной работой на ободу движущих колес*. Сила, производящая эту работу, приложенная к ободу движущих колес, называется *касательной силой тяги* или *действительной силой тяги* или *силой тяги на ободу*.

Для паровоза  $F_k$  определяется из того условия, что ее работа за оборот движущих колес  $F_k \pi D$  равняется работе пара в цилиндрах за оборот, за вычетом работы сопротивлений в движущем и парораспределительном механизмах за тот же оборот.

Для тепловоза  $F_k$  определяется из того условия, что ее работа за оборот движущих колес  $F_k \pi D$  равняется работе газа в цилиндрах за оборот движущих колес за вычетом работы, потерянной на вспомогательные нужды (компрессор, холодильник), и работы сопротивлений в передаточном механизме.

Для электровоза  $F_k$  определяется из того условия, что ее работа за оборот движущих колес  $F_k \pi D$  равняется работе на валах моторов за тот же оборот за вычетом работы сопротивлений в передаточных механизмах от моторов к движущим осям.

Сила тяги  $F_k$ , в отличие от индикаторной, вполне реальная и всегда меньше индикаторной. На основании вышесказанного о силе тяги  $F_k$  можно написать:

$$F_k = F_i \eta_m = F_i - P_w \quad (1)$$

НБ  
УДУНТ  
(ДНТ)

где  $\eta_x$  — механический коэффициент полезного действия машины локомотива,  $P$  — вес локомотива (паровоза с тендером) в рабочем состоянии в тоннах,  $w_x$  — сопротивление машины локомотива, выраженное в килограммах на тонну веса локомотива и приведенное к ободу колеса.

Строго теоретически рассуждая, название силы  $F_k$  „действительной силой тяги на ободу“ не вполне правильно по двум причинам:

1) Та активная сила, которая передвигает локомотив (т. е. уравновешивает сопротивление поезда или дает ему поступательное ускорение), приложена не от рельс к ободам движущих колес, а от шеек движущих осей к буксам, как это было разобрано выше. Практически же, название „сила тяги на ободу“ более правильно, потому что: а) не остается сомнений во внешней природе этой силы, б) локомотив со своими колесами рассматривается как одно целое, в) показывается, что сопротивление движению движущих осей и силы инерции их преодолеваются частью силы  $F_k$  и г) дается понять, что плечо опрокидывающего момента следует считать от сцепного прибора по вертикали до головки рельса, а не до оси движущего колеса.

2) Действительная сила тяги на ободу (или на шейках движущих осей) непрерывно меняется на оборот колеса, в зависимости от положения кривошипов, как это было разобрано выше. Чтобы не вводить в расчет переменной за оборот колеса силы, мы заменяем ее такой постоянной за оборот колеса силой, чтобы работа переменной и принимаемой постоянной силы была одинакова. На точности расчетов это несколько не отражается.

Следует иметь в виду, что *индикаторная сила тяги  $F$*  есть тоже сила тяги на ободу, но название „сила тяги на ободу“ укоренилось, только за действительной силой  $F_k$ , тогда как фиктивная сила  $F_i$  называется индикаторной силой тяги без упоминания, что она приложена на ободу.

**13. Сила тяги на крюке (на сцепке)  $F_n$ .** Сила тяги  $F_n$  — внешняя по отношению к локомотиву сила, приложенная от рельс в результате работы машины локомотива и действующая на всю массу поезда, т. е. на массу локомотива и состава. Сила тяги на крюке  $F_n$  приложена к сцепке ближайшего к локомотиву вагона, является внешней силой по отношению к составу и действуют на массу только состава. Иначе говоря, работа силы тяги на ободу  $F_k$  за вычетом работы сопротивления передвижения самого локомотива, называется *работой на крюке*, а сила, производящая эту работу, — *силой тяги на крюке*. Итак, сила тяги на крюке  $F_n$  равна силе тяги на ободу  $F_k$  минус сопротивление локомотива  $Pw'$ , т. е. минус его основное сопротивление, как повозки  $Pw'_0$ , сопротивление от подъема  $Pi$  и сопротивление от кривой  $Pw'_r$ . Относя эти сопротивления к тонне всего локомотива, имеем:

$$F_n = F_k - Pw' = F_k - P(w'_0 + i + w'_r) \quad (2)$$

Подробно о сопротивлении локомотива см. в главе III, Сопротивление поезда, а сейчас обратим внимание на два обстоятельства:

1) Сила тяги на крюке  $F_n$  зависит не только от локомотива, как это имеет место в силе тяги  $F_i$  и  $F_k$ , но и от величины уклона

пути ( $i$ ) и от наличия кривой ( $w'$ ). При совершенно одинаковой работе локомотива и одинаковых  $F_i$  и  $F_k$ , на подъеме  $F_n$  будет меньше, чем на площадке (вычтется  $Pi$ ), а на спуске  $F_n$  будет больше (прибавится  $Pi$ ). В частном случае, когда локомотив идет по горизонтальному прямому пути,  $i$  и  $w'$ , равны нулю и

$$F_n = F_n^o = F_k - Pw'_o. \quad (3)$$

$F_n^o$  называется силой тяги на крюке, приведенной к прямому горизонтальному пути;  $w'_o$ —основное сопротивление локомотива (как поковки на прямой горизонтали), отнесенное к одной тонне его веса.

2) Сила тяги на крюке  $F_n$ , вообще говоря, не равна силе, действительно приложенной по сцепке между локомотивом и первым вагоном (динамометрической силе тяги). Это равенство имеет место только при равномерном движении локомотива, что пояснено в следующем параграфе. Что же касается сил тяги  $F_i$  и  $F_k$ , то равномерность или неравномерность движения локомотива не оказывают на них никакого влияния.

14. **Динамометрическая сила тяги  $F_\theta$ .** Действительная сила по сцепному прибору между локомотивом и ближайшим вагоном  $F_\theta$  непосредственно измеряемая динамометром (силометром), равна  $F_n$  только в том случае, если локомотив (поезд) движется с равномерной скоростью. Если же локомотив движется ускоренно, то  $F_\theta$  меньше  $F_n$ , так как часть работы силы  $F_k$  расходуется на повышение кинетической энергии самого локомотива и на крюк остается меньше того, что дает формула 2; при замедленном движении локомотива (без его торможения)  $F_\theta$  больше  $F_n$ , так как сила, действующая по сцепному прибору, увеличивается за счет уменьшения живой силы локомотива.

В главе V, Уравнение движения поезда, будет выведена следующая зависимость между  $F_\theta$  и  $F_n$ :

$$F_n = F_\theta + 30 \cdot PA_c \quad (4)$$

Здесь  $A_c$ —ускорение поезда (локомотива) в километрах в час за секунду.

Если движение равномерно-ускоренное или равномерно-замедленное (т. е. действующая сила—постоянная), а таковым с достаточной для целей практики точностью можно считать любое движение для малого промежутка времени (напр. полминуты), то из формулы 4 следует:

$$F_n = F_\theta + 30 \cdot P \frac{V_2 - V_1}{t_2 - t_1}, \quad (5)$$

где  $V_1$  и  $V_2$ —начальная и конечная скорости в км/ч;  $t_2 - t_1$ —промежуток времени в секундах, соответствующий изменению скорости от  $V_1$  до  $V_2$ .

Удобно замерять  $V$  через полминуты, т. е. взять  $t_2 - t_1 = 30$  сек, тогда

$$F_n = F_\theta + P (V_2 - V_1) \quad (6)$$

УДМУНТ  
(ДМУНТ)

Пример.  $P = 130 \text{ т}$ ; за  $1/2$  мин., в течение которых динамометр в среднем показывал  $8600 \text{ кг}$ , скорость поезда понизилась с  $36\frac{1}{2} \text{ км/ч}$  до  $34\frac{1}{2} \text{ км/ч}$ . Согласно формулы 6

$$F_n = 8600 + 130 (34\frac{1}{2} - 36\frac{1}{2}) = 8600 - 260 = 8340 \text{ кг.}$$

**15. Три главные последовательные превращения энергии на паровозе. Ограничения силы тяги.** Паровоз принято делить на три главные части: *котел, машину и экипаж*. Оказывается, что как раз каждая из этих частей определяет собой силу тяги паровоза, каждая из них ставит свой предел воле машиниста, управляющего паровозом.

С физической точки зрения паровоз есть преобразователь химической энергии топлива во внешнюю работу силы тяги. При своих превращениях во внешнюю механическую работу, химическая энергия топлива претерпевает три главных последовательных превращения: 1) сначала котел превращает ее (с некоторыми потерями) в тепловую и потенциально механическую энергию сжатого пара; 2) затем машина паровоза превращает эту подаваемую энергию пара (с большими потерями) во внутреннюю механическую работу и 3) одновременно экипаж при содействии рельс (внешнего тела) превращает внутреннюю механическую работу во внешнюю работу силы тяги.

Каждый из этих трех трансформаторов энергии имеет свою предельную мощность (работоспособность), свыше которой он не в состоянии переработать энергии. Следовательно, в правильно спроектированном паровозе работоспособность котла, машины и экипажа должна быть по возможности одинакова. В противном случае мощность паровоза на ободу и сила тяги его будут ограничены мощностью слабейшего трансформатора, а мощность остальных двух останется неиспользованной.

Представим себе для примера, что какой-нибудь паровоз имеет относительно большой котел, работающий на хорошем топливе, и имеет большой сцепной вес, но слабую машину, с цилиндрами малого диаметра. Тогда мощность паровоза и сила тяги его определится мощностью машины, а излишний сцепной вес паровоза пропадет даром, излишняя же мощность котла (и вес его) может быть использован только при больших скоростях, потому что машина паровоза не будет в состоянии перерабатывать всю ту энергию пара, которую в состоянии выработать котел; а экипаж мог бы превратить во внешнюю работу гораздо большее количество внутренней механической работы, чем то количество, которое в состоянии доставить ему машина.

Наоборот, если паровоз имеет слабый котел и работает на плохом топливе, то сила тяги его ограничена мощностью котла и несмотря на большие диаметры цилиндров машина будет в состоянии дать только такую силу тяги, какую позволит котел.

Далее, если паровоз имеет мощный котел и мощную машину, но относительно малый сцепной вес, то мощность котла еще может быть использована при больших скоростях (если паровоз предназначен преимущественно для больших скоростей), что же касается цилиндров, то их излишняя величина не только бесполезна, но даже

вредна (стоимость изготовления лишнего веса, его перевозки в каждом поезде, ремонта, повышенный пропуск пара, увеличение возвратно движущихся масс, большая поверхность охлаждения, работа преимущественно на чрезмерно малых, невыгодных отсечках и проч.).

Но даже в том случае, если главные размеры паровоза выбраны безупречно с точки зрения соответствия работоспособности его частей, все равно, это соответствие будет иметь место только в тех условиях работы, для которых паровоз преимущественно предназначался. Происходит это потому, что при разных условиях, главным образом в зависимости от скорости, котлу, машине и экипажу приходится работать с *разным* напряжением; например, при больших скоростях самым слабым может оказаться котел, а при малых — экипаж (сцепление) или машина.

Поэтому для определения силы тяги паровоза ( $F_i$ ,  $F_k$  или  $F_n$ ) необходимо изучить в отдельности силу тяги, которую могут дать котел, машина и экипаж паровоза и взять наименьшую при данных условиях; иначе говоря, приходится различать силу тяги по котлу, силу тяги по машине и силу тяги по сцеплению.

Не следует смешивать эту силу тяги, которую может развить каждая из трех главных частей паровоза при условии достаточной мощности остальных двух частей, с различными понятиями о силе тяги, разобранными выше. Например, можно говорить об индикаторной силе тяги по котлу: это та индикаторная сила тяги  $F_i$  (фиктивная, приложенная на ободу колес), которую мог бы развить паровоз при данной (в частном случае — предельной) работе котла в предположении, что машина и экипаж в состоянии эту силу тяги реализовать. Точно так же можно говорить, например, о касательной силе тяги по машине: это та действительная сила тяги на ободу  $F_k$ , которую могла бы развить машина паровоза, в предположении, что котел достаточно мощен для питания паром машины при этой ее работе, а экипаж (сцепной вес и проч.) — достаточен для реализации этой силы тяги.

**16. Сила тяги по машине.** Выведем формулу индикаторной силы тяги по машине в зависимости от главных размеров машины и среднего индикаторного давления.

Индикаторная сила тяги определяется из того условия (п. 11), что ее работа за один оборот движущих колес  $F_i \pi D$  равна работе пара в цилиндрах за тот же оборот.

Работа пара за один оборот движущих колес в цилиндрах машины однократного расширения при диаметре цилиндров  $d$  мм, ходе поршня  $l$  мм и в среднем индикаторном давлении  $p_i$  кг/см<sup>2</sup> равна

$$\frac{n\pi \left( d^2 - \frac{d_{м}^2 + d_{кш}^2}{2} \right) 2l \frac{p_i}{100}}{4} \text{ кг мм.}$$

Приравнявая это выражение  $F_i \pi D$ , получаем:

$$F_i = \frac{n \left( d^2 - \frac{d_{м}^2 + d_{кш}^2}{2} \right) l p_i}{200D} = \frac{n \left( d^2 - \frac{d_{м}^2 + d_{кш}^2}{2} \right) l p_i}{200D} \xi, \quad (7)$$

где  $\xi = \frac{p_i}{p_b}$  — индикаторный коэффициент

В формуле 7 (и в некоторых последующих) для соблюдения принципа стандартности измерения величин (п. 3) допущено кажущееся несоблюдение принципа размерности:  $d$  и  $D$  выражены в мм, а  $p_i$  и  $p_k$  в кг/см<sup>2</sup>. Это несоблюдение—кажущееся, так как в знаменатель введен коэффициент 100, который переводит измерение  $p_i$  и  $p_k$  в кг/мм<sup>2</sup>.

В случае машины компаунд совершенно таким же способом получаем:

$$F_i = \frac{n_s \left( d_s^2 - \frac{d_{su}^2 + d_{su}^2}{2} \right) l_s p'_i}{200D} + \frac{n_n \left( d_n^2 - \frac{d_{nu}^2 + d_{nu}^2}{2} \right) l_n p''_i}{200D}. \quad (8)$$

В этой формуле  $n_s$ ,  $d_s$ ,  $l_s$  обозначают число цилиндров высокого давления, их диаметр и их ход поршня,  $n_n$ ,  $d_n$ ,  $l_n$ —тоже для цилиндров низкого давления,  $p'_i$ —среднее индикаторное давление цилиндров высокого давления,  $p''_i$ —тоже цилиндров низкого давления,  $d_{su}$  и  $d_{nu}$  в первом слагаемом—для цилиндров высокого давления, во втором—для цилиндров ни кого давления.

Обозначая отношение суммы полезных объемов цилиндров низкого давления к сумме полезных объемов цилиндров высокого давления буквой  $m$ , т. е.

$$\frac{n_n \left( d_n^2 - \frac{d_{nu}^2 + d_{nu}^2}{2} \right) l_n}{n_s \left( d_s^2 - \frac{d_{su}^2 + d_{su}^2}{2} \right) l_s} = m, \quad (9)$$

и преобразовывая формулу 8, получаем:

$$F_i = \frac{n_n \left( d_n^2 - \frac{d_{nu}^2 + d_{nu}^2}{2} \right) l_n}{200D} \left( \frac{p'_i}{m} + p''_i \right). \quad (10)$$

Величина  $\frac{p'_i}{m} + p''_i$  является средним индикаторным давлением ренкинзированной диаграммы паровоза компаунд и обозначается через  $p_i$ . Отношение  $\frac{p_i}{p_k}$ , так же как и при однократном расширении, называется индикаторным коэффициентом и также обозначается через  $\xi$ .

В результате получаем формулу  $F_i$  для паровоза компаунд, аналогичную формуле 7.

$$F_i = \frac{n_n \left( d_n^2 - \frac{d_{nu}^2 + d_{nu}^2}{2} \right) l p_i}{200D} = \frac{n_n \left( d_n^2 - \frac{d_{nu}^2 + d_{nu}^2}{2} \right) l p_k}{200D} \cdot \xi. \quad (11)$$

Если  $l_n$  не равно  $l_s$ , то в формуле 11 под  $l$  следует подразумевать  $l_n$  (согласно формуле 10).

Формулы 7 и 11 для  $F_i$  при простой машине и машине компаунд сходны между собой. В обеих  $F_i$  зависит от двух групп переменных величин; в первую группу входят величины, постоянные для данного паровоза: число цилиндров, их диаметр, ход поршня,

диаметр движущих колес и давление пара в котле, которое считаем равным нормальному (предельному) давлению. Во вторую группу входит только одна переменная величина—индикаторный коэффициент  $\xi$ ; она переменная потому, что машинист меняет ее регулятором и переводным винтом, а независимо от воли машиниста она меняется с изменением скорости паровоза. Поэтому формулы 7 и 11 удобно представить в следующем простом виде:

$$F_i = M\xi, \quad (12)$$

где:

$$M = \frac{n \left( d^2 - \frac{d_{iu}^2 + d_{xu}^2}{2} \right) l p_k}{200D} \cong 0,97 \frac{n d^2 l p_k}{200D} \quad (13)$$

для паровозов с простой машиной, и

$$M = \frac{n_n \left( d_n^2 - \frac{d_{iu}^2 + d_{xu}^2}{2} \right) l p_k}{200D} \cong 0,97 \frac{n_n d_n^2 l p_k}{200D} \quad (14)$$

для паровозов компаунд.

Коэффициент 0,97 с точностью до 1% учитывает влияние штока и контрштока и позволяет значительно упростить формулы. Величина  $M$  называется модулем машины паровоза. Из формулы 12 следует, что физически модуль  $M$  есть та индикаторная сила тяги  $F_i$ , которая была бы при  $\xi=1$ , т. е. при  $p_i=p_k$ .

Подставляя  $F_i$  из формулы 12 в формулы 1, 2 и 3, получаем:

$$F_k = F_i \eta_m = F_i - P w_m = M \xi \eta_m = M \xi - P w_m \quad (15)$$

$$\begin{aligned} F_n &= F_k - P w' = M \xi \eta_m - P w' = M \xi \eta_m - P (w'_0 + i - w'_r) = \\ &= M \xi - P (w' + w_m) = M \xi - P (w'_0 + i + w'_r + w_m), \end{aligned} \quad (16)$$

$$F_n^0 = F_k - P w'_0 = M \xi \eta_m - P w'_0 = M \xi - P (w'_0 + w_m). \quad (17)$$

Разберем переменные величины, входящие в формулы 12, 15, 16 и 17.

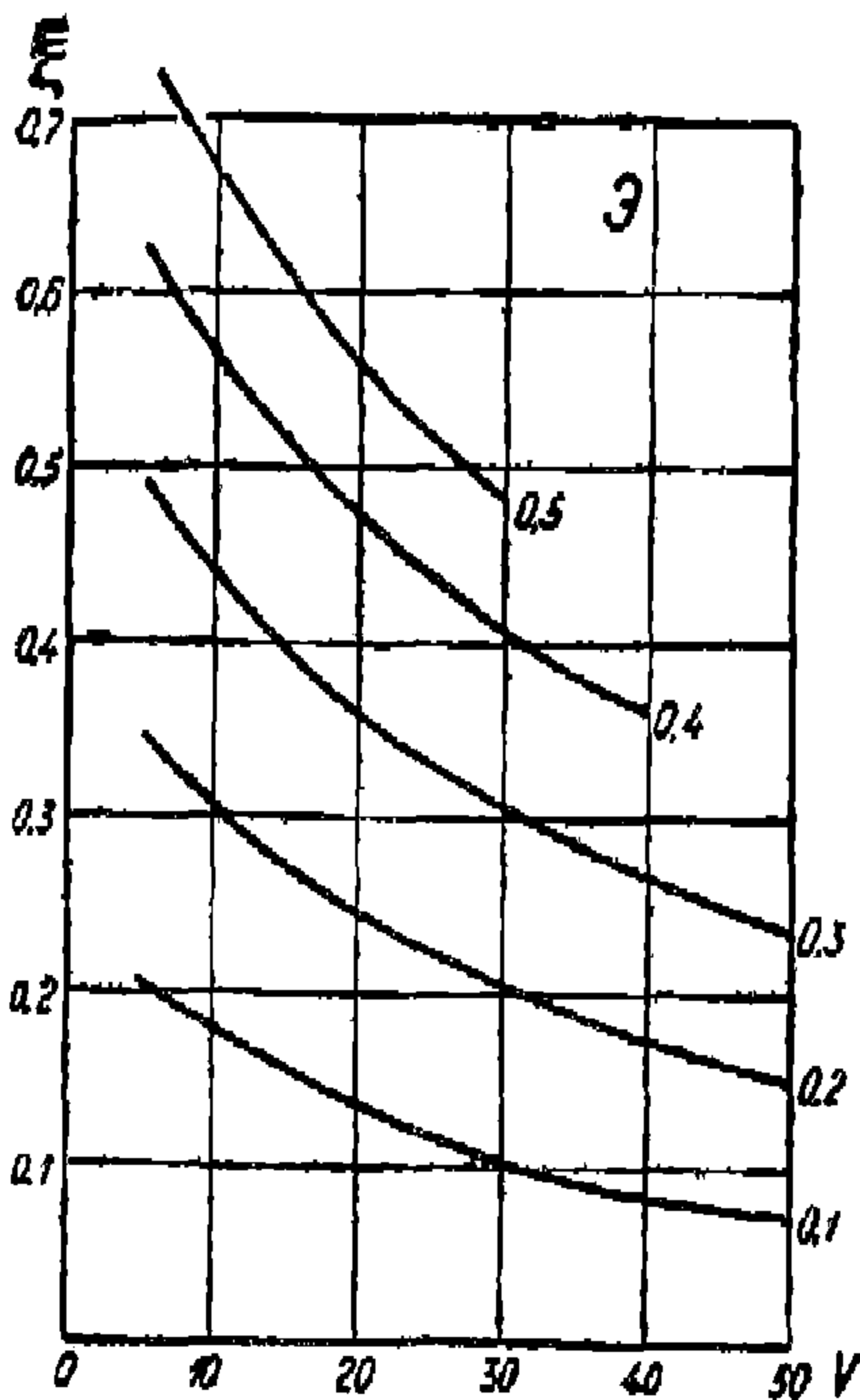
Индикаторный коэффициент  $\xi$  для паровозов данной серии зависит от трех основных величин: скорости паровоза ( $V$ ), отсечки ( $\varepsilon$  или  $\varepsilon_n$ ) и степени открытия регулятора ( $q$ ), т. е.

$$\xi = f(V, \varepsilon, q).$$

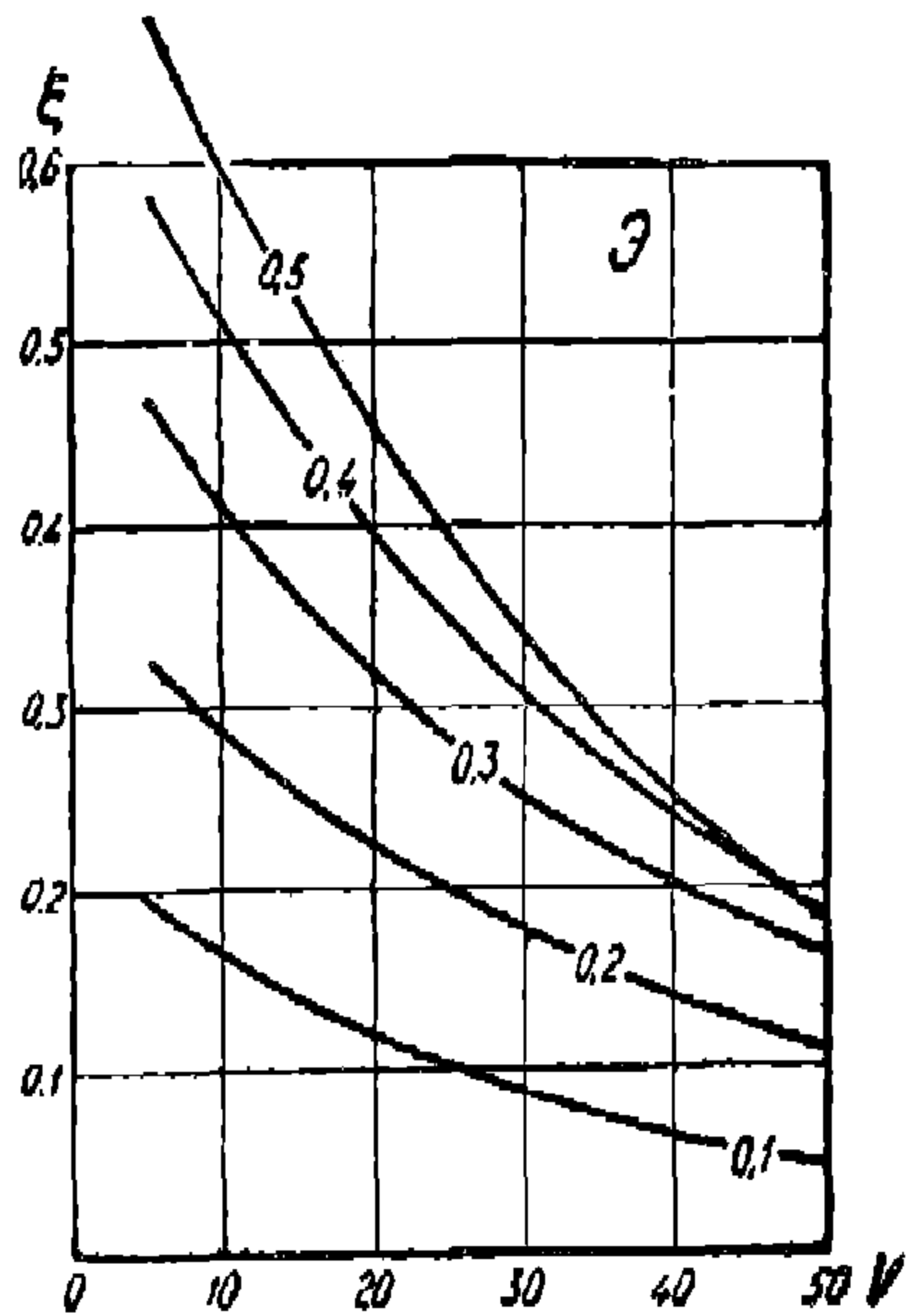
На фиг. 5, 6, 7 и 8 для примера представлена эта зависимость для паровоза 0—5—0 серии Э по опытам 1916 г. На фиг. 5, 6, 7 цифры на кривых означают отсечки  $\varepsilon$ , а на фиг. 8—скорость  $V$ . Определение этих зависимостей опытным путем изложено в главе VI.

Падение индикаторного коэффициента с увеличением скорости паровоза при постоянных  $\varepsilon$  и  $q$  является следствием увеличения сопротивления прохождению пара по пути его от регулятора до конуса и уменьшения вследствие этого площади индикаторной диаграммы. Практически, увеличение индикаторного коэффициента (и, следовательно, силы тяги) с уменьшением скорости при неизменных  $\varepsilon$  и  $q$ , т. е. помимо воли машиниста, является достоинством паровоза по

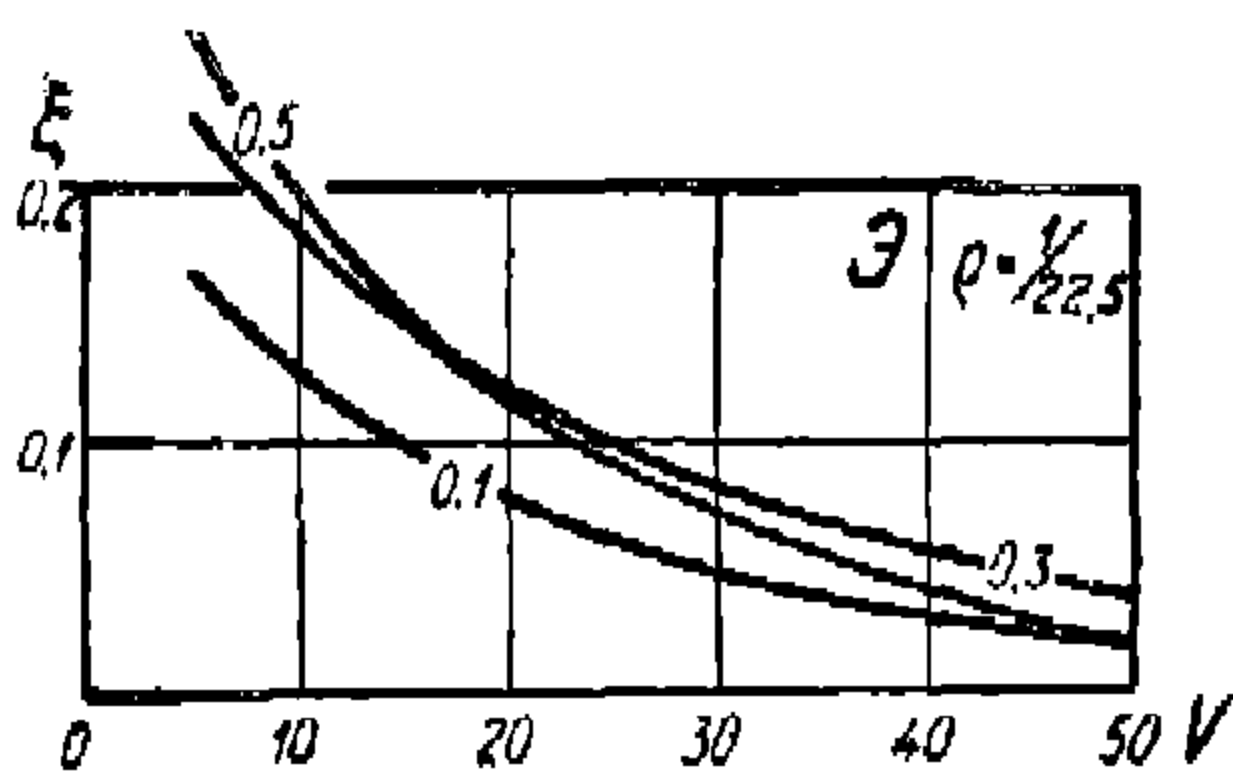
сравнению с другими локомотивами, так как дает некоторую автоматическую саморегулируемость работы паровоза: при увеличении сопротивления поезда (вход в кривую, на более крутой подъем и т. п.) скорость поезда уменьшается до тех пор, пока возросшая сила



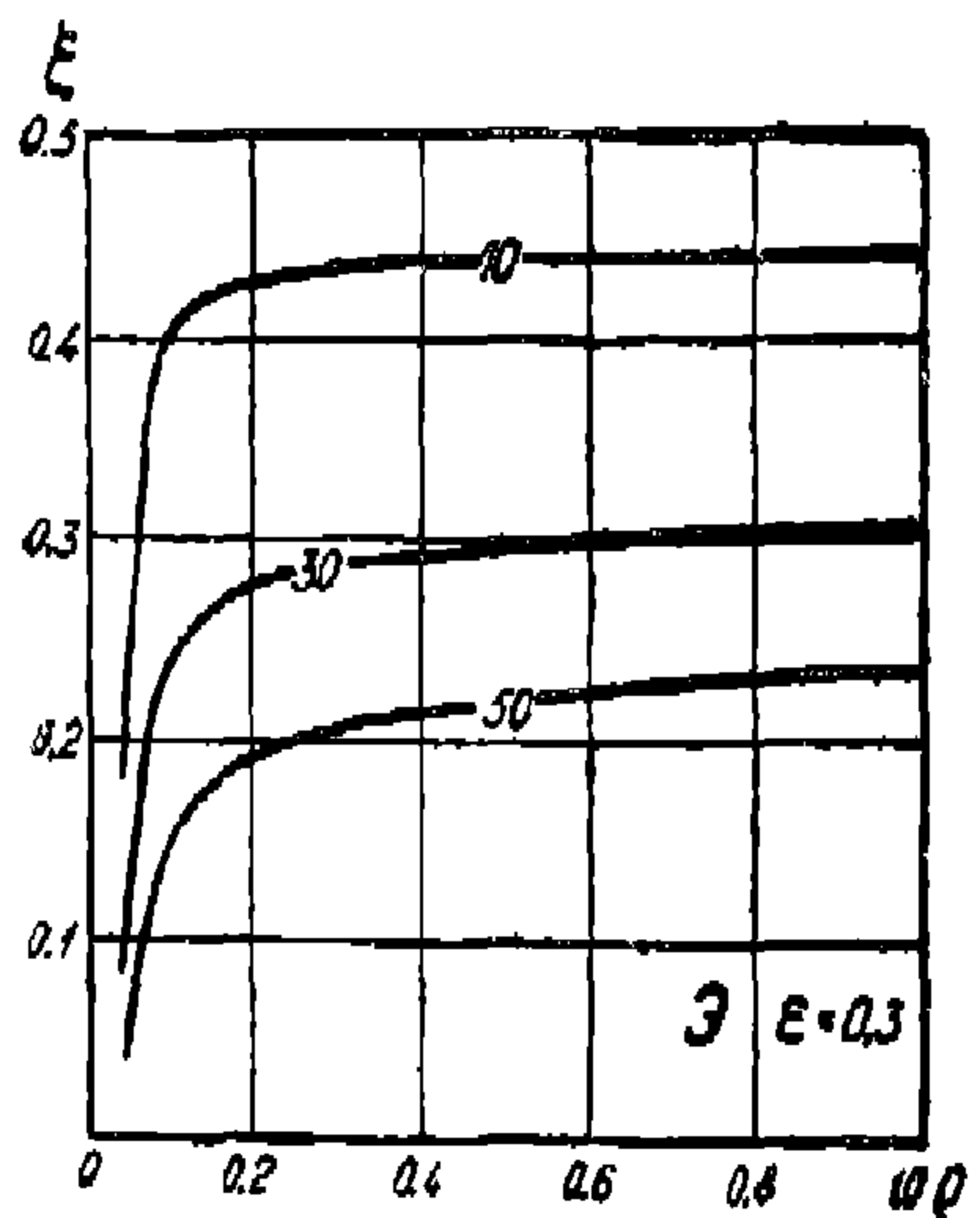
Фиг. 5. Паровоз Э;  $\xi = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1$ .



Фиг. 6. Паровоз Э;  $\xi = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1/8,5$ .



Фиг. 7. Паровоз Э;  $\xi = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1/22,5$ .

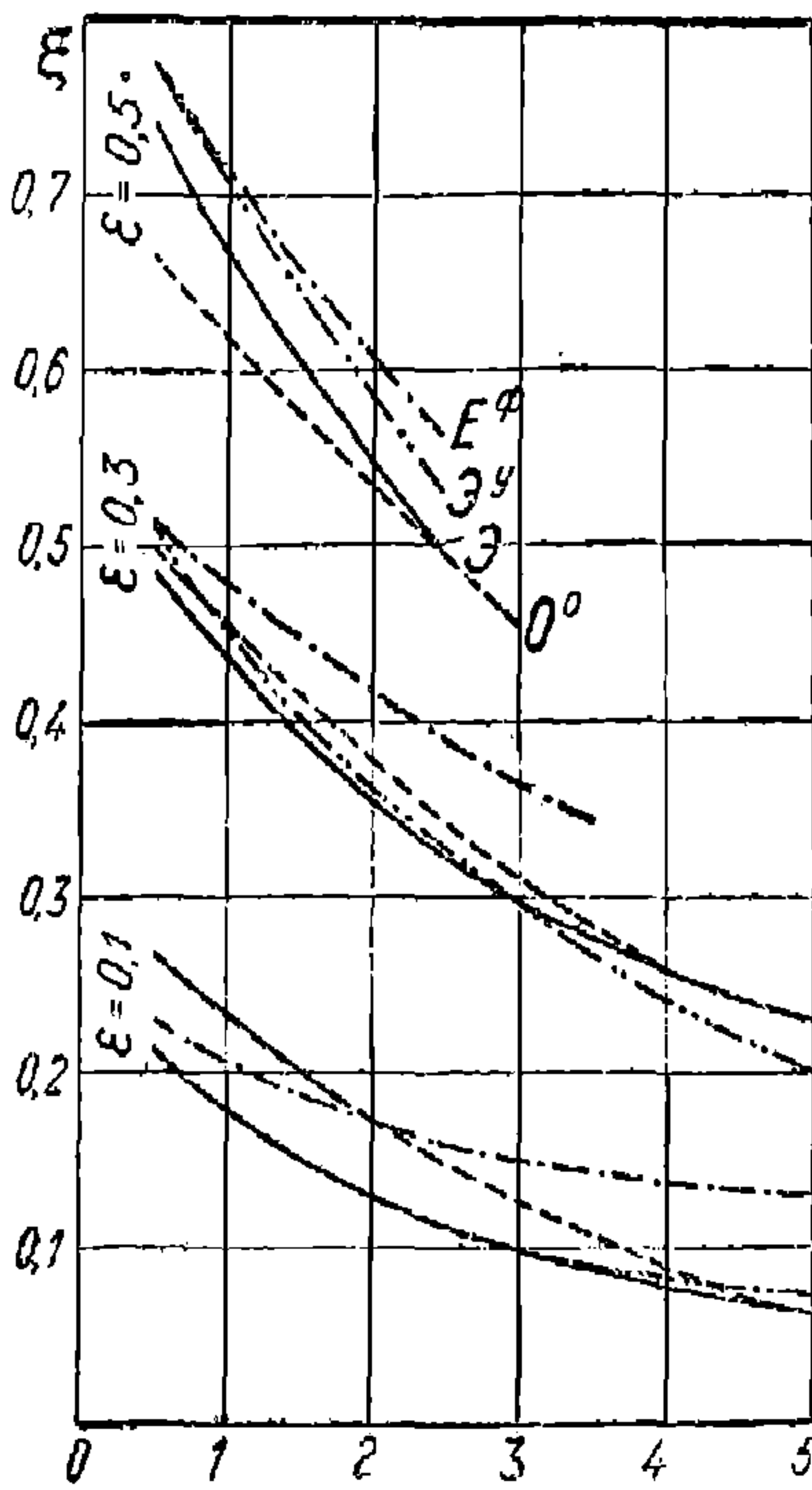


Фиг. 8. Паровоз Э;  $\xi = f(\rho, V)$  при  $\epsilon = 0,3$ .

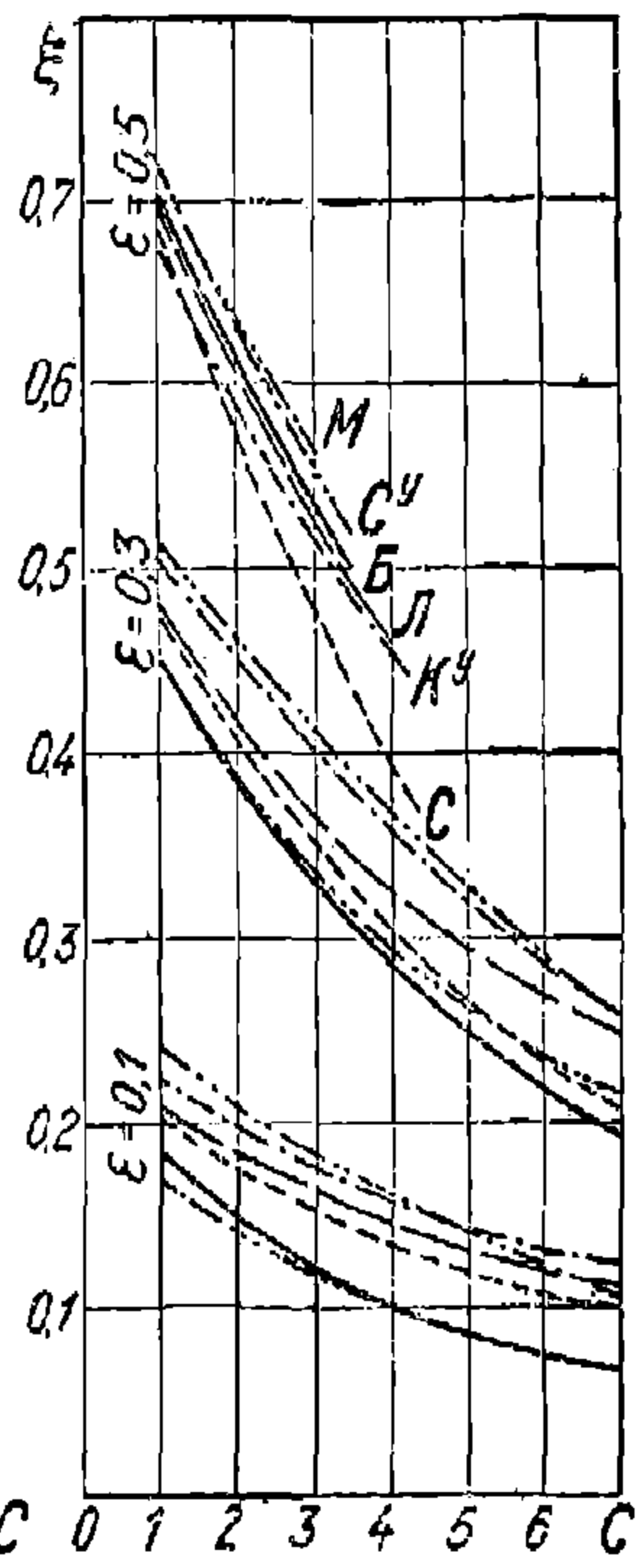
тяги не покрывает увеличившегося сопротивления. Следует еще отметить, что с уменьшением открытия регулятора влияние отсечки на  $\xi$  уменьшается, особенно при больших скоростях.

Кроме основных факторов: скорости, отсечки и открытия регулятора, на индикаторный коэффициент паровозов данной серии влияют несколько мелких второстепенных факторов, напр. степень

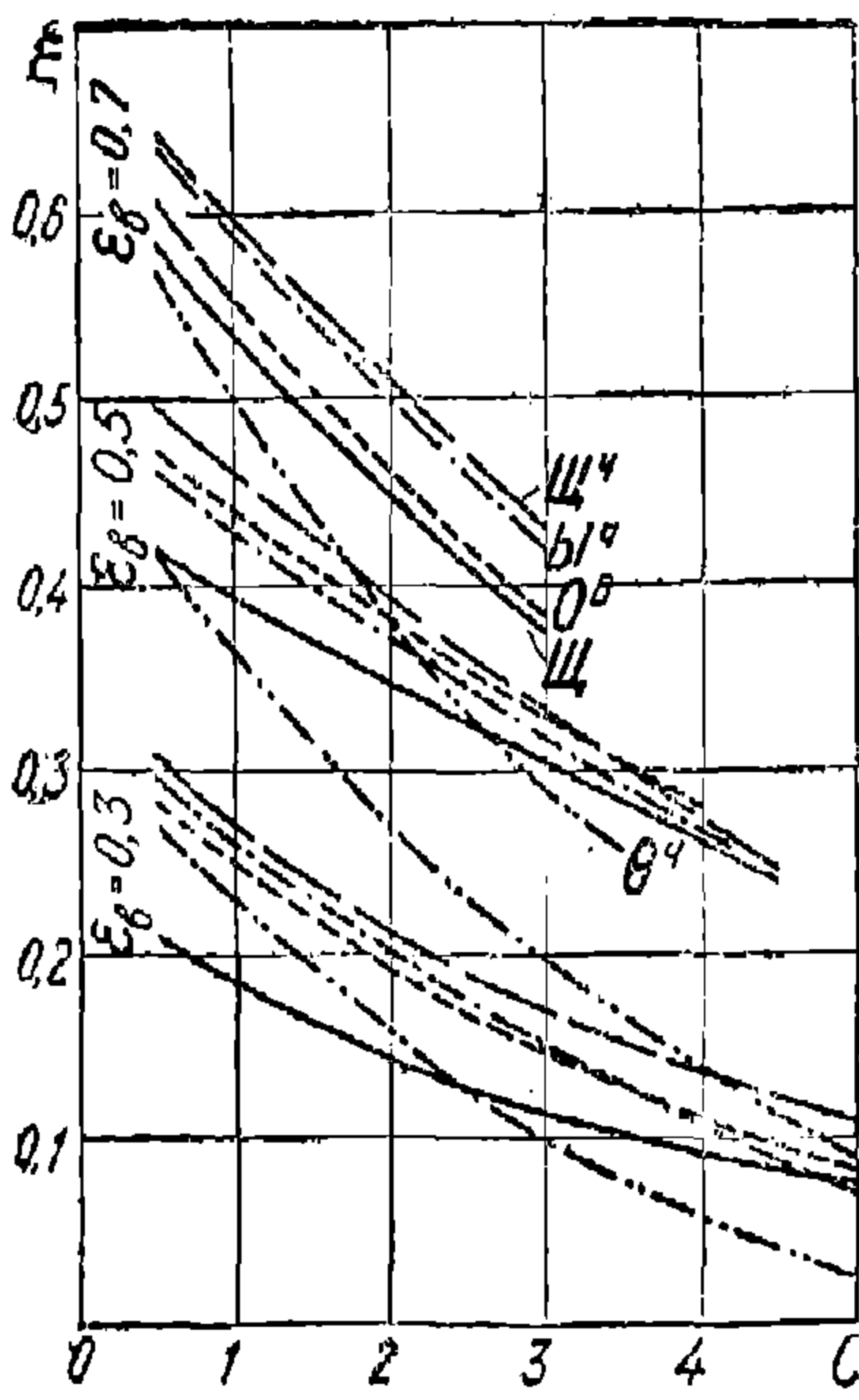




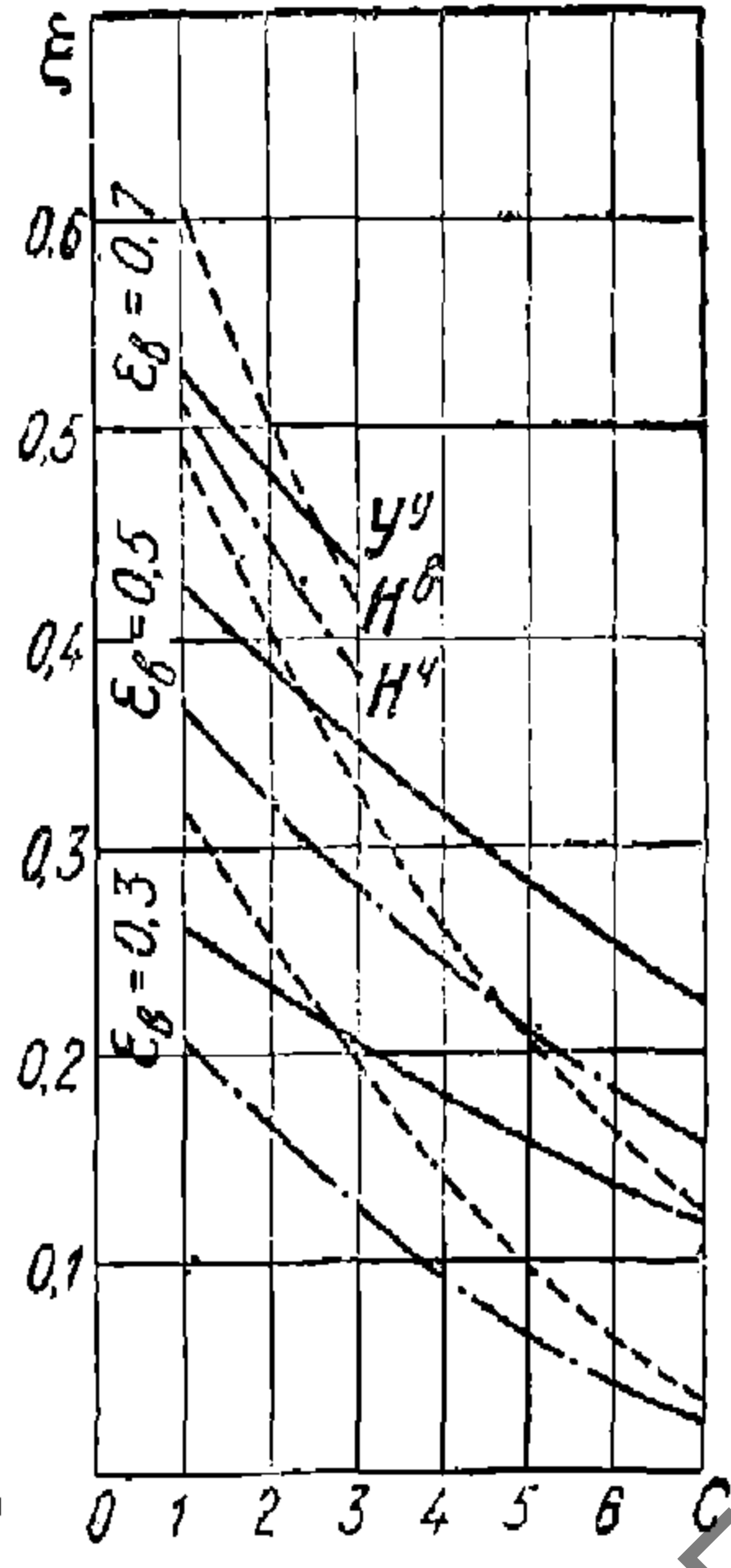
Фиг. 9. Товарные паровозы однократного расширения;  $\xi = f(c, \epsilon)$  при  $\rho = 1$ .



Фиг. 10. Пассажирские паровозы однократного расширения;  $\xi = f(c, \epsilon)$  при  $\rho = 1$ .



Фиг. 11. Товарные паровозы компаунд;  $\xi = f(c, \epsilon)$  при  $\rho = 1$ .



Фиг. 12. Пассажирские паровозы компаунд;  $\xi = f(c, \epsilon)$  при  $\rho = 1$ .

УДМУНТ  
(ДИПТ)

пропуска пара через золотники и поршни, высота воды в стекле, отражающаяся на влажности или температуре перегрева пара, и т. п., но влияние этих факторов незначительно (при вполне удовлетворительном состоянии паровоза). Несколько больше влияет положение *груши конуса*; если конус переменный, в этом случае  $\xi$  обычно определяется при спущенном конусе или при подтянутом не более 0,3 хода указателя.

На фиг. 9—12 представлена зависимость  $\xi$  от отсечки ( $\sigma$  или  $e$ ) и средней скорости поршня  $c$  (м/с) при вполне открытом регуляторе ( $\rho = 1$ ) для 18 серий паровозов СССР по опытам 1913—1928 г. Для перевода с м/с в  $V$  км/ч и обратно служит формула:

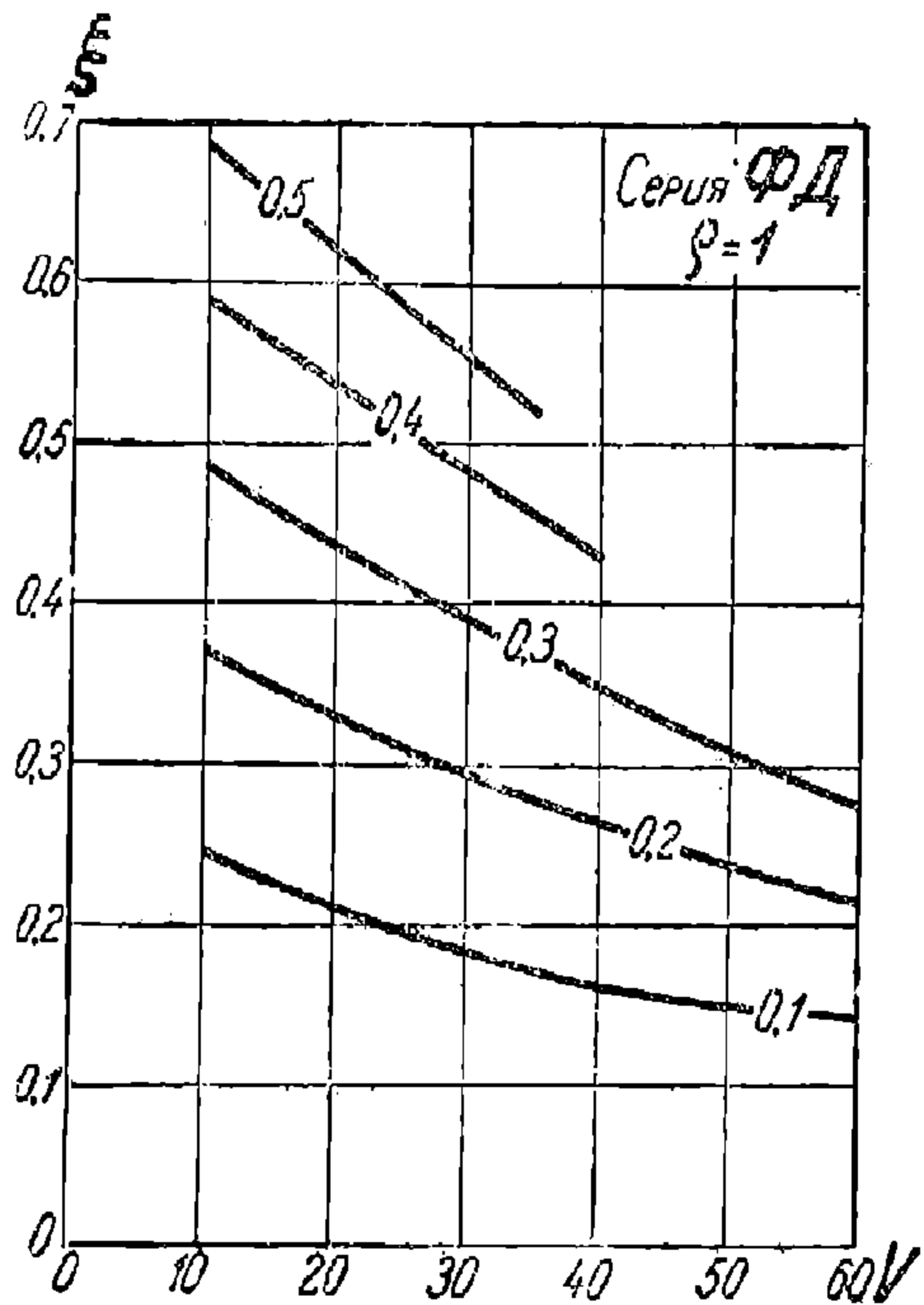
$$V = 5,65 \frac{D}{l} c \quad (18)$$

На фиг. 13 представлено  $\xi = f(V, \sigma)$  при  $\rho = 1$  для паровоза 1—5—1 серии ФД по опытам 1932 г.

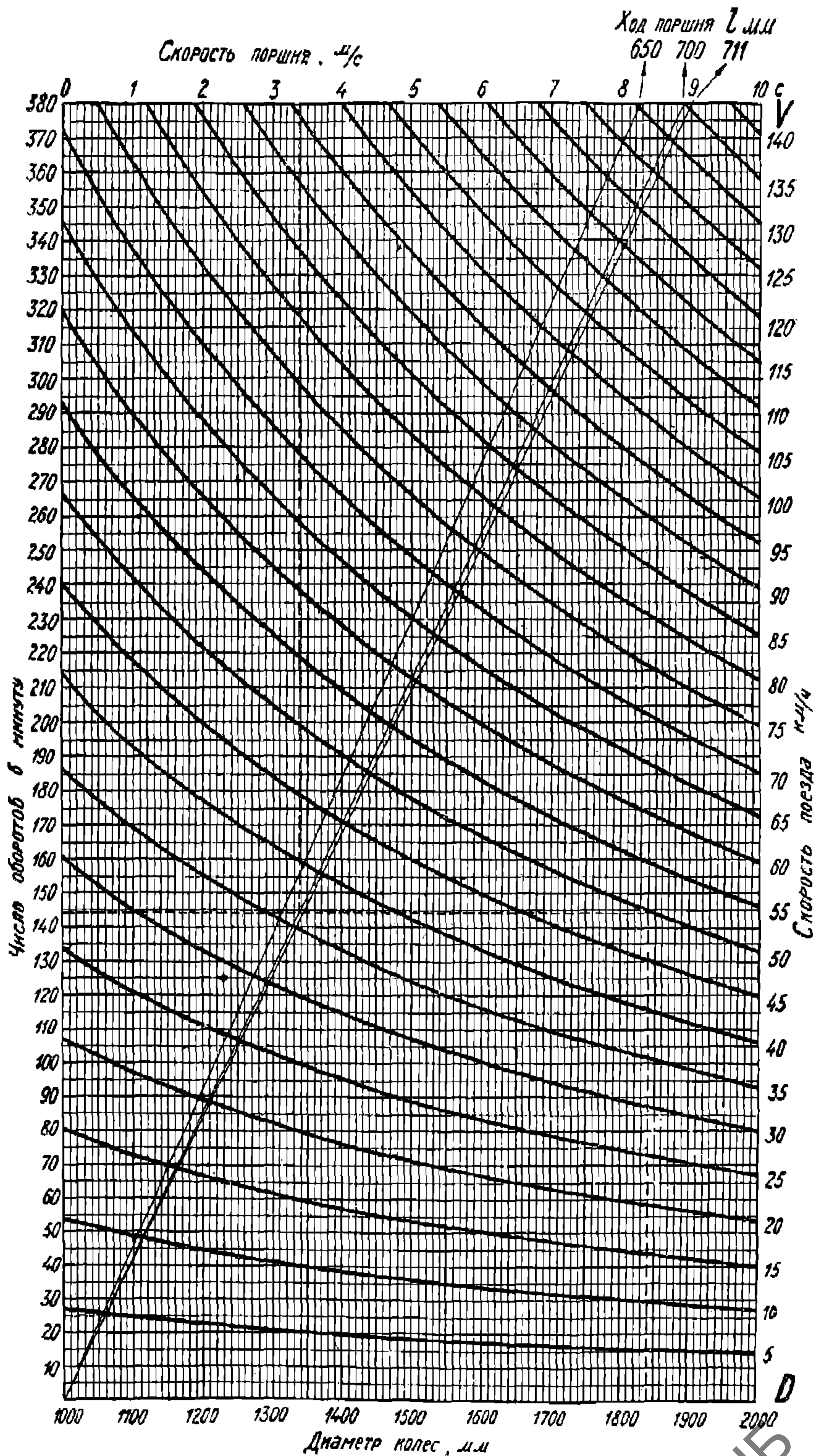
График фиг. 14 дает зависимости между средней скоростью поршня  $c$  м/с, скоростью паровоза  $V$  км/ч, диаметром движущих колес  $D$  мм и ходом поршня  $l$  мм. Пример пользования графиком: дано  $D = 1840$ ,  $V = 50$ ,  $l = 700$ . Находим:  $n = 144$  об/мин.,  $c = 3,37$  м/с. На графике проведены линии только для трех  $l$ : 650, 700 и 711. Для любого другого  $l$  (например 710) легко провести соответствующую линию (прямую) через две точки: 1) начало координат числа оборотов и средней скорости поршня (нижний левый угол) и 2) пересечение абсциссы 300 с ординатой  $c$ , равной  $l$ , деленному на 100: для  $l = 770$  эта вторая точка лежит на пересечении абсциссы 300 об/мин. с ординатой 7,7 м/с.

Разница в  $\xi$  разных серий паровозов при одинаковых средних скоростях поршня объясняется неодинаковым сопротивлением проходу пара от котла до конуса (площадь сечения прохода пара через регулятор, длина и диаметр труб, объем золотниковой коробки, открытие окон, диаметр конуса и проч.).

Хотя и желательно иметь возможно более высокий индикаторный коэффициент  $\xi$ , так как высокий  $\xi$  позволяет иметь меньший диаметр цилиндра и несколько улучшает использование пара, но высокий и полого падающий  $\xi$  имеет свои практические отрицательные стороны (увеличивает пропуск пара через золотники, если он получен за счет увеличения диаметра золотников; усиливает боксование паровоза, п. 17). Поэтому высокий индикаторный коэффициент еще не является сам по себе существенным достоинством паровоза.



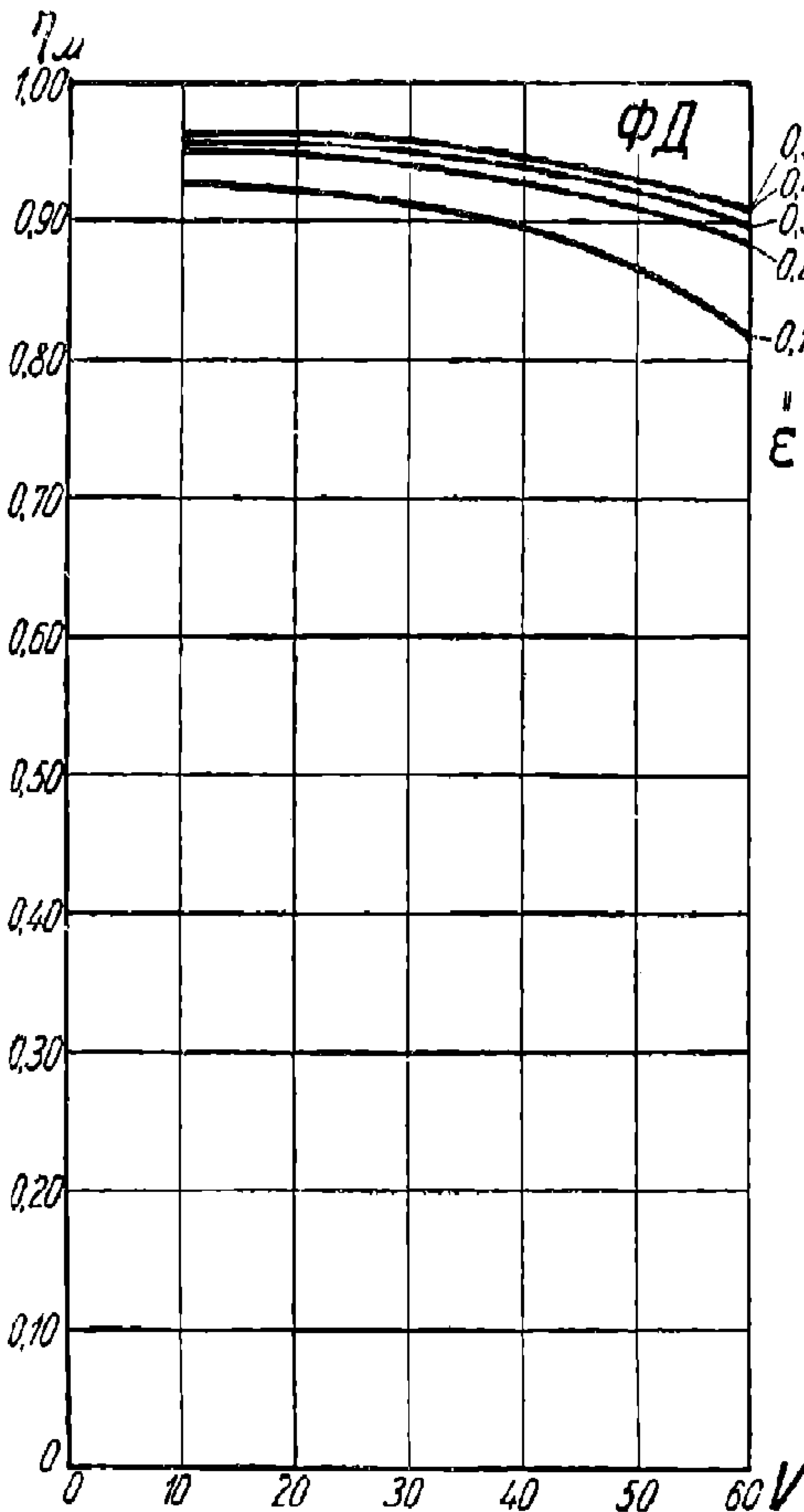
13. Паровоз ФД;  $\xi = f(V, \sigma)$  при  $\rho = 1$ .



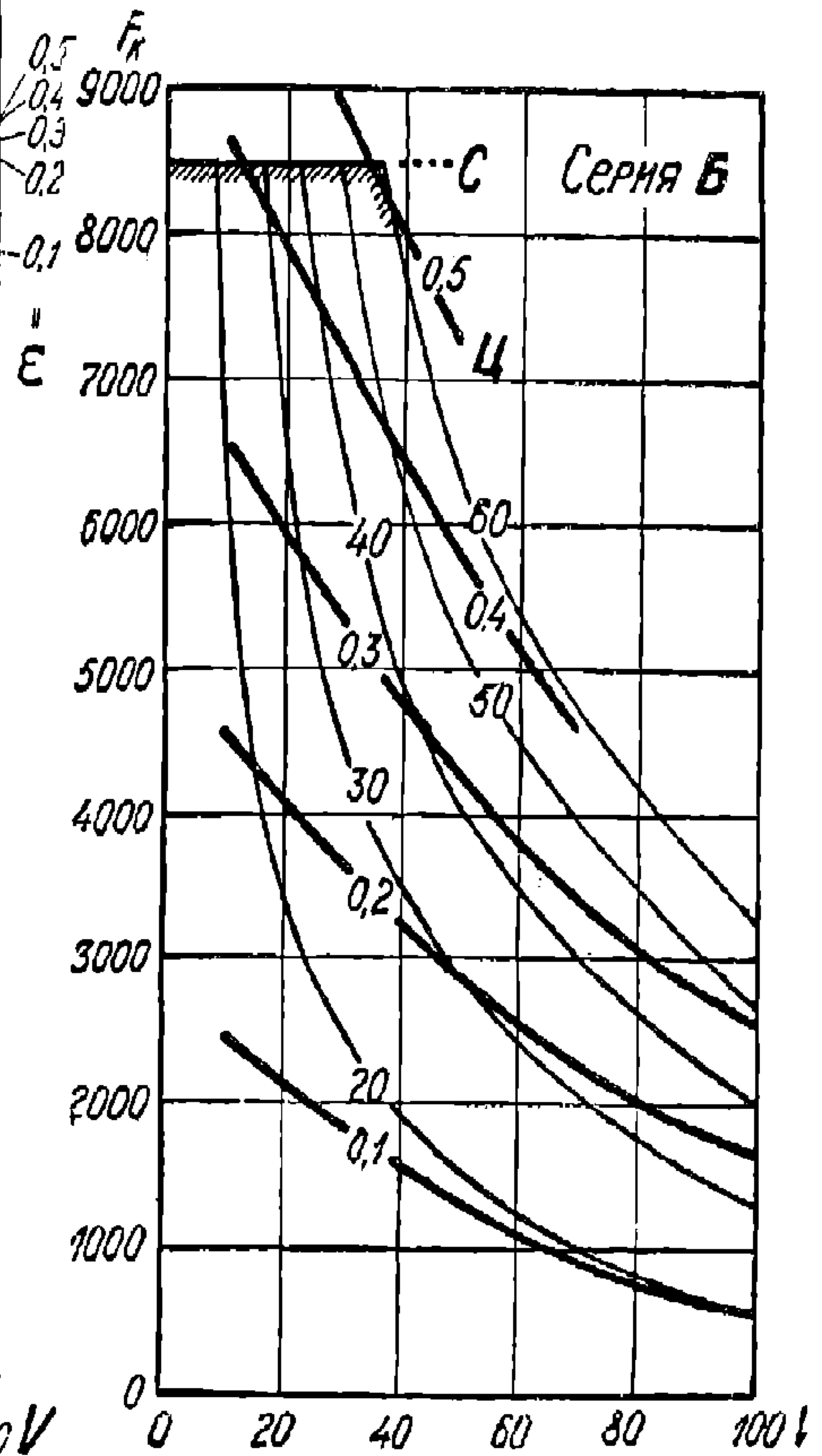
Фиг. 14. Графическая зависимость между диаметром колеса, скоростью поезда, числом оборотов в минуту, ходом поршня и средней скоростью поршня.

УДМУНТ  
(ДИТ)

Механический коэффициент полезного действия машины паровоза  $\eta_m$ , равный отношению  $F_k$  к  $F_i$ , также зависит от  $V$ ,  $\varepsilon$  и  $\varrho$  и определяется непосредственным делением значений  $F_k$  на значения  $F_i$ . При малых скоростях ( $V = 10 - 20$  км/ч) и больших  $\varepsilon$  и  $\varrho$ ,  $\eta_m$  равен примерно 0,95 и уменьшается с увеличением  $V$  и с уменьшением  $\varepsilon$  и  $\varrho$ . На фиг. 15 для примера представлен  $\eta_m = f(V, \varepsilon)$  при  $\varrho = 1$  для паровоза ФД по опытам 1932 г.



Фиг. 15. Паровоз ФД;  $\eta_m = f(V, \varepsilon)$  при  $\varrho = 1$ .

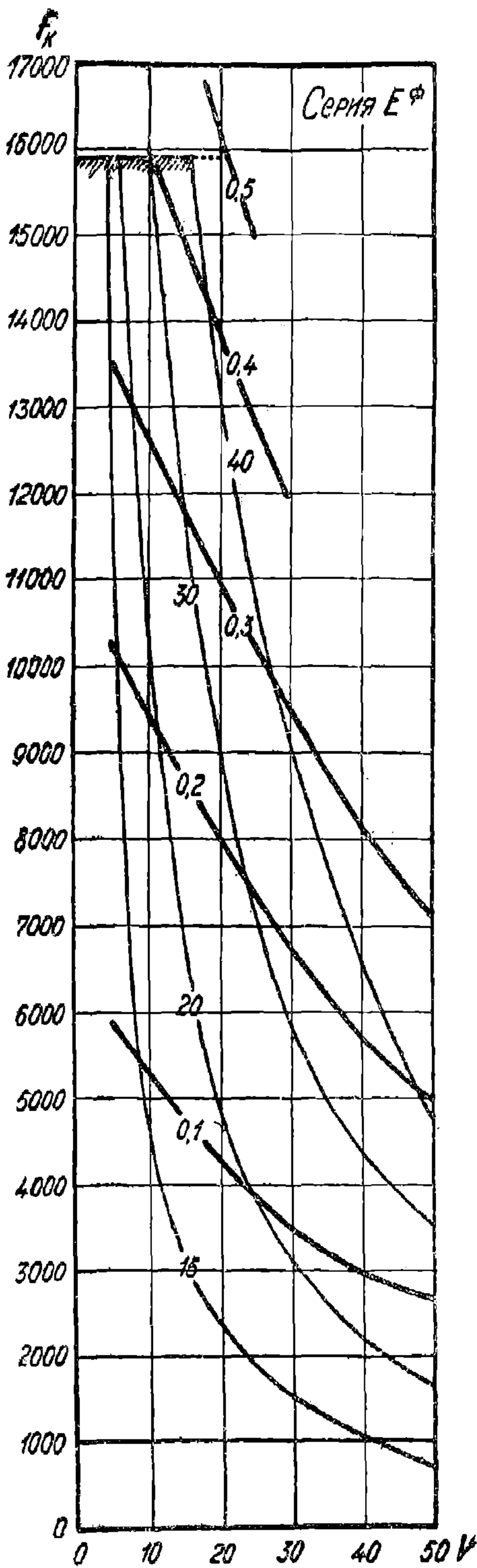


Фиг. 16. Паровоз Б;  $F_n = f(V, \varepsilon)$  при  $\varrho = 1$  и  $F_k = f(V, z_m)$ .

Сопротивление паровоза как повозки на прямой горизонтали  $w'_0$  (п. 34) для паровозов данной серии практически зависит только от  $V$ .

Видим, что все величины, входящие в формулы  $F_i$  (12),  $F_k$  (15) и  $F_n^0$  (17),—либо постоянные, либо зависят от  $V$ ,  $\varepsilon$  и  $\varrho$ , а в формулу  $F_n$  входят еще величины  $i$  и  $w'_r$ , зависящие от крутизны уклона (п. 37) и наличия и радиуса кривой (п. 38). Следовательно, сила тяги по машине  $F_i$ ,  $F_k$  и  $F_n^0$  зависит от  $V$ ,  $\varepsilon$  и  $\varrho$ , а  $F_n$ , кроме того, еще от крутизны уклона и наличия и крутизны кривой.

Любой расчет с совершенно одинаковой точностью можно сделать, пользуясь любым из понятий о силе тяги ( $F_i$ ,  $F_k$  или  $F_n^0$ ), но

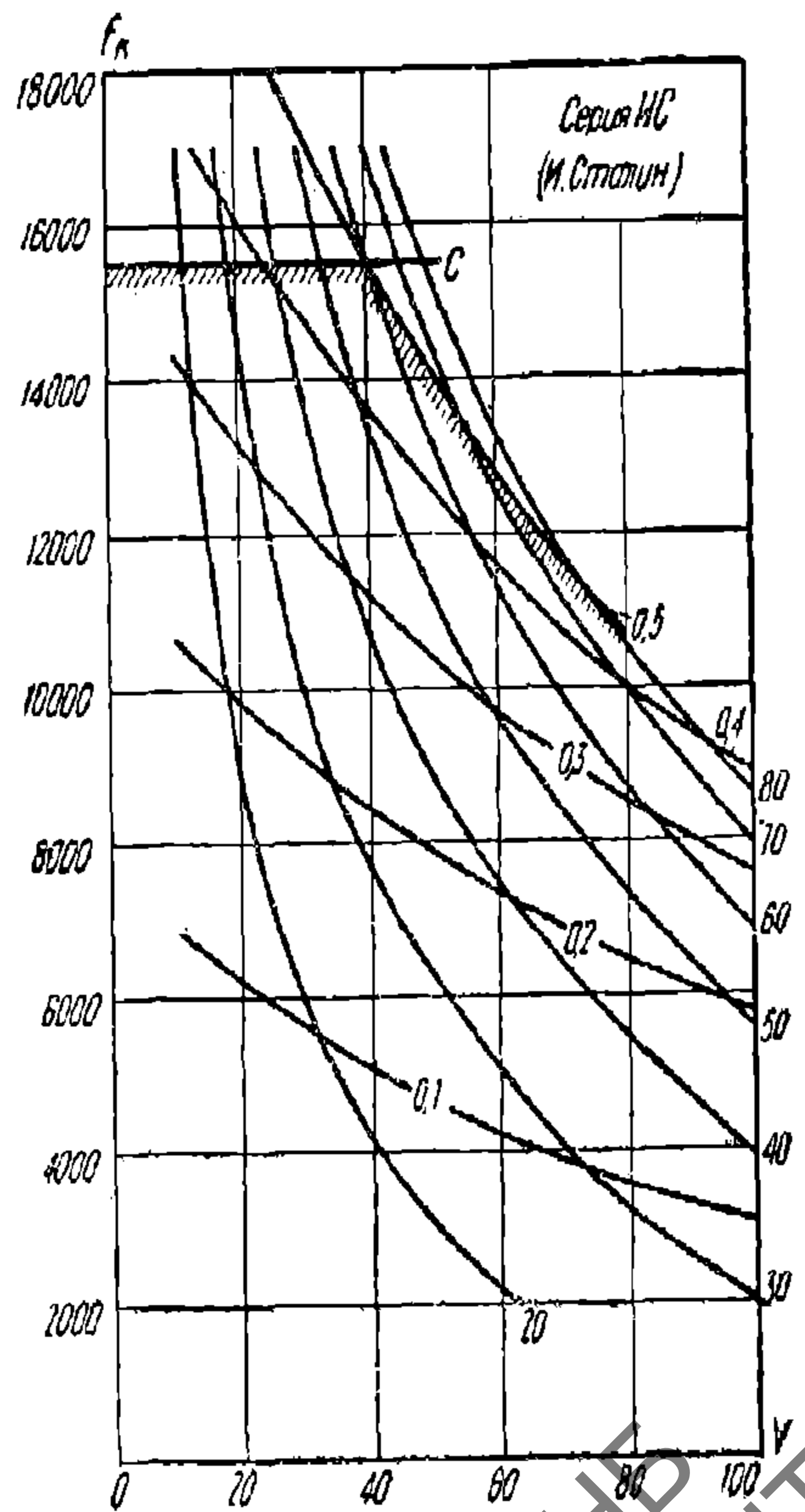


Фиг. 17. Паровоз Еφ;  $F_k = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1$  и  $F_k = f(V, z_m)$ .

так как на практике удобнее и проще всего пользоваться силой тяги  $F_k$ , то в дальнейшем приводятся данные только для  $F_k$ .

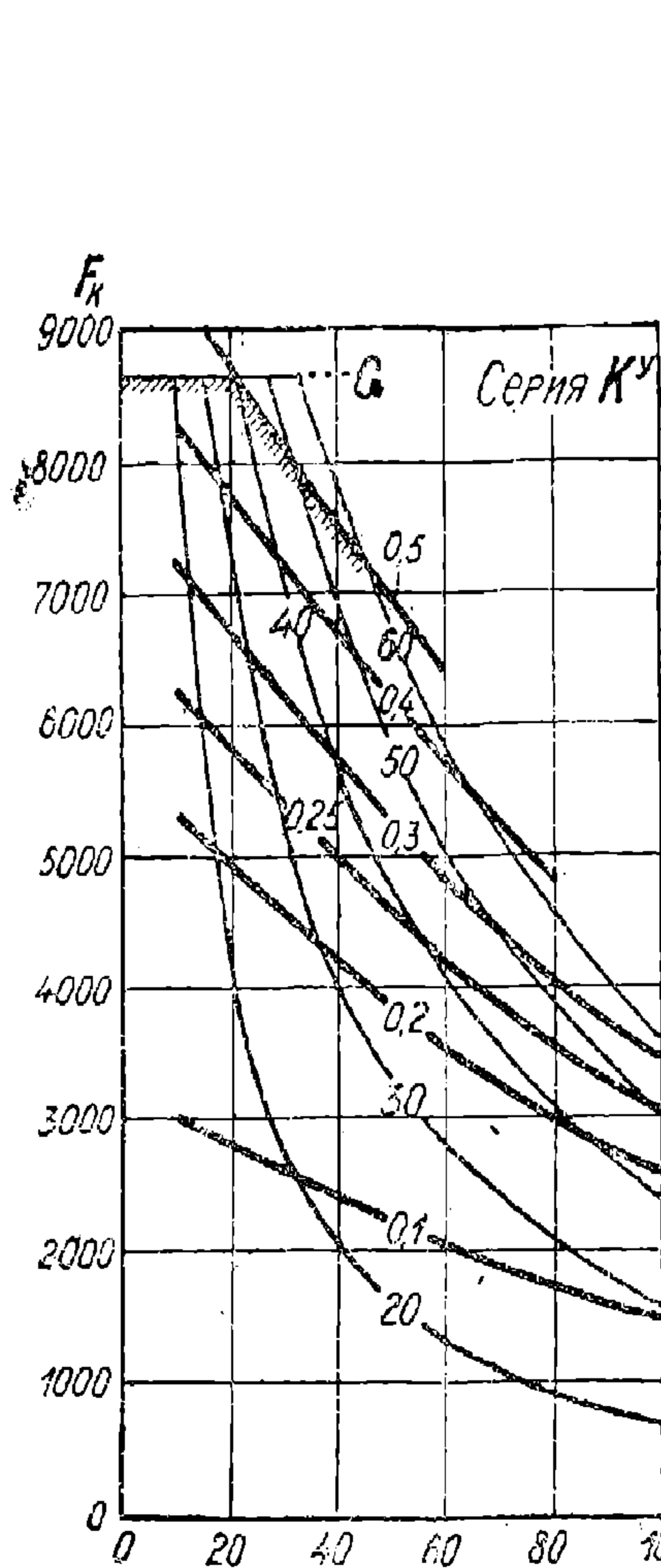
На фиг. 16—35 представлены кривые  $F_k = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1$  для 20 серий паровозов СССР. Кривые обозначены цифрами 0,1, 0,2,...,0,7, каковые цифры обозначают  $\epsilon$  или  $\epsilon_s$ . Получены специально поставленными опытами Конторой опытов над типами паровозов б. М. П. С. (до 1917 г.), б. Научно-техническим комитетом НКПС (до 1929 г.) и Институтом Реконструкции Тяги НКПС (после 1929 г.).

Кроме кривых  $F_k = f(V, \epsilon)$  на фиг. 16—35 изображены и другие кривые  $F_k$ , объясненные в следующих параграфах.

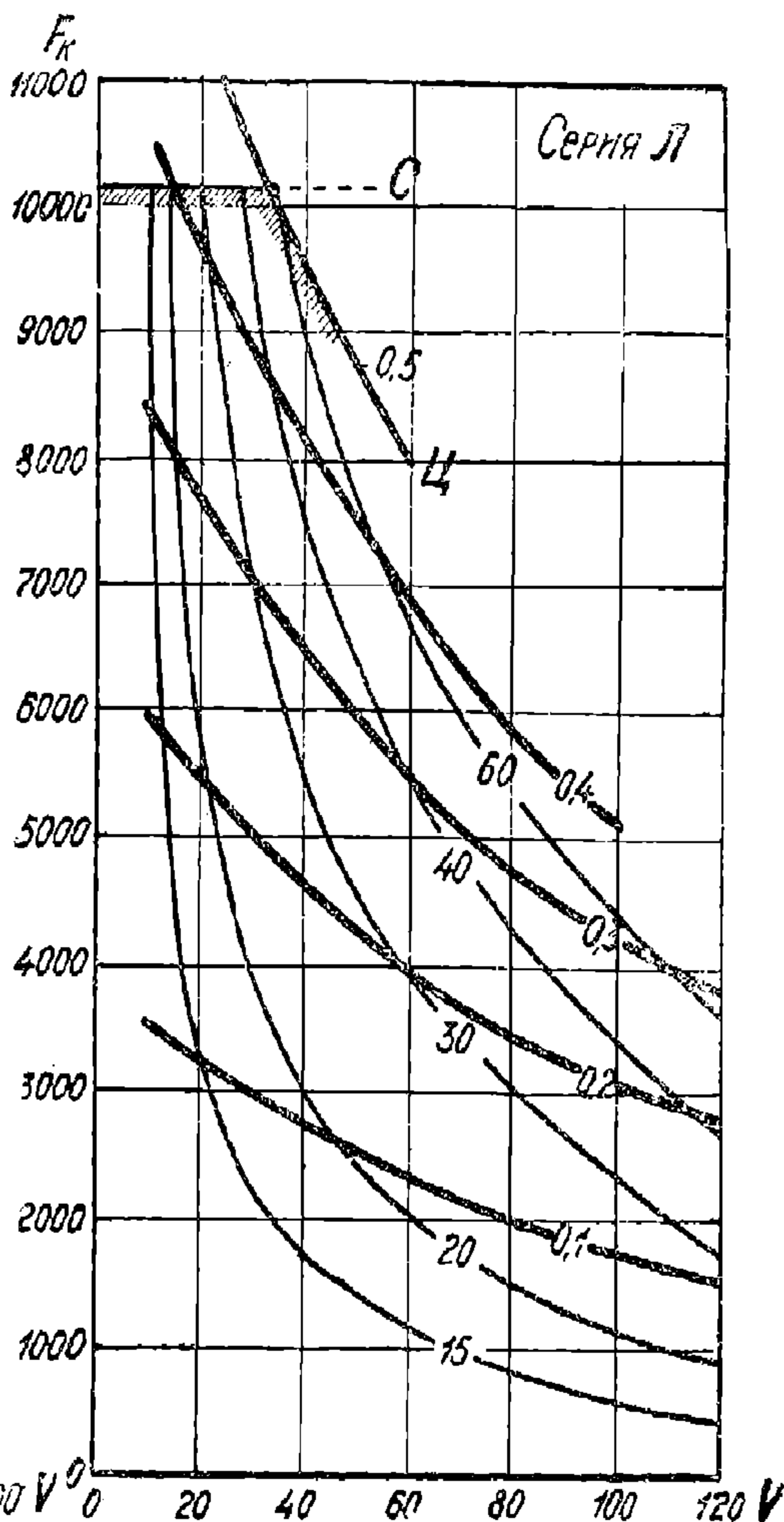


Фиг. 18. Паровоз ИС;  $F_k = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1$  и  $F_k = f(V, z_m)$ .

До 1931 г. наибольшей расчетной проездной отсечкой принималось  $\varepsilon=0,5$  для машин однократного расширения и  $\varepsilon_s=0,7$  для машин компаунд, поэтому кривые, обозначенные соответственно 0,5 и 0,7, отштрихованы как расчетные ограничения силы тяги по машине и обозначены буквами Ц (от слова цилиндр). В 1931/1932 гг. наибольшие расчетные проездные отсечки повышены



Фиг. 19. Паровоз К<sup>у</sup>;  $F_k = f(V, \varepsilon)$  при  $\rho = 1$  и  $F_k = f(V, z_m)$ .

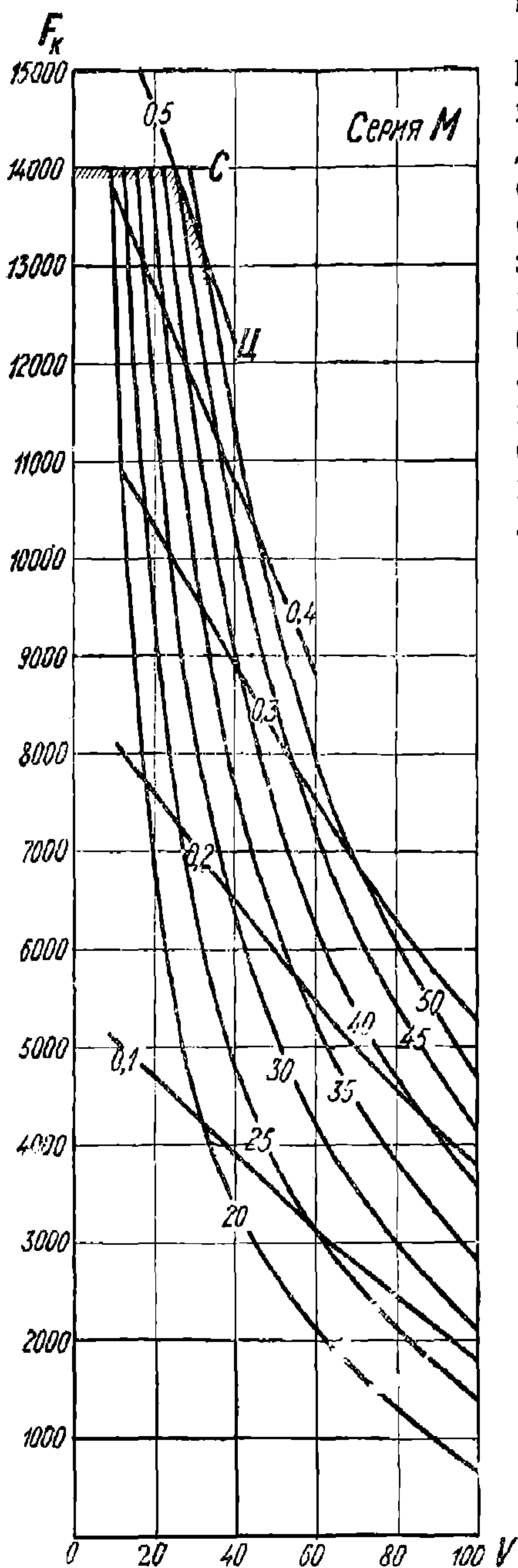


Фиг. 20. Паровоз Л;  $F_k = f(V, \varepsilon)$  при  $\rho = 1$  и  $F_k = f(V, z_m)$ .

до  $\varepsilon=0,55$  и  $\varepsilon_s=0,75$ . Кривые для этих отсечек ( $\varepsilon=0,55$  и  $\varepsilon_s=0,75$ ) и являются в настоящее время расчетными ограничениями силы тяги по машине для паровозов. Недостающие кривые для больших отсечек могут быть легко построены графической интерполяцией (п. 21)

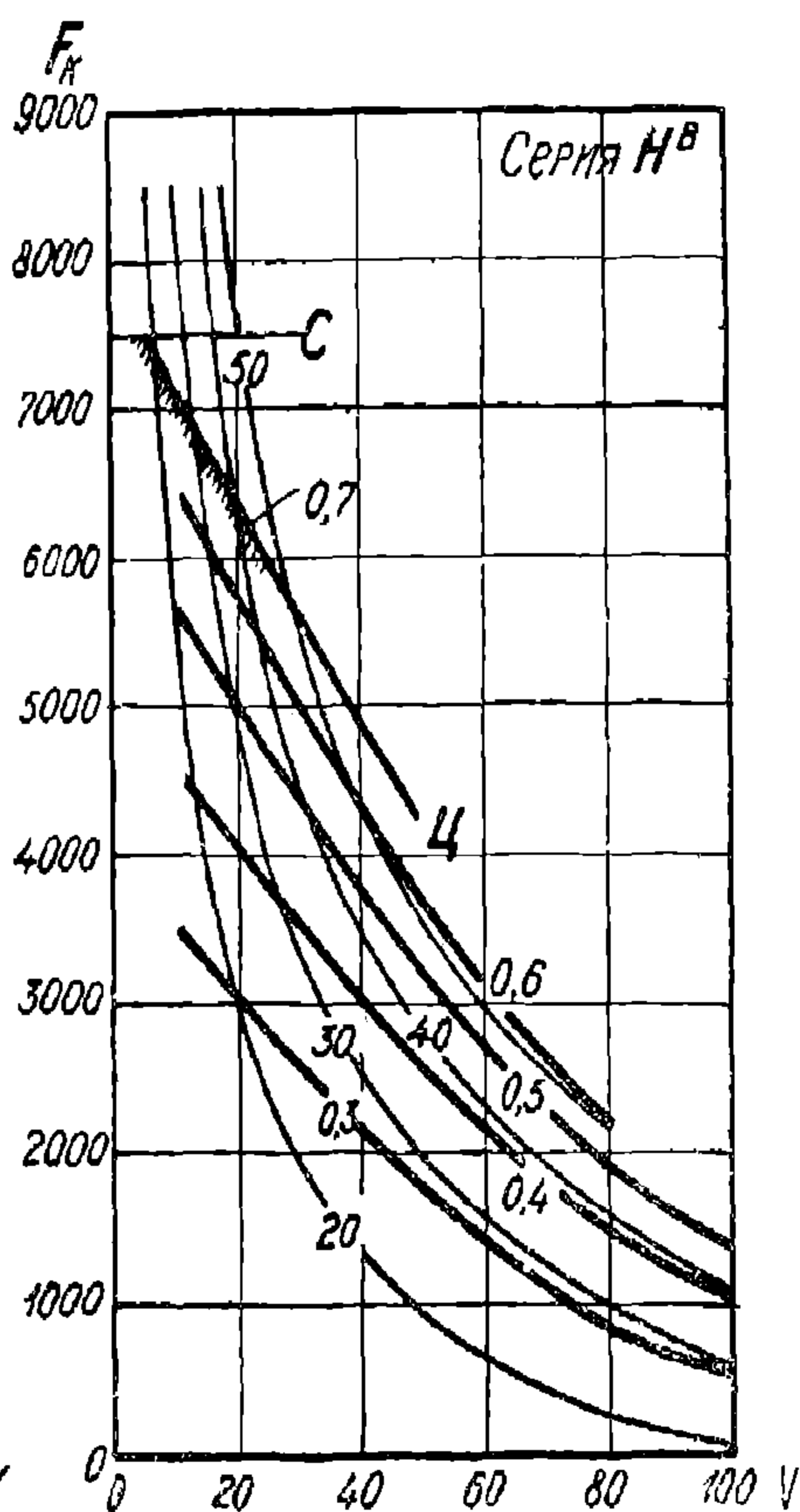
Вследствие не вполне точной разбивки рейки переводного винта, неточностей парораспределения и проч., постановка указателя гайки переводного винта на какое-либо деление (зуб) рейки, скажем на пятое, вовсе не гарантирует получение той силы тяги, которая должна бы быть при соответствующей отсечке (0,5) согласно

кривых  $F_k = f(V, \epsilon, \rho)$ . Поэтому под расчетной отсечкой практически следует понимать ту отсечку (тот зуб), при которой машина дает предельную расчетную силу тяги.



Фиг. 21 Паровоз М;  $F_k = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1$  и  $F_k = f(V, z_m)$ .

17. Сила тяги по сцеплению. Коэффициент сцепления. Сила тяги не может быть больше той предельной, при которой нарушается сцепление движущих колес с рельсами, т. е. ломается горизонтальный упор в рельсах (п. 8) и начинается боксование (вращение движущих колес с линейной скоростью на окружности катания превышающей скорость локомотива). Под термином „коэффициент сцепления локомотива“ или „коэффициент



Фиг. 22. Паровоз Н<sup>В</sup>;  $F_k = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1$  и  $F_k = f(V, z_m)$ .

сцепления на ободе движущих колес“, в СССР (и обычно в Западной Европе) понимается отношение наибольшей действительной силы тяги локомотива на ободе (средней по работе за оборот),

УДМУТТ  
(ДИТ)

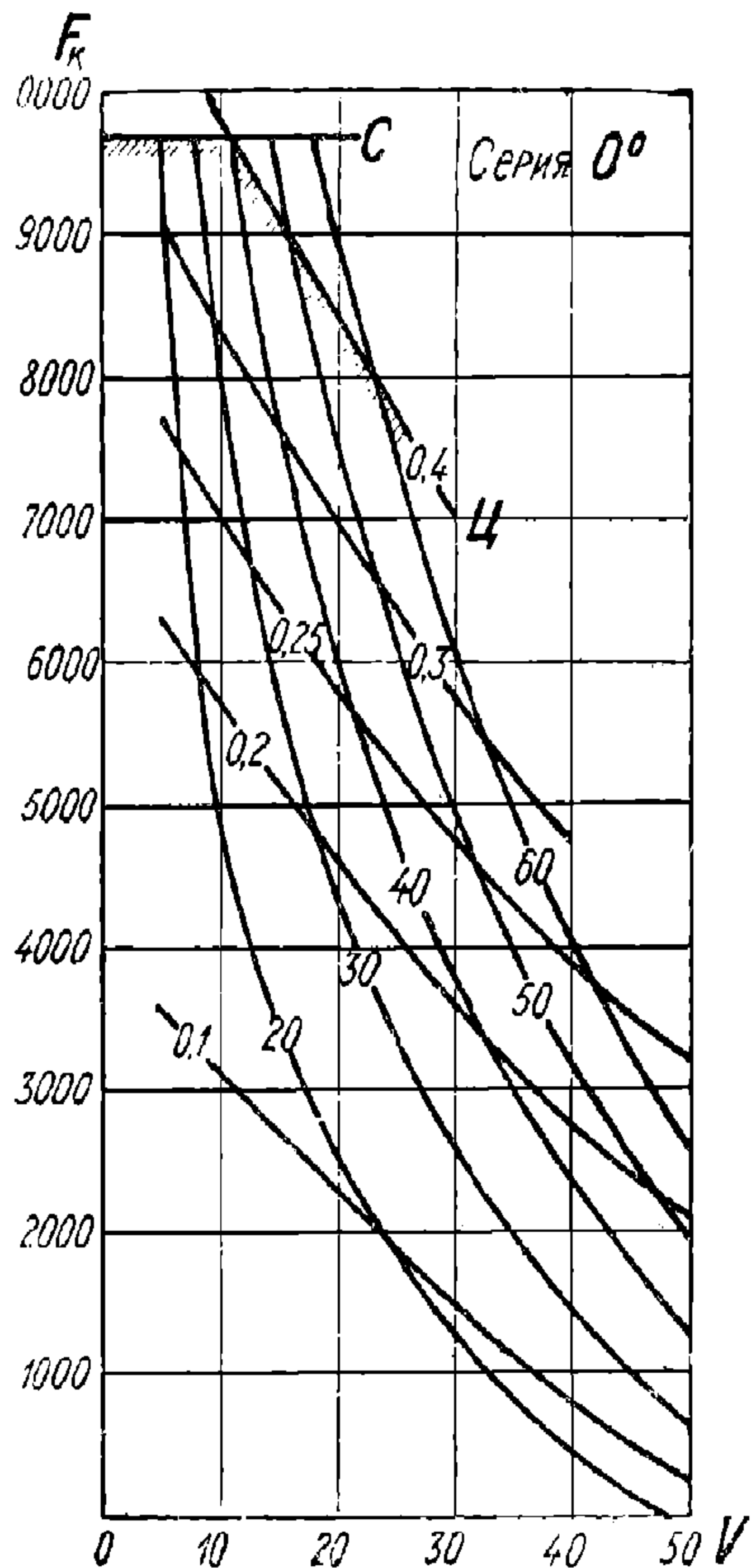
развиваемой им без боксования, к сцепному весу локомотива, т. е. к сумме статических давлений движущих колес на рельсы; иначе говоря, коэффициент сцепления есть коэффициент пропорциональности  $\psi_k$  в формуле:

$$F_{k\text{макс.}} = 1000 P_k \psi_k \quad (19)$$

Множитель 1000 введен здесь потому, что  $F_k$  выражается в кг, а сцепной вес  $P_k$  в тоннах. Коэффициент сцепления в СССР принято выражать в виде дроби с числителем единицей.

Тем горизонтальным упором для колеса, благодаря которому и может появиться сила тяги, является трение колеса об рельс. Если бы колесо и рельс были зубчатые, то зубцы обода движущего колеса локомотива могли бы нажимать на зубцы рельса с очень большой силой, вплоть до поломки зубцов. Примерно то же явление имеет место и при гладких рельсах и бандажах: если машина разовьет слишком большую силу тяги, то те неровности рельса, за которые зацепляются неровности поверхностей катания колес, будут сломаны, и колеса потеряют горизонтальные упоры в рельсах.

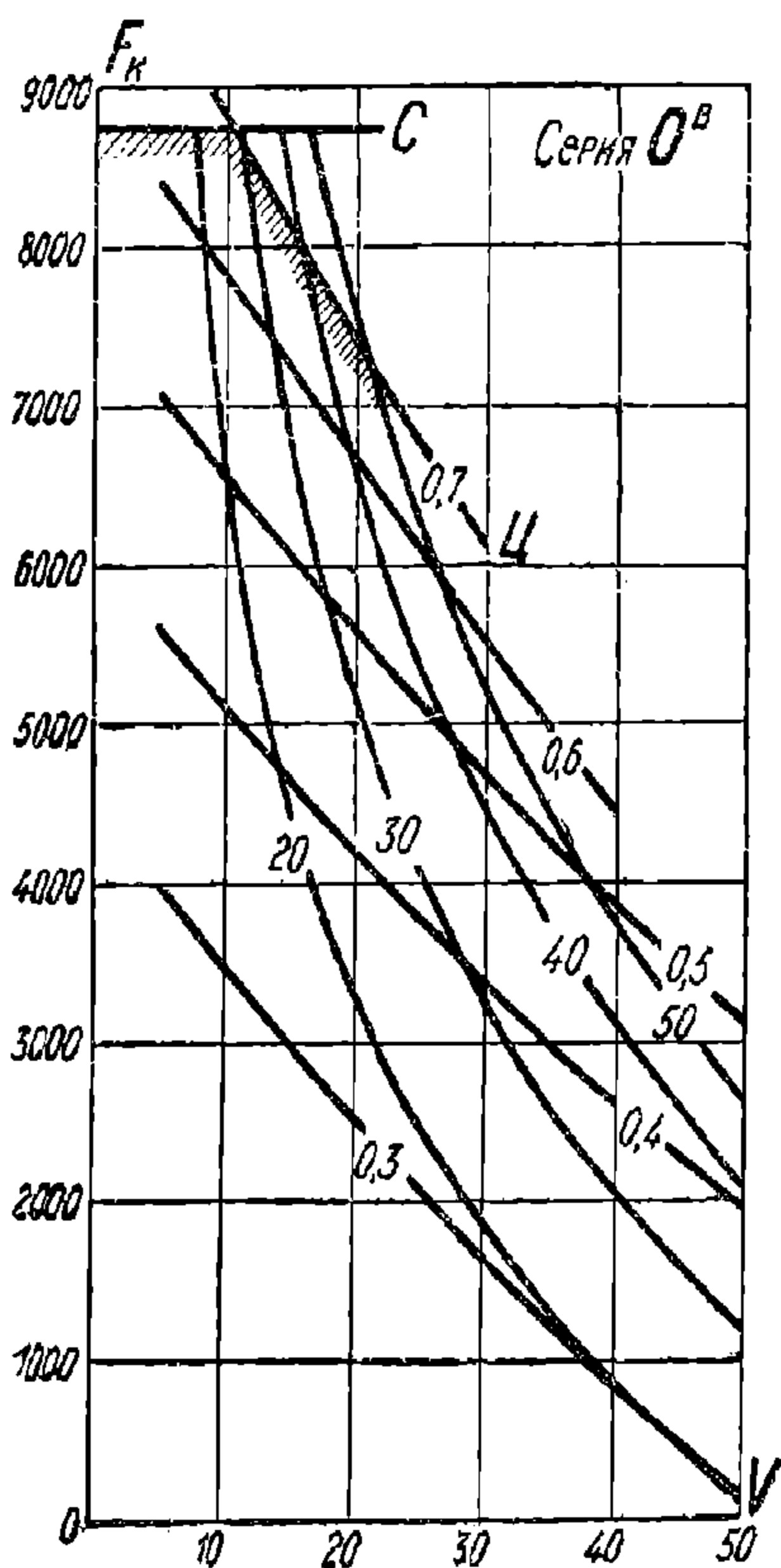
Пока колесо катится по рельсу, точки его обода, соприкасающиеся с рельсом, в момент соприкосновения не скользят друг по другу, а находятся как бы в покое друг относительно друга, но, как только колесо собьет свой горизонтальный упор, точки колеса начнут скользить по соприкасающимся с ними точками рельса. А известно, что *сдвинуть* какой-либо предмет тяжелее, чем двигать предмет, уже ранее сдвинутый. Иначе говоря, трение между двумя телами, находящимися в покое друг относительно друга, больше трения между теми же телами, движущимися друг относительно друга, причем это трение скольжения уменьшается с увеличением относительной скорости движения. Следовательно, как только поверхности катания движущих колес сорвались (локомотив сбуксовал), так сейчас же сила тяги значительно уменьшится, потому что уменьшится создающее упоры трение между колесами и рельсами. Часть того крутящего момента, который создает машина, пойдет на создание силы тяги (уменьшенной), а часть — на ускорение



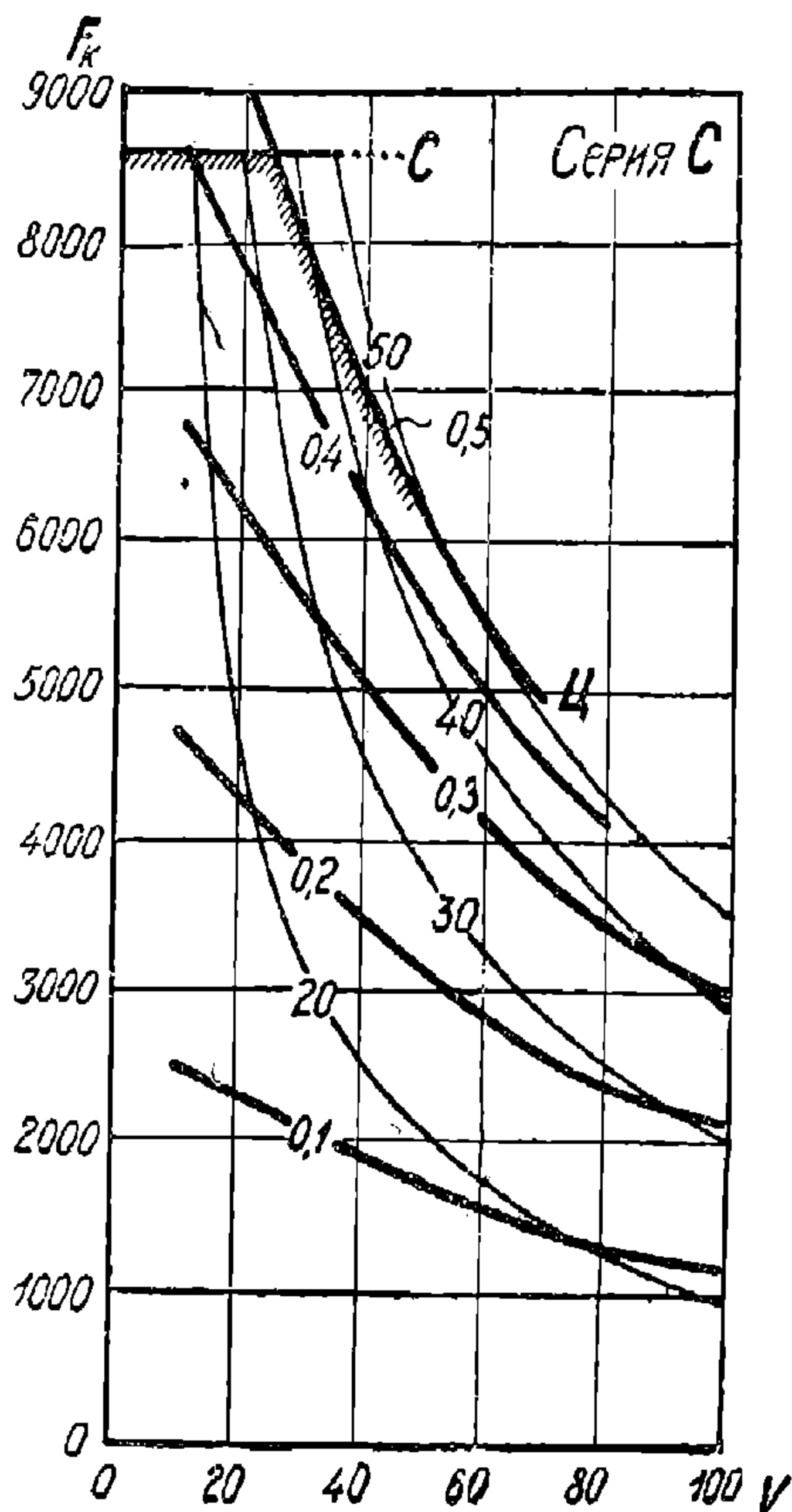
Фиг. 23. Паровоз Ов;  $F_k = f(V, \epsilon)$  при  $\epsilon = 1$  и  $F_k = f(V, z_m)$ .



вращения колес. Крутящий же момент сам по себе уменьшится, потому что уменьшится среднее индикаторное давление в цилиндрах паровоза  $p_i$  и индикаторный коэффициент  $\xi$ , вследствие увеличившейся скорости поршня (фиг. 9—13). В результате, в момент начала боксования сила тяги значительно падает и по мере увеличения числа оборотов движущих колес продолжает падать даже если машинист не перекроет регулятора или не подтянет гайки переднего винта. Для того же, чтобы прекратить боксование приходится уменьшить открытие регулятора и отсечку до величины, гораздо меньшей, чем та, при которой началось боксование.



Фиг. 24. Паровоз  $O^B$ ;  $F_k = f(V, \epsilon)$  при  $\epsilon = 1$  и  $F_k = f(V, z_m)$ .

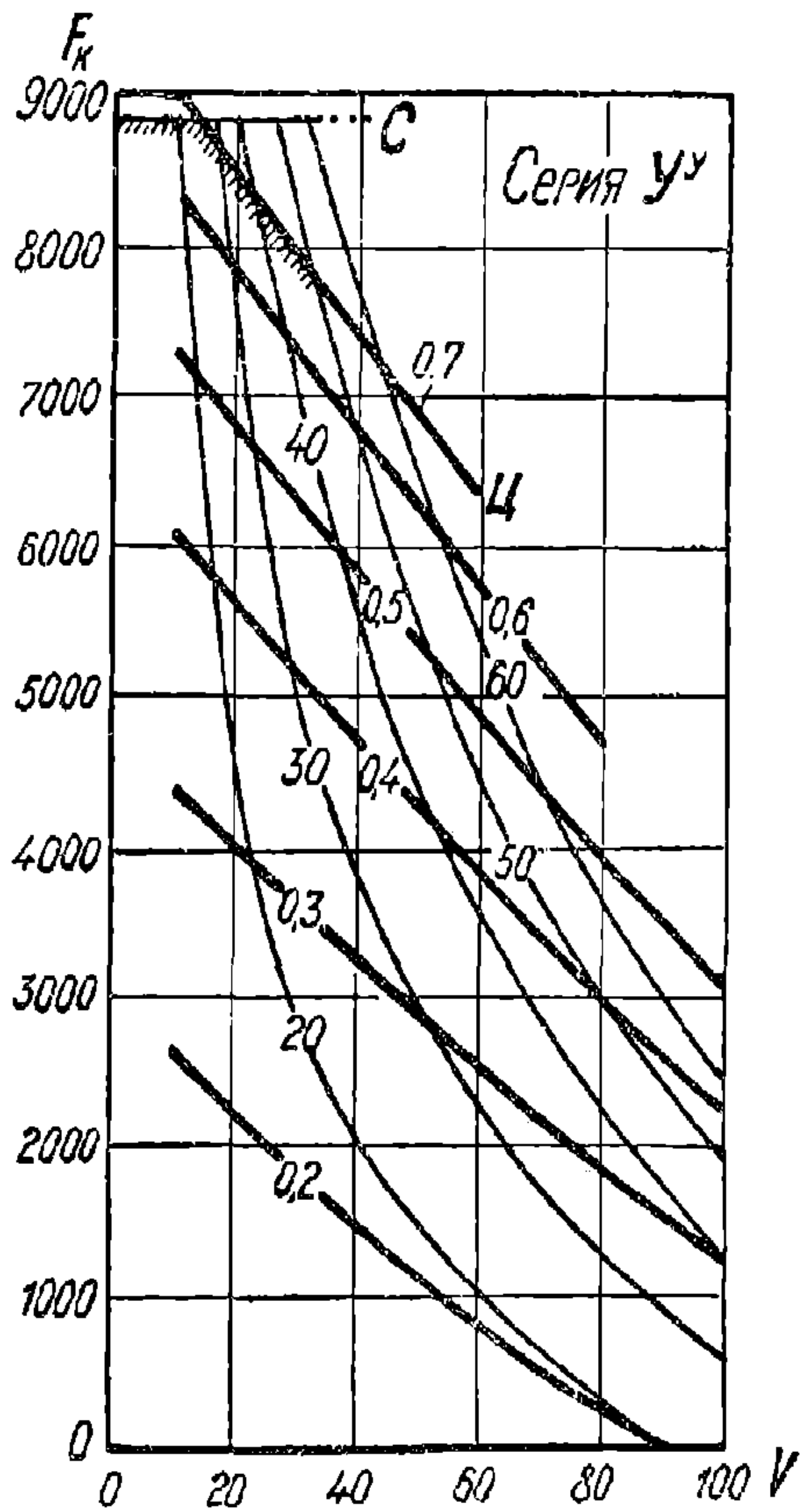
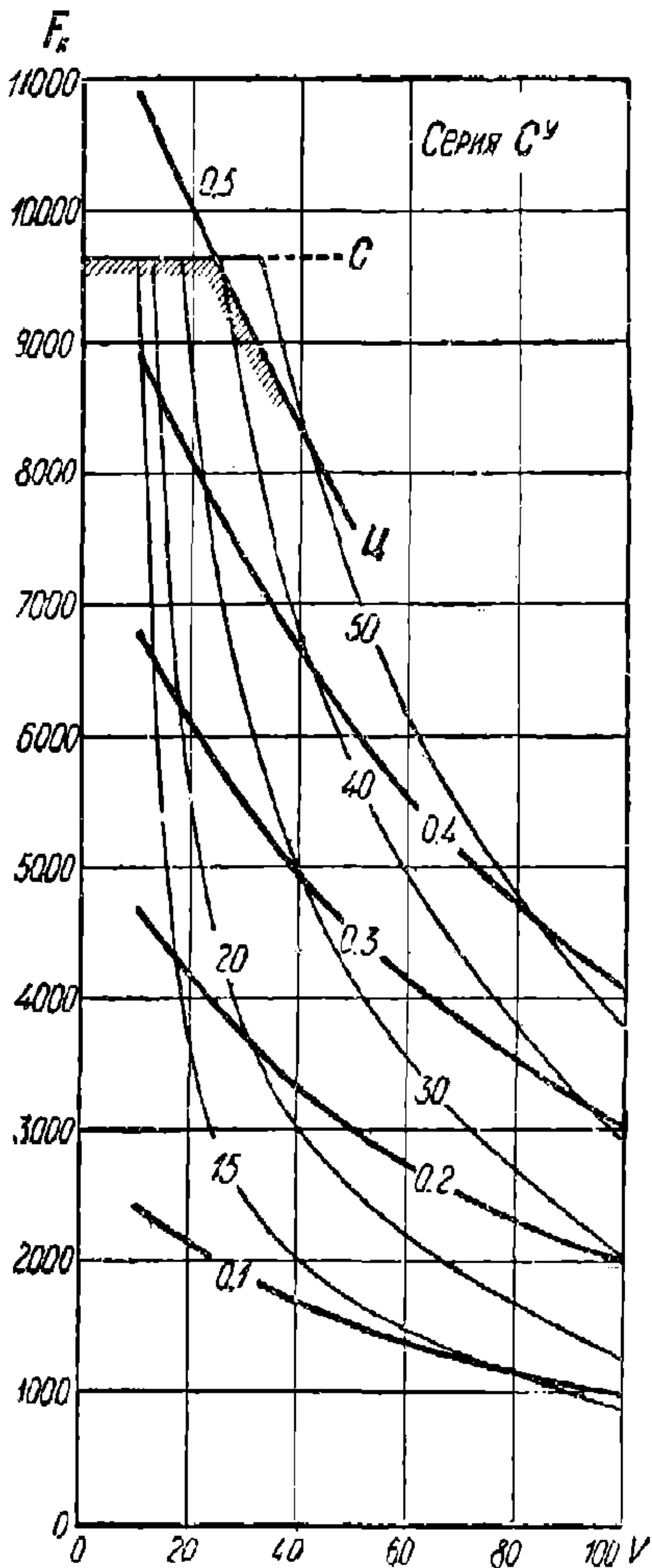


Фиг. 25. Паровоз C;  $F_k = f(V, \epsilon)$  при  $\epsilon = 1$  и  $F_k = f(V, z_m)$ .

Итак, при боксовании избыточная работа машины локомотива, не переходящая в работу силы тяги, расходуется на ускорение вращения движущих колес. Чем круче падает индикаторный коэффициент в зависимости от скорости при реализуемых перед боксованием и во время его отсечке и открытии регулятора тем меньше увеличивается скорость вращения колес к тому моменту, когда машинист уменьшит работу машины или песок попадет под колеса. Это обстоятельство является одной из причин того, что машинисты предпочитают не открывать регулятор полностью, а увеличивать отсечку: сравнение фигур 5 и 6 показывает, что при прикрытом

УДК 62-72  
(ДПТ)

регуляторе индикаторный коэффициент скорее падает с увеличением скорости вращения колес и, следовательно, при боксовании меньший избыток работы пара идет на ускорение вращения колес. Это же более быстрое падение индикаторного коэффициента при прикрытом регуляторе создает и вторую причину склонности машинистов прикрывать регулятор: увеличивается автоматическая саморегулируемость паровоза, иначе говоря, в более узких пределах колеблется скорость поезда при тех же  $\rho$  и  $\varepsilon$  при изменении его сопротивления (изменении крутизны подъема).



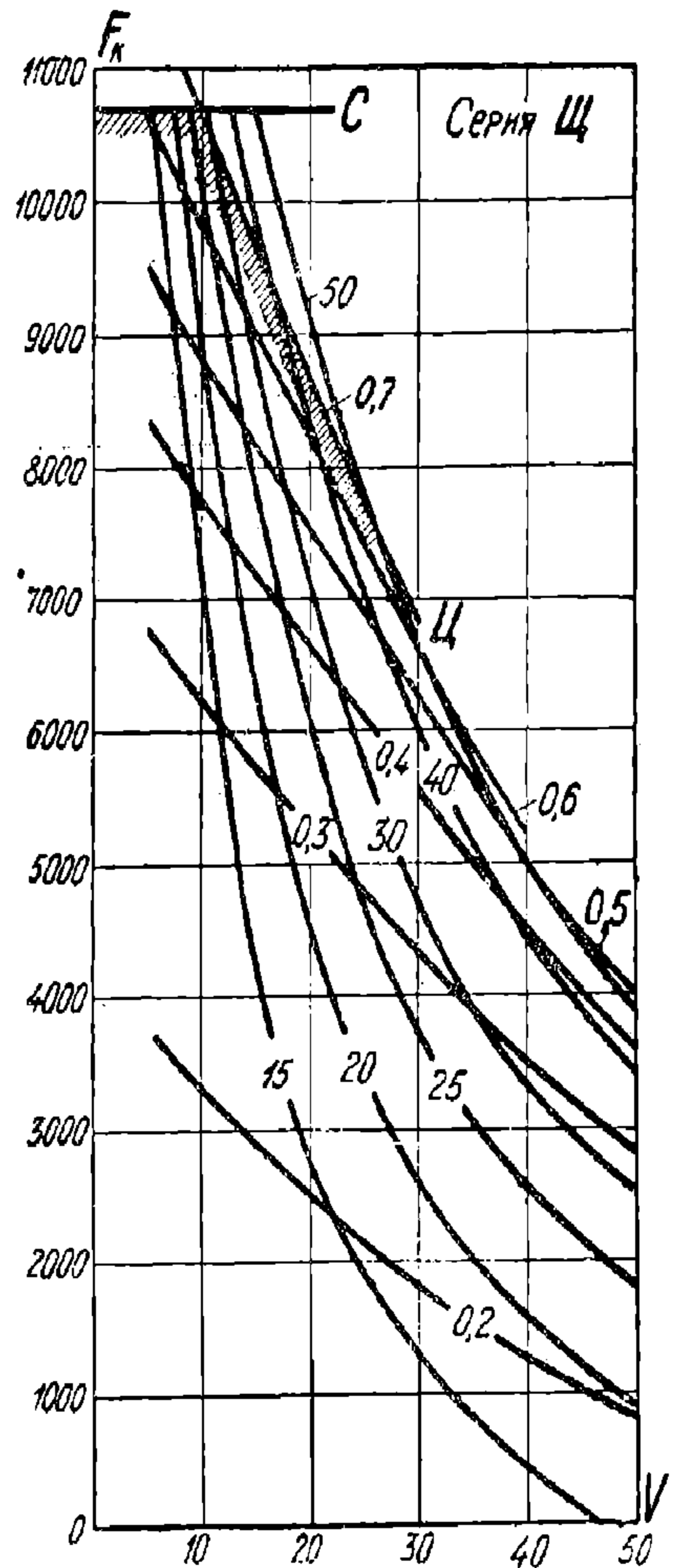
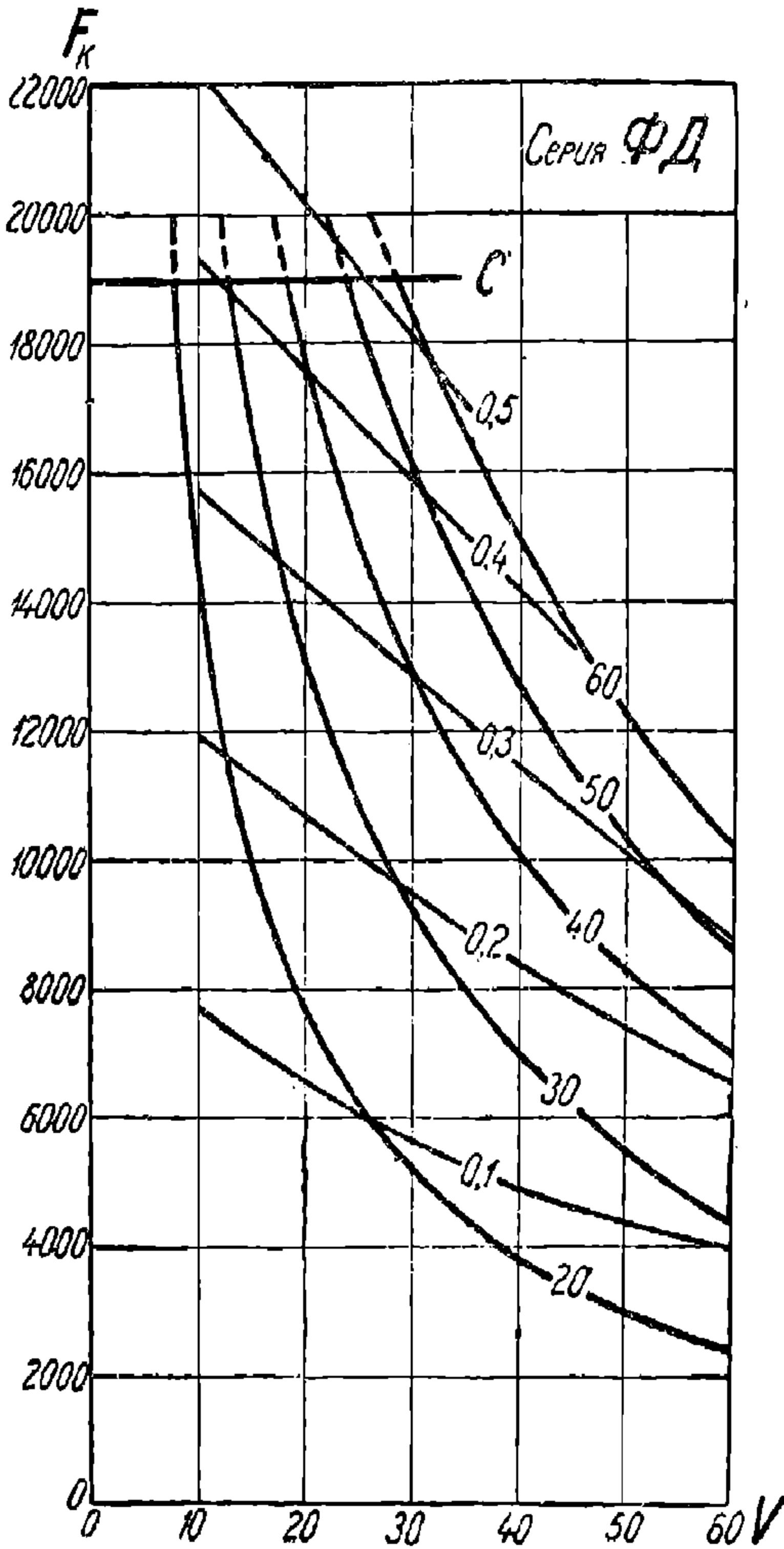
Фиг. 26. Паровоз Су;  $F_k = f(V, \varepsilon)$  при  $\rho = 1$  и  $F_k = f(V, z_m)$ .

Фиг. 27. Паровоз Уу;  $F_k = f(V, \varepsilon)$  при  $\rho = 1$  и  $F_k = f(V, z_m)$ .

Ясно, что вопрос о величине той силы, с которой можно упираться в гладкий рельс без боксования, по существу является основным вопросом в железнодорожном транспорте. Если в начале прошлого столетия высказывались сомнения в практической пригодности локомотивов на гладких рельсах, то эти сомнения были основаны именно на недооценке величины коэффициента сцепления движущих колес с рельсами. Коэффициент сцепления оказался „около одной пятой“ — и локомотивы завоевали себе первое место среди средств передвижения, а оказался этот коэффициент, например около

одной двадцатой—и не было бы железных дорог в их теперешнем виде, и история технического прогресса пошла бы иными, замедленными путями.

Итак, прошло больше 100 лет после сомнений в достаточности коэффициента сцепления для передвижения поездов, а наши познания в цифровой области этой первопричины движения локомотивов недалеко ушли от формулы „около одной пятой“ вследствие того,



Фиг. 28. Паровоз ФД;  $F_k = f(V, \epsilon)$  при  $\epsilon = 1$  и  $F_k = f(V, z_m)$ .

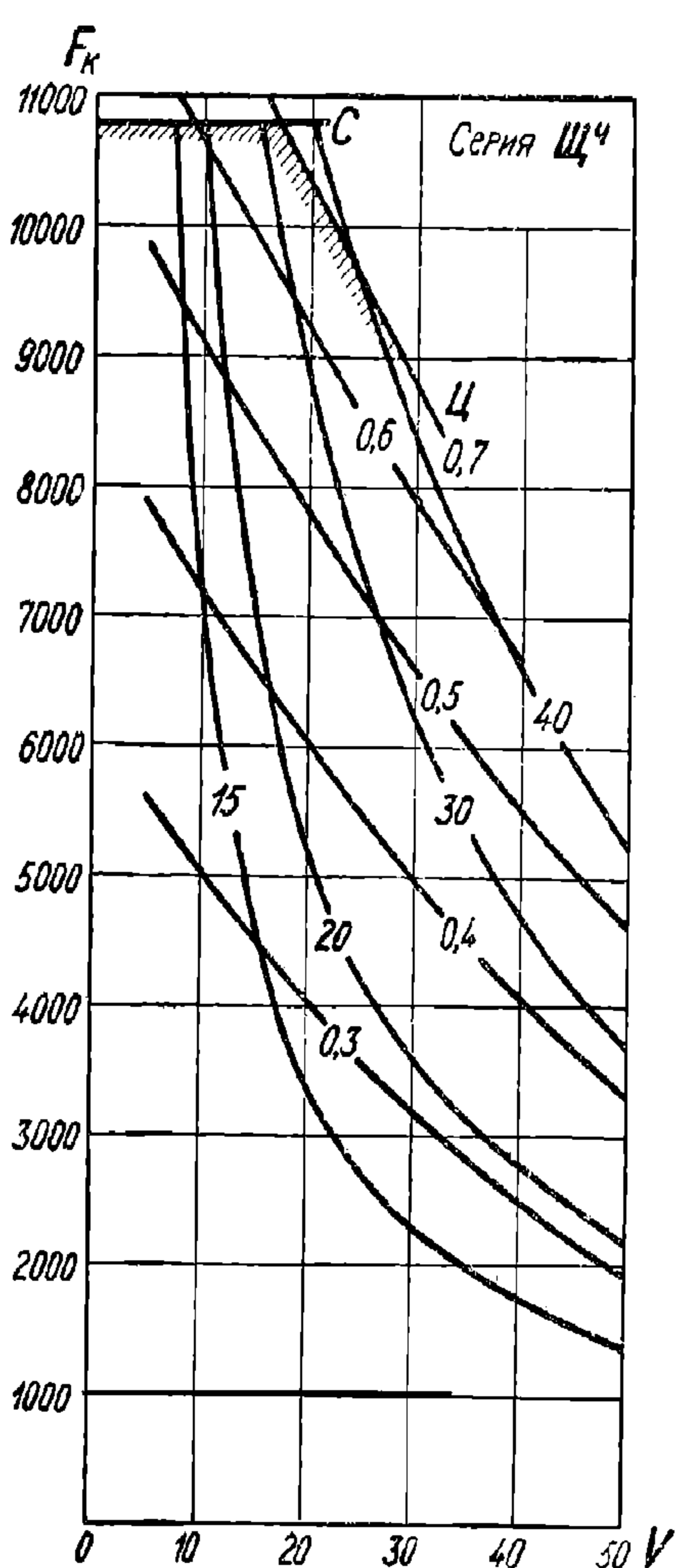
Фиг. 29. Паровоз Щ;  $F_k = f(V, \epsilon)$  при  $\epsilon = 1$  и  $F_k = f(V, z_m)$ .

что коэффициент сцепления зависит от очень большого количества факторов, так связанных между собой, что выделение их по одному для детального изучения, либо требует больших средств, либо даже не представляется возможным.

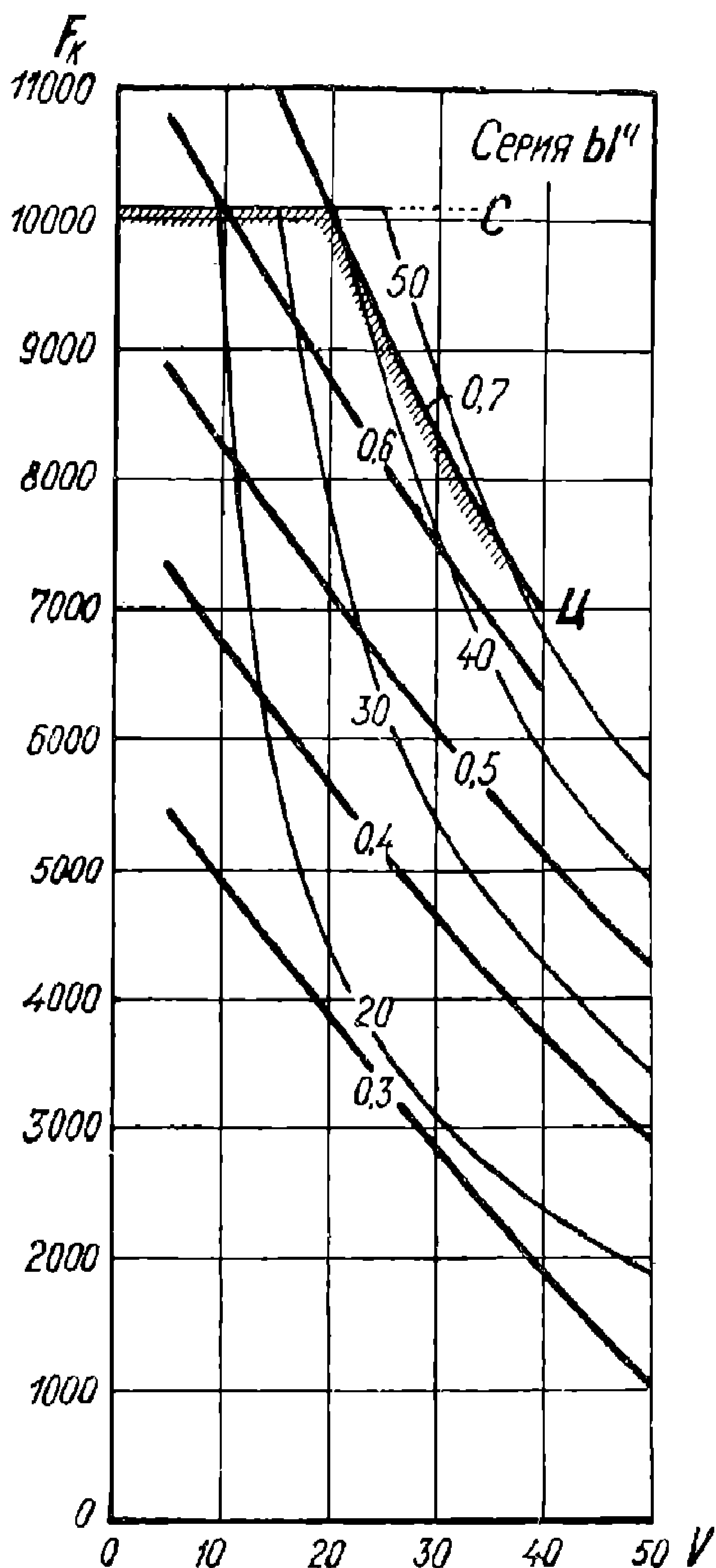
Согласно „Правил производства тяговых расчетов“ изд. 1932 г., коэффициент сцепления  $\psi_k$  для паровозов тех серий, которые не подвергались специальному испытанию, принимается по таблице 5. В таблице также приведены соответствующие цифры по Правилам изд. 1928 г.

УДУУУТ  
(ДУУТ)

Для тех же серий паровозов, которые прошли специальные испытания, коэффициент  $\psi_k$  должен приниматься по опубликованным результатам опытов. На кривых  $F_k$  для 20 испытанных серий паровозов СССР (фиг. 16—35) расчетное ограничение силы тяги по сцеплению обозначено буквой С (сцепление). Эти ограничения проведены

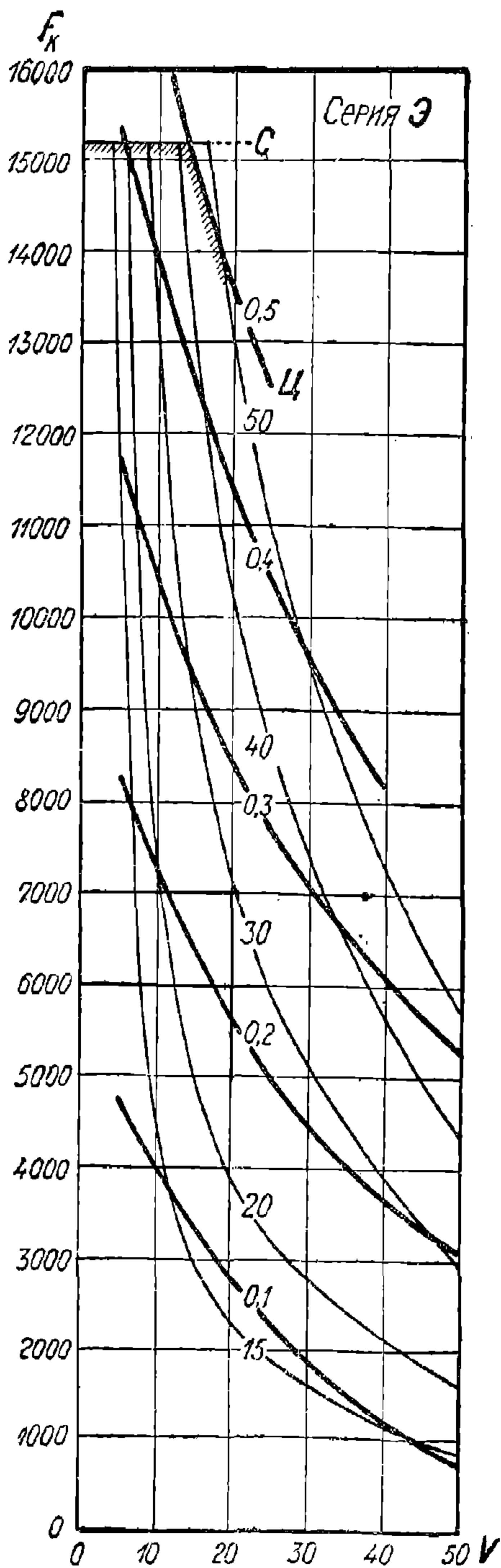


Фиг. 30. Паровоз Щ<sup>4</sup>;  $F_k = f(V, \varepsilon)$  при  $\rho = 1$  и  $F_k = f(V, z_m)$ .

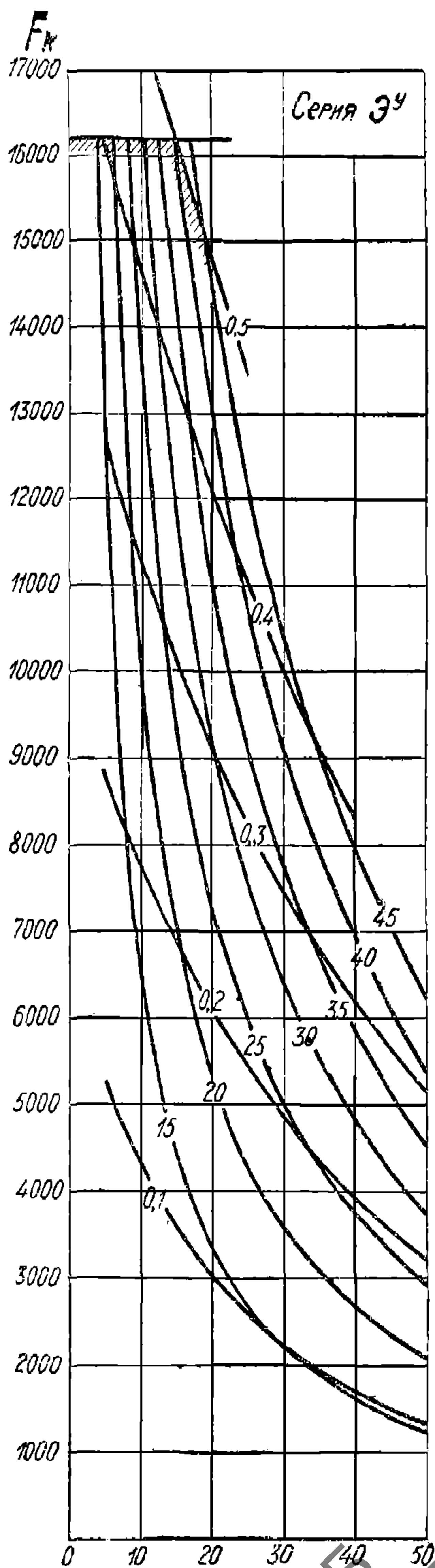


Фиг. 31. Паровоз Ы<sup>4</sup>;  $F_k = f(V, \varepsilon)$  при  $\rho = 1$  и  $F_k = f(V, z_m)$ .

на основании многочисленных опытных поездок на подъемах порядка 10% при совпадении с кривой радиуса порядка 600 м. В общем, коэффициенты сцепления для испытанных серий паровозов почти совпадают с указанными в таблице 5 (1932 г.) для неиспытанных серий паровозов. Из небольшого количества исключений отметим паровозы типа 1—5—0 серии Е с индексами (двухцилиндровая симметричная машина), для которой  $\psi_k$  принят 1/4,9—1/5,0. В правилах 1928 г. бы сделан для неиспытанных серий некоторый запас (на неизвестность), который уничтожен в правилах 1932 г., в соответствии с накоплением опыта.

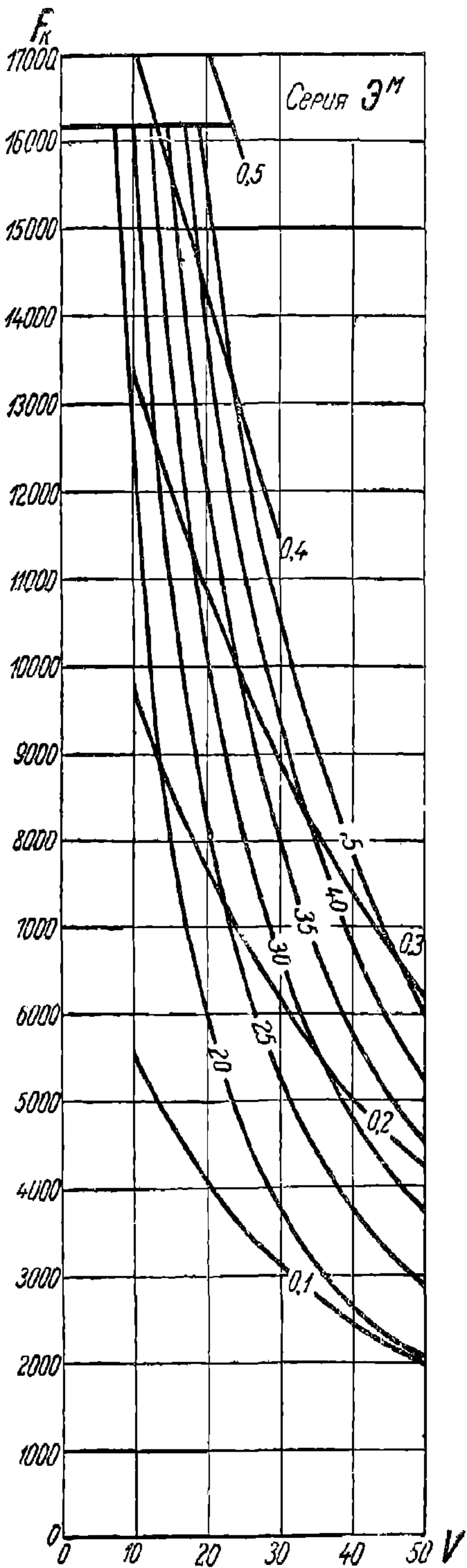


Фиг. 32. Паровоз Э;  $F_k = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1$  и  $F_k = f(V, z_k)$ .

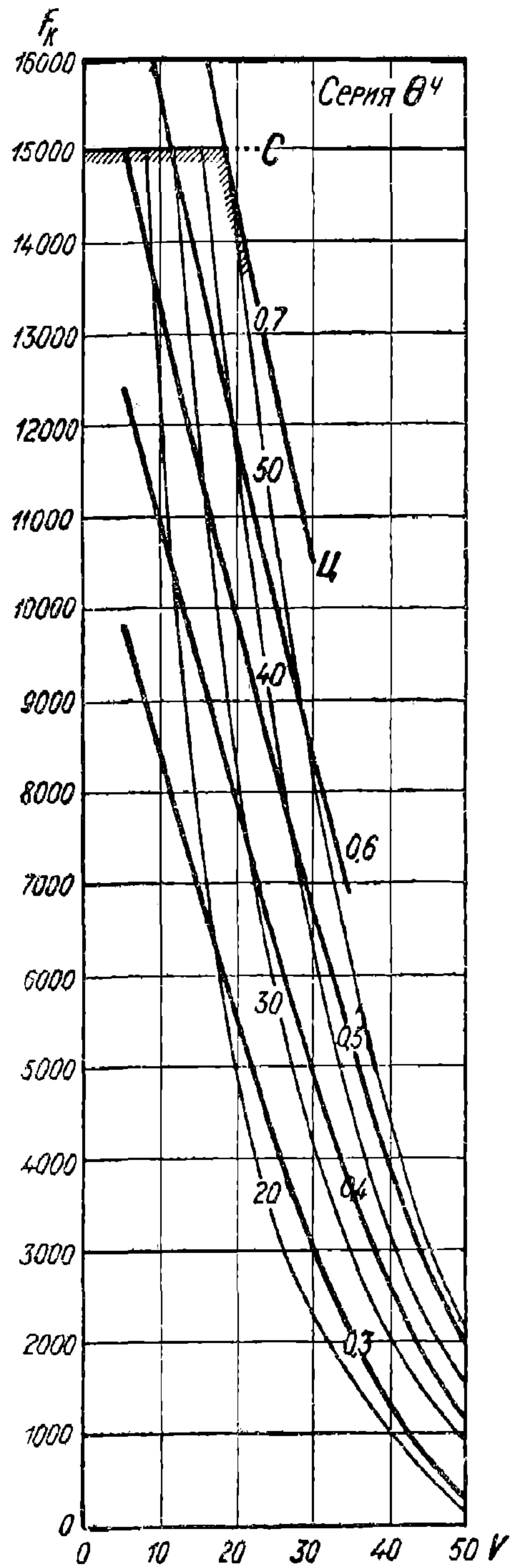


Фиг. 33. Паровоз Эу;  $F_k = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1$  и  $F_k = f(V, z_k)$ .

УДМУНТ  
(ДИТ)



Фиг. 34. Паровоз ЭМ;  $F_k = f(V, s)$  при  $\rho = 1$  и  $F_k = f(V, z_n)$ .



Фиг. 35. Паровоз ΘЧ;  $F_k = f(V, s)$  при  $\rho = 1$  и  $F_k = f(V, z_n)$ .

ТАБЛИЦА 5

## Коэффициент сцепления для неиспытанных серий паровозов

| Тип машины   | Товарные |       | Пассажирские |       |
|--|----------|-------|--------------|-------|
|  | 1932     | 1928  | 1932         | 1928  |
| Несимметричные и Маллеты . . . . .                             | 1/6      | 1/6   | 1/6          | 1/6,5 |
| Симметричные с 2 или 4 цилиндрами без коленчатой оси . . . . . | 1/5,3    | 1/5,5 | 1/5,5        | 1/6   |
| Симметричные с 3 или 4 цилиндрами с коленчатой осью . . . . .  | 1/5      | 1/5,3 | 1/5,3        | 1/5,5 |

Эти коэффициенты  $\psi_k$  для неиспытанных серий паровозов и ограничения по сцеплению для испытанных серий, заданы как средние для обычных условий. Они могут быть повышены на 5—10% при хорошем устройстве песочниц, надлежащем уходе за ними, хорошем песке, хорошем состоянии пути и твердом металле бандажей и рельсов. Наоборот, при неблагоприятных условиях (крутые подъемы порядка 20‰ с кривыми малого радиуса порядка 250 м, плохое состояние песочного хозяйства, нефть на рельсах, плохое состояние верхнего строения пути) коэффициенты  $\psi_k$  должны быть понижены.

Специальные проверочные опыты для определения коэффициента сцепления товарных поездов, произведенные Институтом тяги в 1929—1932 гг. в обычных летних эксплуатационных условиях на подъемах порядка 8—10‰ при совпадении с кривыми радиуса порядка 500—800 м, привели к результатам, указанным в таблице 6.

ТАБЛИЦА 6

## Коэффициент сцепления некоторых паровозов

| Серия паровоза | Давление на ось | Скорости | Коэффициент сцепления по специальным опытам |                 |  | Расчетный по правилам |
|----------------|-----------------|----------|---|-----------------|--|-----------------------|
|                |                 |          | без песка                                   |                 | с песком<br>рельсы<br>влажные<br>или сухие |                       |
|                |                 |          | рельсы<br>влажные                           | рельсы<br>сухие |  |                       |
| 1              | 2               | 3        | 4   | 5               | 6  | 7                     |
| ОВ             | 13              | 8—12     | 1/6,4                                       | 1/5,6           | 1/5,3                                      | 1/6,0                 |
| Щ              | 16              | 10—12    | 1/6,8                                       | 1/5,4           | 1/5,3                                      | 1/6,0                 |
| Е              | 16              | 10—15    | 1/5,4                                       | 1/4,8           | 1/4,4                                      | 1/5,0                 |
| ЭУ             | 17              | 10—14    | 1/5,7                                       | 1/5,1           | 1/4,6                                      | 1/5,3                 |
| ФД             | 20              | 12—18    | 1/5,8                                       | 1/5,3           | 1/4,6                                      | 1/5,3                 |

Из этой таблицы следует, что расчетные величины  $\psi_k$  соответствуют некоторым средним условиям и близки к работе паровоза

УДУНТ  
(ДИТ)

на сухих рельсах без песка. Колебания коэффициента сцепления во время опытов были очень большие, примерно от  $1/3,5$  при совершенно чистых сухих рельсах на прямом хорошем пути, до  $1/10$  при входе в кривую при пыльных рельсах, смазанных нефтью, попавшей с колес ранее прошедшего поезда. Следовательно, цифры таблицы 6—очень грубые. Проход паровоза по стрелке или по переезду с сухими по наружному виду рельсами сопровождается падением коэффициента  $\psi_k$  и приближением его к цифрам столбца 4; наоборот, рельсы высохшие после сильного дождя и покрытые легкой ржавчиной при чистых колесах паровоза дают без песка коэффициенты сцепления, близкие к цифрам столбца 6 или даже лучше. При хорошем кварцевом песке под все движущие колеса цифры столбца 6 несколько повышаются; при мелком песке из ракушек с примесью глины под одну ведущую ось при влажно-грязных рельсах цифры столбца 6 значительно понижаются (до цифр столбца 6 и даже ниже).

Эти результаты и практика дорог указывают на правильность задаваемых расчетных коэффициентов сцепления для средних условий (при отсутствии снега на рельсах).

В таблице 5 сделано различие в коэффициентах сцепления паровозов, имеющих разную неравномерность крутящего момента и уравновешенность. Это различие основано на практике, подтверждается таблицей 6 и вполне понятно из следующего соображения: боксование начинается в момент совпадения наибольшего мгновенного значения силы тяги, наименьшего вертикального воздействия движущих колес на рельсы и наибольшего значения горизонтальных сил между колесами и рельсами от виляния и подергивания. Эти обстоятельства и нашли себе отражение в таблице 5, в грубой конечно форме, поскольку они зависят не только от типа машины, но и от многих более мелких факторов.

Опыты выявили некоторое повышение коэффициента сцепления с уменьшением скорости. В пределах от 15 до 5 км/ч среднее увеличение  $\varphi_k$  1% на 1 км/ч. Иначе говоря, если при 10 км/ч коэффициент сцепления  $1/5$ , то при 5 км/ч он около  $\frac{1,05}{5} = \frac{1}{4,75}$ . Это повышение понятно из следующих соображений. Выше мы говорили, что боксование начинается тогда, когда мельчайшие горизонтальные упоры в рельсах начинают срезаться колесами, не выдерживая силы, с которой колеса стремятся угнать рельсы. В действительности частичное проскальзывание (со срезанием упоров·износом рельса) некоторых участков поверхностей соприкосновения колес с рельсами происходит непрерывно (особенно в кривых): основные участки поверхностей соприкосновения нормально проходятся без скольжения, некоторые же—со скольжением; при боксовании же все участки поверхностей соприкосновения скользят. Следовательно, сила упора колес в рельсы при отсутствии боксования воспринимается суммой двух родов сил: сил трения скольжения при относительной скорости, равной нулю (в мгновенных центрах вращения), и сил трения скольжения при относительной скорости, большей нуля, но меньшей скорости локомотива (вообще говоря, близкой к нулю). Эти непрерывные проскальзывания, незаметные для глаза, являются



следствием того, что колесо соприкасается с рельсом поверхностью порядка нескольких квадратных миллиметров, из которых только небольшая часть может не скользить.

При увеличении скорости локомотива увеличивается относительная скорость проскальзывания колес, а так как коэффициент трения скольжения уменьшается с увеличением скорости, то должен уменьшиться и коэффициент сцепления, но в меньшей степени. Увеличение коэффициента сцепления при уменьшении скорости мы наблюдаем, но не вводим в расчет по практическим соображениям; хотя при уменьшении скорости коэффициент сцепления несколько увеличивается, зато живая сила поезда значительно уменьшается, в результате чего при малой скорости на подъеме случайное кратковременное боксование чаще влечет за собой остановку поезда, чем гораздо более продолжительное боксование на том же подъеме, но при большей скорости.

В кривых (особенно при входе в кривые) коэффициент сцепления заметно падает, так как боковое скольжение складывается по закону параллелограмма с продольным подскользыванием, а их результирующая и вызывает уменьшение коэффициента сцепления. Цифры в таблицах 5 и 6 относятся к кривым радиуса порядка 600. При значительно меньших радиусах расчетный коэффициент сцепления приходится уменьшать по местным условиям.

Некоторое влияние на коэффициент сцепления имеют передние и задние поддерживающие оси. При наличии силы тяги задние оси локомотива нагружаются за счет разгрузки передних опрокидывающим моментом, равным величине силы тяги по сцепке между паровозом и тендером (почти равной  $F_k$ ), умноженной на расстояние от сцепки до головки рельса по вертикали. При отсутствии поддерживающих осей или симметричном их расположении сцепной вес локомотива не меняется, а только перераспределяются давления на оси; каждая передняя поддерживающая ось при работе локомотива увеличивает сцепной вес (порядка 2% на пределе сцепления), каждая задняя поддерживающая ось уменьшает сцепной вес (также порядка 2%). Точное изменение сцепного веса может быть подсчитано только отдельно для каждой серии паровозов, так как зависит от системы рессорного подвешивания, жесткости рессор, расстояния между осями и т. п. Принимая всегда сцепной вес по статическому взвешиванию, мы должны компенсировать его изменения соответствующим изменением коэффициента сцепления. В результате, например, при прочих равных условиях, паровоз 1—5—2 должен иметь коэффициент сцепления примерно на 4% меньше паровоза 1—5—0.

Нет данных, указывающих на то, что увеличение числа движущих осей в одной раме в пределах от трех до шести сопровождается изменением коэффициента сцепления. Хотя неоднократно высказывалась естественная мысль, что увеличение числа движущих осей должно понижать коэффициент сцепления, особенно в кривых, однако сравнение коэффициентов сцепления паровозов с разным числом движущих осей, например 0—5—0 серии Э и 0—4—0 серии Ижица, или американских паровозов 2—6—1 и 2—4—1 не дает подтверждения этому предположению для кривых радиуса больше 500 м.

Состояние верхнего строения пути и твердость металла рельс оказывает влияние на коэффициент сцепления, а именно, с увеличением правильности и жесткости рельсового пути, с увеличением твердости металла рельсов и сопротивляемости его истиранию — коэффициент сцепления повышается. Цифры в таблицах 5 и 6 относятся к средним условиям настоящего времени магистральных линий СССР. На магистралях САСШ, при сплошном щебеночном балласте, тяжелых рельсах твердого металла и правильной поверхности рельса реализуются коэффициенты сцепления в среднем на 5—10% выше нашего при одинаковом пользовании песком, несмотря на более высокие давления от оси на рельсы (25—30 т).

Следует отметить, что коэффициент сцепления зависит и от нагрузки на ось. При нашем верхнем строении пути наивыгоднейшая с точки зрения коэффициента сцепления нагрузка на ось лежит в пределах примерно от 16 до 20 т. При понижении ниже 16 т и повышении сверх 20 т коэффициент сцепления несколько понижается. При ухудшении состояния верхнего строения пути (главным образом твердости и жесткости рельсов) этот максимум передвигается в сторону меньших нагрузок, при улучшении — в сторону больших нагрузок.

Опыт и практика дорог указывают на понижение коэффициента сцепления при снеге на рельсах, причем это понижение возрастает с понижением температуры, очевидно вследствие того, что затрудняется таяние снега под давлением колес и снег, спрессованный в лед под колесами, способствует боксованию. Это понижение коэффициента сцепления учитывается уменьшением предельных составов поездов при снеге на рельсах (п. 81).

При взятии поезда с места на площадке и на некрутых подъемах (порядка 3‰) коэффициент сцепления всегда может быть повышен против расчетного за счет песка, а в экстренных случаях — и подсыпкой его на рельсы вручную, не говоря уже о возможности сдать паровоз несколько назад для изменения положения кривошипов. На крутых же подъемах опасность обрыва поезда заставляет машинистов быть гораздо осторожнее в реализации предельной силы тяги, и при трогании на подъеме приходится принимать коэффициент сцепления ниже, чем при трогании на площадке.

Для условий трогания поезда с места предлагается следующая формула:

$$F_k^m = F_k (1 + \alpha) = F_k \left( 1 + \frac{0,67 - 0,033 i_m}{3,33 + 1,33 i_m} \right), \quad (20)$$

где:  $F_k^m$  — расчетная сила тяги на обode при трогании с места,  $F_k$  — расчетная сила тяги на обode;  $i_m$  — подъем в тысячных, на котором стоит поезд. Эта формула дает увеличение силы тяги при трогании на площадке на 20%, на подъеме 2‰ — на 10%, на подъеме 5‰ — на 5% и на подъеме 20‰ — на 0%. Коэффициент  $100\alpha$  представлен в таблице 18 (п. 80) в зависимости от  $i_m$ .

В таблице 7 приведены значения  $F_k$  по сцеплению для  $P$  от 41 т до 140 т, по формуле 19.

**18. Сила тяги по котлу.** Ограничение силы тяги по котлу (т. е. работоспособностью котла) является следствием того, что машина

паровоза не может продолжительное время расходовать пара больше, чем дает его котел.

Мощность паровоза (индикаторная, на ободу или на крюке) выражается формулой:

$$N = \frac{F \cdot V \cdot 1000}{75 \cdot 60 \cdot 60} = \frac{F \cdot V}{270} \text{ ЛС}; \quad (21)$$

при  $F$  и  $N$  подразумеваются одинаковые значки. Метрические лошадиные силы (75 кг. м/с) обозначены буквами ЛС в отличие от английских (американских) лошадиных сил, обозначаемых буквами НР.

Из этой формулы следует:

$$F_k = \frac{270 \cdot N_k}{V} = \frac{270 \cdot N_k U}{V U} = \frac{270 \cdot V}{U/N_k \cdot V} = \frac{270 \cdot H z_m}{U/N_k \cdot V}; \quad (22)$$

здесь в числитель и знаменатель введен множитель  $U$  — расход пара в час на машину паровоза.  $U$  разбит на два множителя:  $H$  — испаряющая поверхность нагрева котла (водяная) в  $M^2$  и  $z_m$  — расход пара на машину паровоза, отнесенный к 1  $M^2$  испаряющей поверхности в час (интенсивность парообразования по машине).

Если котел дает в час некоторое количество пара  $U$  (т. е.,  $H z_m$ ), то, если бы расход пара на силу в час  $U/N_k$  был одинаковым при всех обстоятельствах работы паровоза, то сила тяги, которую можно было бы получить от паровоза без понижения уровня воды в котле, согласно формулы 22 была бы обратно пропорциональна скорости паровоза  $V$ ; иначе говоря, зависимость  $F_k$  от  $V$  при данном  $z_m$  выражалась бы равнобокой гиперболой, отнесенной к своим асимптотам. Но, так как  $U/N_k$  не постоянно и меняется с изменением скорости  $V$ , открытия регулятора  $\rho$  и отсечки  $\varepsilon$ , то правильной обратной пропорциональности между  $F_k$  и  $V$  при данном  $z_m$  не существует, хотя все же кривая  $F_k = f(V)$  при данном  $z_m$  имеет гиперболический характер.

Итак, котловая сила тяги  $F_k$ , т. е. та сила тяги  $F_n$ , энергию для которой может приготовить котел, согласно формулы 22 зависит от  $V$ ,  $z_m$ ,  $U/N_k$ .  $U/N_k$  в свою очередь (см. п. 10) зависит от  $V$ ,  $\varepsilon$  и  $\rho$ . Следовательно, котловая сила тяги  $F_k$  зависит от  $V$ ,  $z_m$ ,  $\varepsilon$  и  $\rho$ . Из этих четырех переменных только три независимы. Действительно, представим себе, что при каких-то определенных значениях  $V$ ,  $z_m$ ,  $\varepsilon$ ,  $\rho$  — существует равновесие между работой котла и машины, т. е. весь пар, приготовляемый котлом, расходуется машиной, причем количество воды в котле и давление пара не меняются. Прибавим или убавим переводным винтом отсечку; равновесие работы котла и машины немедленно нарушится: в первом случае машина будет требовать пару больше, чем дает котел, во втором случае — меньше. Следовательно,  $\varepsilon$  является переменной, зависящей от  $V$ ,  $z_m$  и  $\rho$ , а котловая сила тяги  $F_k$  зависит от трех независимых переменных:  $V$ ,  $z_m$  и  $\rho$ .

Зависимость  $F_k = f(V, z_m, \rho)$  для паровозов данной серии может быть получена в результате специально поставленных опытов (глава VI). При таких опытах получаются графические зависимости  $F_k = f(V, z_m)$  для нескольких выбранных открытий регулятора  $\rho$ , каковые зависимости вместе и являются зависимостью  $F_k = f(V, z_m, \rho)$ .

ТАБЛИЦА 7

Сила тяги  $F_k$  по сцеплению

| $\psi_k$ | $P_k$    |        |          |          |        | $\psi_k$ | $P_k$    |        |          |        |        |
|----------|----------|--------|----------|----------|--------|----------|----------|--------|----------|--------|--------|
|          | 1<br>4,8 | 1<br>5 | 1<br>5,2 | 1<br>5,5 | 1<br>6 |          | 1<br>4,8 | 1<br>5 | 1<br>5,2 | 5,5    | 1<br>6 |
| 41       | 8 540    | 8 200  | 7 890    | 7 460    | 6 830  | 91       | 18 960   | 18 200 | 17 500   | 16 550 | 15 170 |
| 42       | 8 750    | 8 400  | 8 080    | 7 640    | 7 000  | 92       | 19 170   | 18 400 | 17 690   | 16 730 | 15 330 |
| 43       | 8 960    | 8 600  | 8 270    | 7 820    | 7 170  | 93       | 19 380   | 18 600 | 17 890   | 16 910 | 15 500 |
| 44       | 9 170    | 8 800  | 8 460    | 8 000    | 7 330  | 94       | 19 590   | 18 800 | 18 080   | 17 090 | 15 670 |
| 45       | 9 380    | 9 000  | 8 650    | 8 180    | 7 500  | 95       | 19 800   | 19 000 | 18 270   | 17 270 | 15 830 |
| 46       | 9 590    | 9 200  | 8 850    | 8 360    | 7 670  | 96       | 20 000   | 19 200 | 18 460   | 17 460 | 16 000 |
| 47       | 9 800    | 9 400  | 9 040    | 8 550    | 7 830  | 97       | 20 210   | 19 400 | 18 650   | 17 640 | 16 170 |
| 48       | 10 000   | 9 600  | 9 230    | 8 730    | 8 000  | 98       | 20 420   | 19 600 | 18 850   | 17 820 | 16 330 |
| 49       | 10 210   | 9 800  | 9 400    | 8 910    | 8 170  | 99       | 20 630   | 19 800 | 19 040   | 18 000 | 16 500 |
| 50       | 10 420   | 10 000 | 9 620    | 9 090    | 8 330  | 100      | 20 840   | 20 000 | 19 230   | 18 180 | 16 670 |
| 51       | 10 630   | 10 200 | 9 810    | 9 270    | 8 500  | 101      | 21 050   | 20 200 | 19 420   | 18 360 | 16 830 |
| 52       | 10 840   | 10 400 | 10 000   | 9 460    | 8 670  | 102      | 21 260   | 20 400 | 19 620   | 18 550 | 17 000 |
| 53       | 11 050   | 10 600 | 10 190   | 9 640    | 8 830  | 103      | 21 470   | 20 600 | 19 810   | 18 730 | 17 170 |
| 54       | 11 250   | 10 800 | 10 390   | 9 820    | 9 000  | 104      | 21 680   | 20 800 | 20 000   | 18 910 | 17 330 |
| 55       | 11 460   | 11 000 | 10 580   | 10 000   | 9 170  | 105      | 21 890   | 21 000 | 20 190   | 19 090 | 17 500 |
| 56       | 11 670   | 11 200 | 10 770   | 10 180   | 9 330  | 106      | 22 100   | 21 200 | 20 390   | 19 270 | 17 670 |
| 57       | 11 880   | 11 400 | 10 960   | 10 360   | 9 500  | 107      | 22 300   | 21 400 | 20 580   | 19 460 | 17 830 |
| 58       | 12 080   | 11 600 | 11 150   | 10 550   | 9 670  | 108      | 22 510   | 21 600 | 20 770   | 19 640 | 18 000 |
| 59       | 12 290   | 11 800 | 11 350   | 10 730   | 9 830  | 109      | 22 720   | 21 800 | 20 960   | 19 800 | 18 170 |
| 60       | 12 500   | 12 000 | 11 540   | 10 910   | 10 000 | 110      | 22 930   | 22 000 | 21 150   | 20 000 | 18 330 |
| 61       | 12 710   | 12 200 | 11 730   | 11 090   | 10 170 | 111      | 23 140   | 22 200 | 21 350   | 20 180 | 18 500 |
| 62       | 12 920   | 12 400 | 11 920   | 11 270   | 10 330 | 112      | 23 350   | 22 400 | 21 540   | 20 360 | 18 670 |
| 63       | 13 130   | 12 600 | 12 120   | 11 460   | 10 500 | 113      | 23 560   | 22 600 | 21 730   | 20 550 | 18 830 |
| 64       | 13 340   | 12 800 | 12 310   | 11 640   | 10 670 | 114      | 23 770   | 22 800 | 21 920   | 20 730 | 19 000 |
| 65       | 13 550   | 13 000 | 12 500   | 11 820   | 10 830 | 115      | 23 980   | 23 000 | 22 120   | 20 910 | 19 170 |
| 66       | 13 750   | 13 200 | 12 690   | 12 000   | 11 000 | 116      | 24 190   | 23 200 | 22 310   | 21 090 | 19 330 |
| 67       | 13 960   | 13 400 | 12 890   | 12 180   | 11 170 | 117      | 24 400   | 23 400 | 22 500   | 21 270 | 19 500 |
| 68       | 14 170   | 13 600 | 13 080   | 12 360   | 11 330 | 118      | 24 600   | 23 600 | 22 690   | 21 460 | 19 670 |
| 69       | 14 380   | 13 800 | 13 270   | 12 550   | 11 500 | 119      | 24 810   | 23 800 | 22 890   | 21 640 | 19 830 |
| 70       | 14 590   | 14 000 | 13 460   | 12 730   | 11 670 | 120      | 25 020   | 24 000 | 23 080   | 21 820 | 20 000 |
| 71       | 14 800   | 14 200 | 13 650   | 12 910   | 11 830 | 121      | 25 230   | 24 200 | 23 270   | 22 000 | 20 170 |
| 72       | 15 000   | 14 400 | 13 850   | 13 090   | 12 000 | 122      | 25 440   | 24 400 | 23 460   | 22 180 | 20 330 |
| 73       | 15 210   | 14 600 | 14 040   | 13 270   | 12 170 | 123      | 25 650   | 24 600 | 23 650   | 22 360 | 20 500 |
| 74       | 15 420   | 14 800 | 14 230   | 13 460   | 12 330 | 124      | 25 860   | 24 800 | 23 850   | 22 550 | 20 670 |
| 75       | 15 630   | 15 000 | 14 420   | 13 640   | 12 500 | 125      | 26 060   | 25 000 | 24 040   | 22 730 | 20 830 |
| 76       | 15 840   | 15 200 | 14 620   | 13 820   | 12 670 | 126      | 26 270   | 25 200 | 24 230   | 22 910 | 21 000 |
| 77       | 16 050   | 15 400 | 14 810   | 14 000   | 12 830 | 127      | 26 480   | 25 400 | 24 420   | 23 000 | 21 170 |
| 78       | 16 250   | 15 600 | 15 000   | 14 180   | 13 000 | 128      | 26 690   | 25 600 | 24 620   | 23 270 | 21 330 |
| 79       | 16 460   | 15 800 | 15 190   | 14 360   | 13 170 | 129      | 26 900   | 25 800 | 24 810   | 23 460 | 21 500 |
| 80       | 16 670   | 16 000 | 15 390   | 14 550   | 13 330 | 130      | 27 100   | 26 000 | 25 000   | 23 640 | 21 670 |
| 81       | 16 880   | 16 200 | 15 580   | 14 730   | 13 500 | 131      | 27 310   | 26 200 | 25 190   | 23 820 | 21 830 |
| 82       | 17 090   | 16 400 | 15 770   | 14 910   | 13 670 | 132      | 27 520   | 26 400 | 25 390   | 24 000 | 22 000 |
| 83       | 17 300   | 16 600 | 15 960   | 15 090   | 13 830 | 133      | 27 730   | 26 600 | 25 580   | 24 180 | 22 170 |
| 84       | 17 500   | 16 800 | 16 150   | 15 270   | 14 000 | 134      | 27 940   | 26 800 | 25 770   | 24 360 | 22 330 |
| 85       | 17 710   | 17 000 | 16 350   | 15 460   | 14 170 | 135      | 28 150   | 27 000 | 25 960   | 24 550 | 22 500 |
| 86       | 17 920   | 17 200 | 16 540   | 15 640   | 14 330 | 136      | 28 360   | 27 200 | 26 150   | 24 730 | 22 670 |
| 87       | 18 130   | 17 400 | 16 730   | 15 800   | 14 500 | 137      | 28 570   | 27 400 | 26 350   | 24 910 | 22 830 |
| 88       | 18 340   | 17 600 | 16 920   | 16 000   | 14 670 | 138      | 28 780   | 27 600 | 26 540   | 25 090 | 23 000 |
| 89       | 18 550   | 17 800 | 17 120   | 16 180   | 14 830 | 139      | 28 990   | 27 800 | 26 730   | 25 270 | 23 170 |
| 90       | 18 750   | 18 000 | 17 310   | 16 360   | 15 000 | 140      | 29 200   | 28 000 | 26 920   | 25 450 | 23 330 |

Если из кривых  $F_k = f(V, z_m)$  при разных  $\rho$  выбрать и совместить те значения  $F_k$ , которые являются наибольшими при каждом  $V$  и  $z_m$ , то получим зависимость  $F_k = f(V, z_m)$  при наивыгоднейших комбинациях  $\epsilon$  и  $\rho$ . Эта зависимость и дает силу тяги по котлу; кривая  $F_k = f(V)$  для расчетного  $z_m$  является расчетным пределом силы тяги по котлу. Обычно, наивыгоднейшим открытием регулятора с точки зрения расхода пара на силу-час является полное открытие ( $\rho = 1$ ) и только при малых  $z_m$ , когда приходится при вполне открытом регуляторе давать отсечки меньше 0,15—0,20 при простых машинах, или меньше 0,35—0,40 при компаунд, оказывается выгоднее прикрывать регулятор.

Кривые  $F_k = f(V, z_m)$  для 20 серий паровозов СССР приведены на фиг. 16—35, где они совмещены с кривыми  $F_k = f(V, \epsilon)$  для  $\rho = 1$  и обозначены цифрами 20, 30, 40, каковые цифры обозначают  $z_m$ .

Если, например, паравоз серии Э (фиг. 32) работает при  $z_m = 30$  кг/м<sup>2</sup> ч, то при  $V = 14$  км/ч равновесие между котлом и машиной будет при  $\epsilon = 0,3$  ( $\rho = 1$ ); если же скорость больше 14 км/ч, то при  $\rho = 1$  и  $\epsilon = 0,3$   $z_m$  будет больше 30, что повлечет уменьшение запаса воды в котле.

Ограничение силы тяги по котлу гораздо менее определено, чем по машине, или даже по сцеплению, потому, что котел является не только преобразователем и передатчиком энергии, как машина и колеса с рельсами, но и аккумулятором энергии, которая запасается на легких местах профиля и добавочно подается в машину на тяжелых местах. Эта возможность временного повышения предела силы тяги по котлу, путем займов у котла, т. е. усиления парообразования за счет уменьшения воды в котле, является весьма важным свойством паровоза. Чтобы показать, какое большее значение имеет способность парового котла аккумулировать энергию в легких местах профиля и отдавать ее в тяжелых, возьмем два примера профиля: 1) затяжной подъем 8‰ и 2) чередующиеся подъемы и спуски в 8‰ длиной по 3 км. Примем, что наибольшее  $z_m$  без понижения воды в стекле равно 30 кг/м<sup>2</sup> ч. Очевидно, что для затяжного подъема, расчетным  $z_m$  и будет 30 кг/м<sup>2</sup> ч. Для зубчатого же профиля расчетный  $z_m$  можно принять больше. Если на подъемах совсем не качать воду, то для превращения в пар каждого килограмма воды нужно будет, грубо говоря, 500 кал. вместо 700, так как 200 кал. уже запасено в котловой воде. Если же качать примерно вдвое меньше воды, чем требуется для поддержания постоянного уровня воды, то нужно в среднем 600 кал. вместо 700. Следовательно, при том же обслуживании топки, но при уменьшенной вдвое подаче воды в котел,  $z_m$  вместо 30 станет равной:

$$\frac{30 \cdot 700}{600} = 35 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч.}$$

Если испаряющая поверхность котла  $H = 200$  м, то за 1 мин. будет убывать из котла воды

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{200 \cdot 35}{60} = 58 \text{ кг.}$$

НБ  
УДУНТ  
(ДІІТ)

Если средняя скорость на подъеме 15 км/ч, то 3 км подъема будут пройдены в 12 мин. и убыль воды в котле у конца подъема будет  $58 \times 12 = 700$  кг. Если котел и качество воды позволяют спустить 700 кг воды, то  $z_{\text{р}} = 35$  можно принять расчетным на заданном зубчатом профиле, так как пополнение убыли легко будет сделано на спусках, для чего достаточно иметь форсировку на спуске  $10 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$ , в предположении, что спуск будет пройден вдвое скорее, т. е. в 6 мин.

Средний  $z_{\text{с}}$  за перегон в первом случае равен расчетному, т. е. 30 (если подъем на протяжении всего перегона). Во втором же случае (если подъемы и спуски по 3 км чередуются на протяжении всего перегона) средний  $z_{\text{с}}$  меньше расчетного, а именно:

$$\frac{35 \cdot 12 + 10 \cdot 6}{18} = 27.$$

Итак, во втором случае расчетный  $z_{\text{р}}$  можно принять на 15% выше, чем в первом, причем средний  $z_{\text{с}}$  за перегон во втором случае оказывается на 10% ниже, чем в первом.

Из рассмотрения этих двух примеров ясно, что понимается под расчетным  $z_{\text{р}}$  и что понимается под средним за перегон  $z_{\text{с}}$ . Вообще говоря, средний  $z_{\text{с}}$  меньше расчетного  $z_{\text{р}}$ .

Большая жесткость воды (точнее говоря, увлекаемость, бросание ее в цилиндры), уменьшая возможность большого запаса воды в котле, уменьшает расчетный  $z_{\text{р}}$ , особенно на перевалистом профиле. Увлекаемость воды в цилиндры не позволяет достигать больших форсировок котла и независимо от качества профиля.

Из этого следует, что расчетный  $z_{\text{р}}$  должен зависеть не только от серии паровоза, рода и качества топлива и способностей топильщика, но и от характера профиля и качества воды.

Из этого также следует, что дать определенные значения расчетного  $z_{\text{р}}$  на все участки сети СССР не представляется возможным. Для ориентировки же при выборе  $z_{\text{р}}$  служит таблица 8, которая составлена для некоторых средних (или немного ниже средних) условий. При хорошем топливе, правильном оборудовании топки, хорошей воде, периодической проверке совпадения осей конуса и трубы, а главное — при опытных и заинтересованных в повышении скоростей паровозных бригадах, можно значительно поднять (порядка 20%) расчетные  $z_{\text{р}}$  против цифр табл. 8.

При наличии водоподогревателя или инжектора мягого пара, цифры, помещенные в табл. 8, увеличиваются на 5—10% (примерно 8% для водоподогревателя, 5% для инжектора мягкого пара).

Для серий паровозов, не помещенных в табл. 8, значения  $z_{\text{р}}$  выбираются по паровозам, помещенным в табл. 8, имеющим сходные топки и сходные отношения поверхности нагрева к площади колосниковой решетки.

При работе паровоза на пределе сцепления, в случае боксований  $z_{\text{р}}$  не удастся получить таким же, как и при больших скоростях и соответственно меньших силах тяги, так как при каждом боксовании приходится понижать силу тяги, отчего понижается и скорость поезда. В результате частые боксовки значительно понижают  $z_{\text{р}}$ . Если боксование паровозов при данном весе состава

является хроническим явлением, то это означает, что принятый коэффициент сцепления не соответствует местным условиям (негодный песок или песочницы, плохое состояние верхнего строения пути и т. п.) и должен быть понижен, что вызовет повышение  $z_{\text{ж}}$ .

ТАБЛИЦА 8

Расчетные значения  $z_{\text{ж}}$  для паровозов, не оборудованных водоподогревателями

| Серия  | Топливо | У г л и       |  |   | Дрова норм. влажности<br>(25—30%) |                        |
|--|---------|---------------|--|---|-----------------------------------|------------------------|
|  |         | Нефть (мазут) | Хорошие, спекающиеся и антрациты (плита и кулак) | Газовые, уральские, неспекающиеся и длиннопламенные |                                   | II сорта, подмосковные |
| О <sup>Д</sup> , О <sup>В</sup>                                      |         | 35            | 32   | 28  | 23                                | 27                     |
| Щ  |         | 36            | 31   | 27  | 22                                | 27                     |
| Ы <sup>Ч</sup>   |         | 40            | 38   | 32  | 26                                | 33                     |
| Э, Э <sup>Г</sup> , Э <sup>Ш</sup> , Э <sup>У</sup> , Э <sup>М</sup> |         | 40            | 38   | 33  | 27                                | 35                     |
| Е  |         | 40            | 37   | 32  | 26                                | 32                     |
| Ө <sup>Ч</sup>   |         | 36            | 36   | 33  | 28                                | 32                     |
| Н <sup>Д</sup> , Н <sup>В</sup> , Н <sup>У</sup>                     |         | 40            | 38   | 33  | 28                                | 35                     |
| УУ   |         | 45            | 40   | 35  | 28                                | 37                     |
| К, К <sup>У</sup>  |         | 40            | 38   | 33  | 27                                | 35                     |
| С, Б   |         | 40            | 38   | 33  | 27                                | 35                     |
| С <sup>У</sup>   |         | 45            | 42   | 37  | 28                                | 35                     |
| Л  |         | 42            | —  | —   | —                                 | —                      |
| М  |         | 38            | 38   | 35  | 28                                | 30                     |
| ФД со стокером   |         | —             | 48   | 48*   | 35                                | —                      |
| ИС со стокером   |         | —             | 50   | 50*   | 35                                | —                      |

Следует иметь в виду, что принимаемые численные значения ограничений силы тяги по сцеплению, по машине и по котлу являются условными расчетными. На практике, конечно, можно на короткое время выйти за расчетные пределы, а именно: непрерывно пользуясь песочницей, можно поднять предел по сцеплению; спустив гайку переводного винта до упора можно поднять предел по цилиндрам; обратив особое внимание на топку, можно поднять ограничение по котлу. Но в повседневный расчет такие временные напряжения и паровоза и паровозной бригады принимать нельзя, оставляя их как некоторый запас на случай плохой погоды, повышенного сопротивления поезда, нагона опозданий и проч.

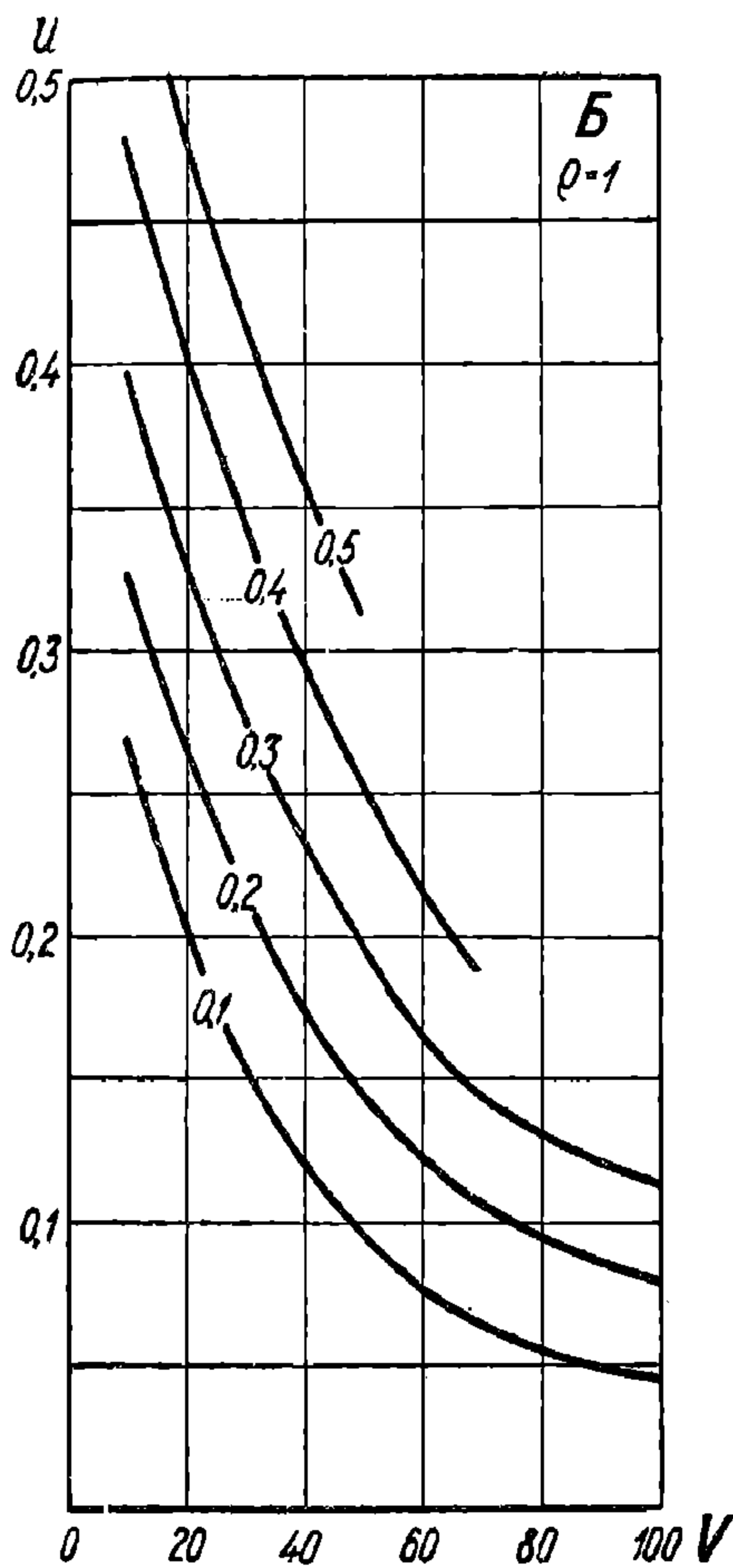
Некоторый, хоть и небольшой, запас в силе тяги необходим во всех случаях. В тех же случаях, когда движение на участке близко к пределу пропускной способности, приходится быть особенно осторожным в выборе расчетного коэффициента сцепления  $\psi_{\text{ж}}$  и форсировки котла  $z_{\text{ж}}$ .

\* Для уральских и неспекающихся углей ФД—38, ИС—40.

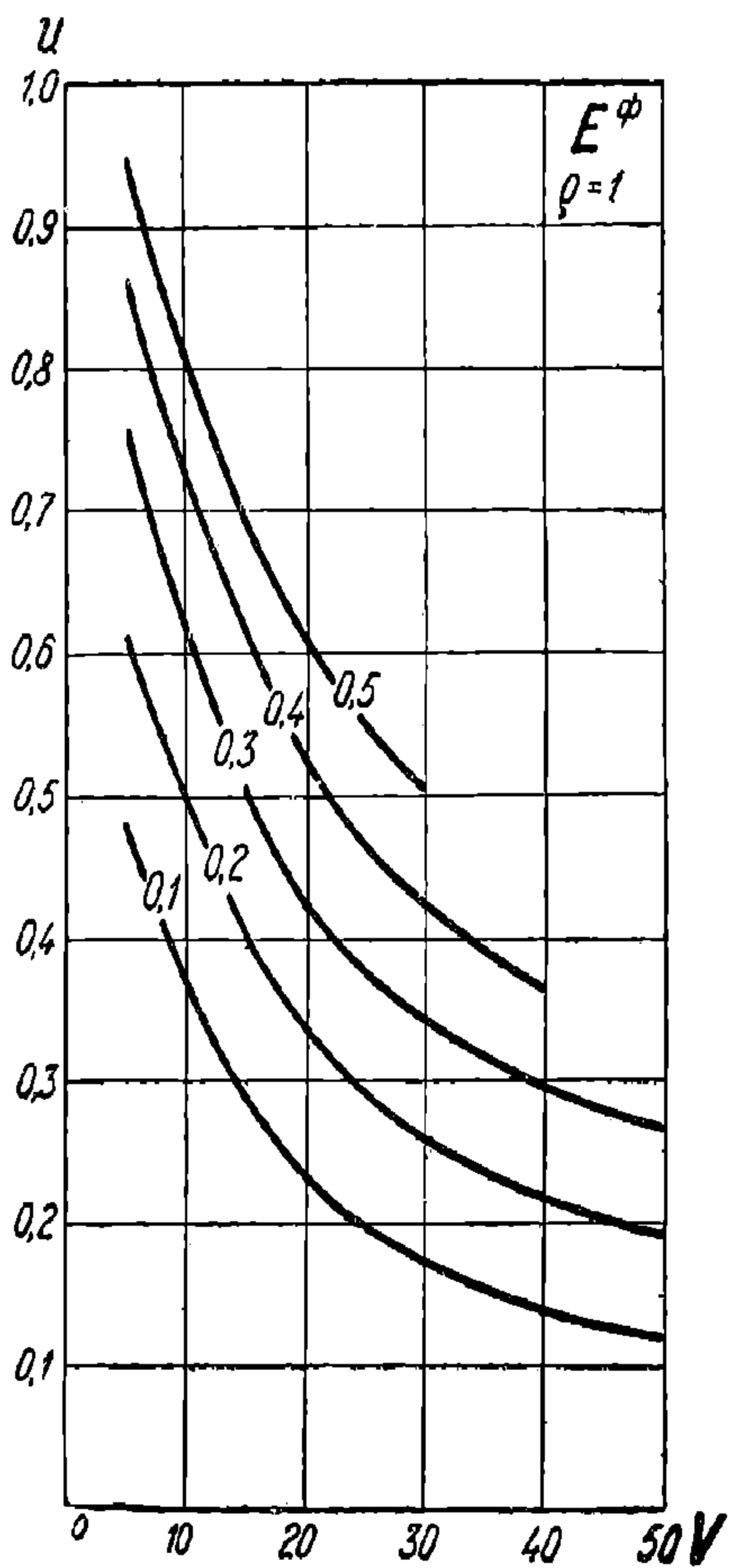
НБ  
УДУНТ  
(ДНТ)

19. Расход пара на один ход поршня. Расход пара в килограммах на один (одиночный) ход поршня, работающего свежим паром,  $u$ , представлен на фиг. 36—55 для 20 серий паровозов СССР в зависимости от  $V$  и  $\epsilon$  (или  $\epsilon$ ) для  $\rho = 1$ . Цифры на кривых означают отсечки. Кривые получены опытным путем.

Кривые  $u = f(V, \epsilon, \rho)$  сами по себе редко используются в эксплуатационной практике, но, во-первых, они являются основными



Фиг. 36. Паровоз Б;  $u = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1$ .



Фиг. 37. Паровоз Еφ;  $u = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1$ .

зависимостями, связывающими котел и машину, и с их помощью получают производные зависимости  $F = f(V, z_m)$ ,  $U/N = f(V, \epsilon, \rho)$ , расход пара на машину на километр  $= f(V, \epsilon, \rho)$ ; во-вторых, получение именно этих кривых  $u = f(V, \epsilon, \rho)$  является основной и наиболее трудной задачей в испытании паровоза.

Построение кривых  $F = f(V, z_m)$  на основании кривых  $u = f(V, \epsilon, \rho)$  и  $F = f(V, \epsilon, \rho)$  разобрано в п. 27.

Построение кривых  $U/N = f(V, \epsilon, \rho)$  на основании кривых  $u = f(V, \epsilon, \rho)$  и  $F = f(V, \epsilon, \rho)$  разобрано в п. 24.

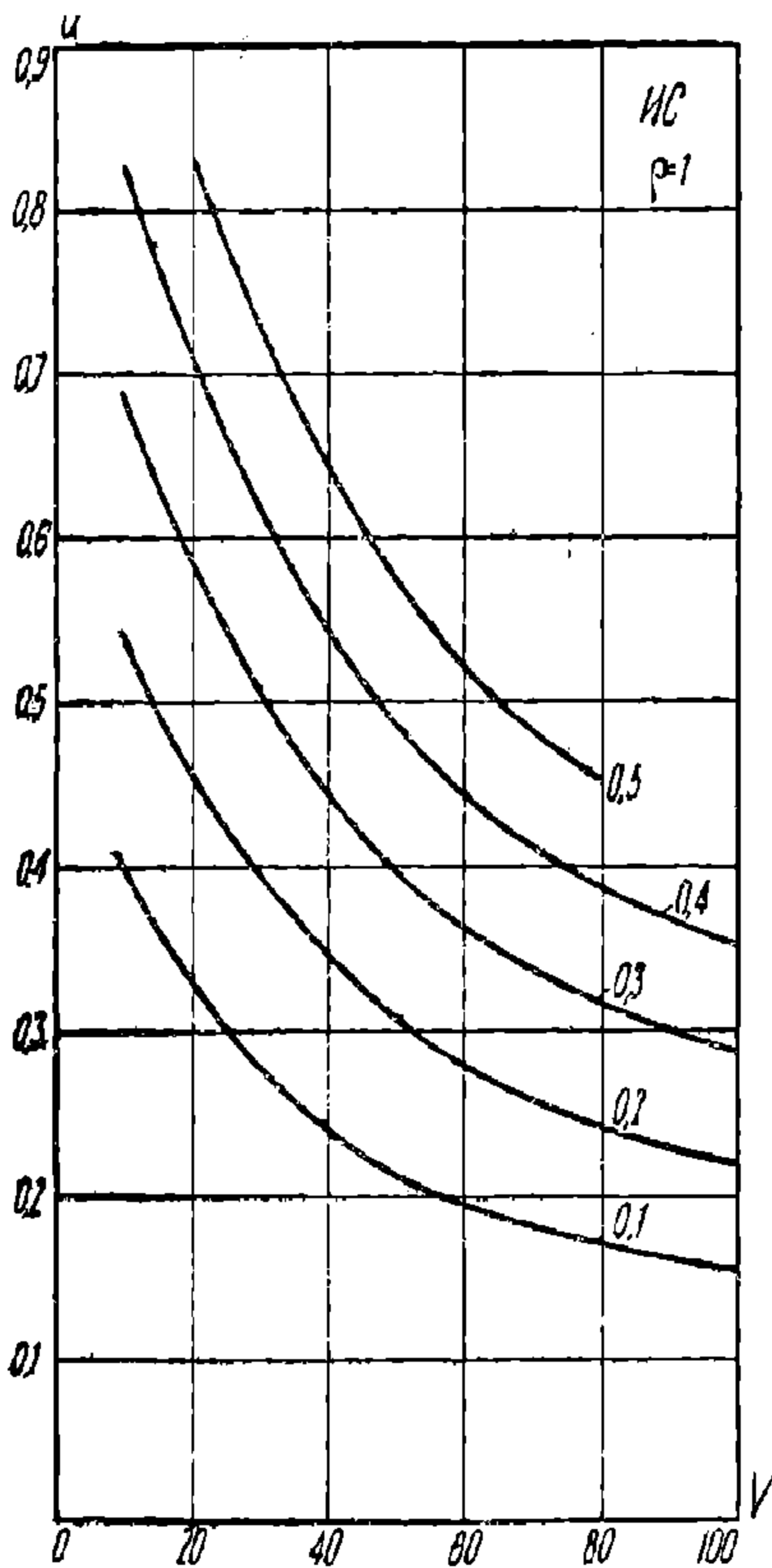
УДУНТ  
(ДИТ)



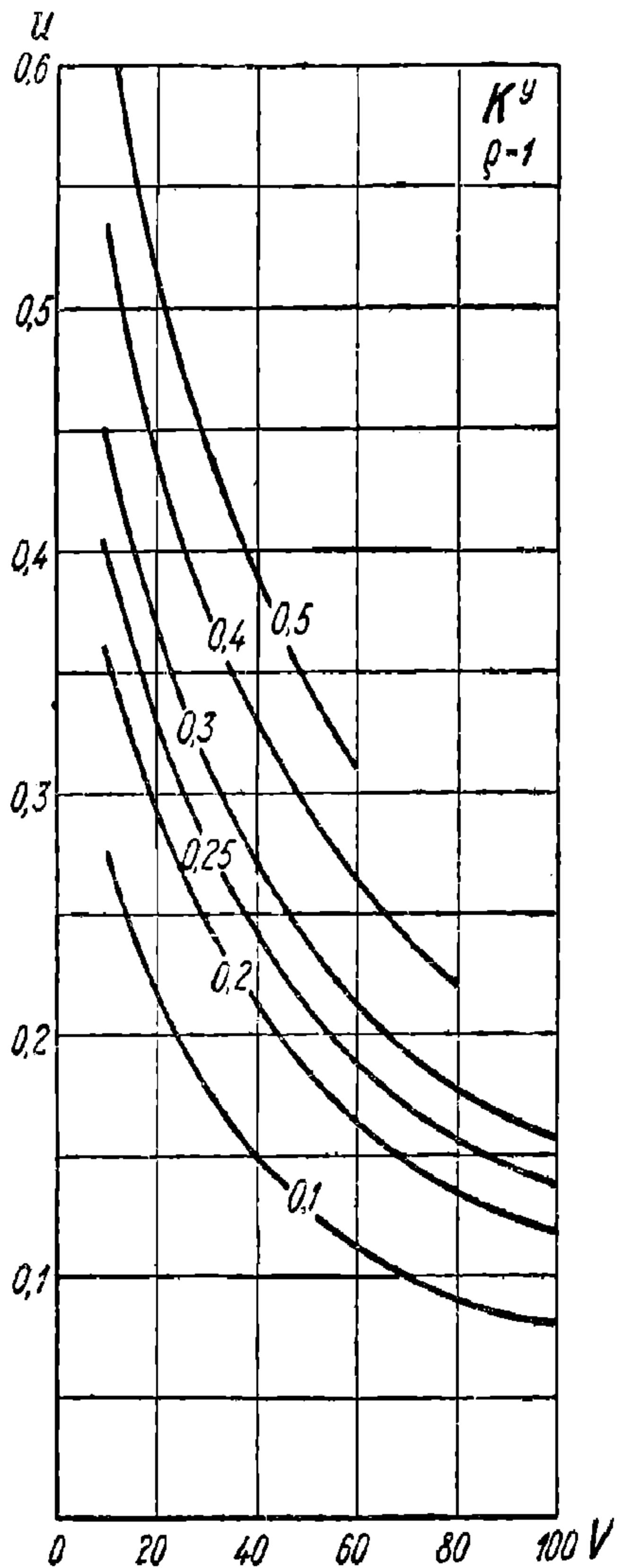
Так как на 1 км происходит

$$\frac{2n \cdot 10^6}{\pi D} \text{ или } \frac{2n_g \cdot 10^6}{\pi D} \quad (23)$$

ходов поршней, работающих свежим паром ( $n$  — при простой машине,  $n_g$  — при компаунд), то для получения кривых расхода пара на машину паровоза на 1 км надо умножить значения  $u$  из кривых  $u = f(V, \epsilon, \rho)$  на число ходов на 1 км по формуле 23. Например, для паровоза



Фиг. 38. Паровоз ИС;  $u = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1$ .



Фиг. 39. Паровоз KY;  $u = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1$ .

ФД при  $\rho = 1$ ,  $\epsilon = 0,3$  и  $V = 40$ ,  $u = 0,39$  (фиг. 48), а расход пара на машину на 1 км равен

$$0,39 \cdot \frac{2 \cdot 2 \cdot 10^6}{\pi 1500} = 0,39 \cdot 848 = 331 \text{ кг/км.}$$

Из формулы 23 следует, что при скорости  $V$  км/ч происходит в час

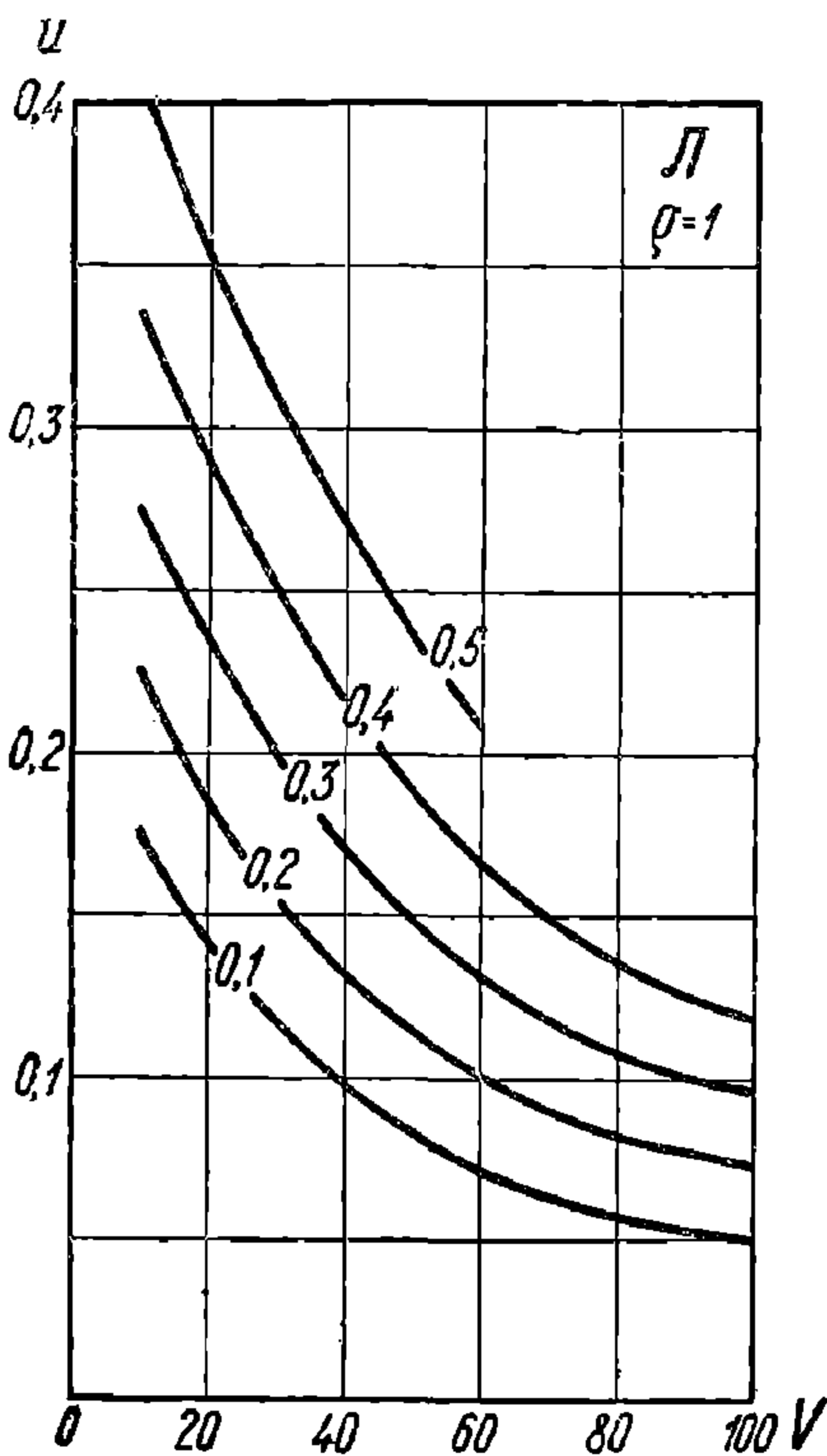
$$\frac{2n \cdot 10^6 \cdot V}{\pi D} \text{ или } \frac{2n_g \cdot 10^6 \cdot V}{\pi D} \quad (24)$$

ходов поршней, работающих свежим паром.

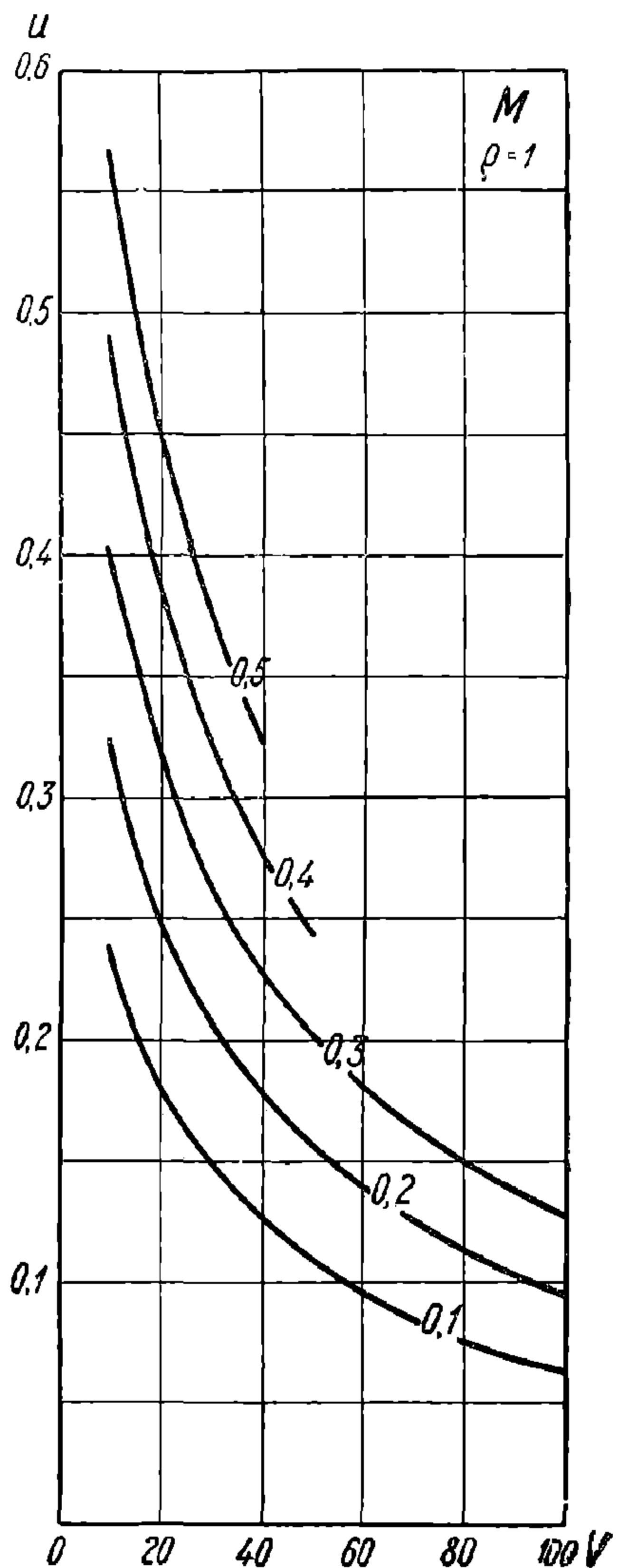
Если часовой расход пара на машину  $U = Hz_m$  разделить на число ходов поршней, работающих свежим паром по формуле 24, то получим формулу  $u$  в зависимости от  $V$  и  $z_m$ :

$$u = \frac{H \pi D}{2 \cdot 10^6 n} \cdot \frac{z_m}{V}, \text{ или } u = \frac{H \pi D}{2 \cdot 10^6 n_2} \cdot \frac{z_m}{V} \quad (25)$$

Из формул 25 следует, что  $u \cdot V = z_m \times \text{пост.}$  т. е.  $u$  и  $V$  связаны уравнением равнобокой гиперболы, отнесенной к своим асимптотам и определяемой величиной  $z_m$ . Это уравнение (формулу) легко построить, зная  $H$ ,  $D$  и  $n$  ( $n_2$ ) и задаваясь  $z_m$ .



Фиг. 40. Паровоз Л;  $u = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1$ .



Фиг. 41. Паровоз М;  $u = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1$ .

Для примера на левой стороне фиг. 89 построены кривые  $u = f(V)$  паровоза серии М для  $z_m = 15, 20, 30, 40$  и  $50$ .

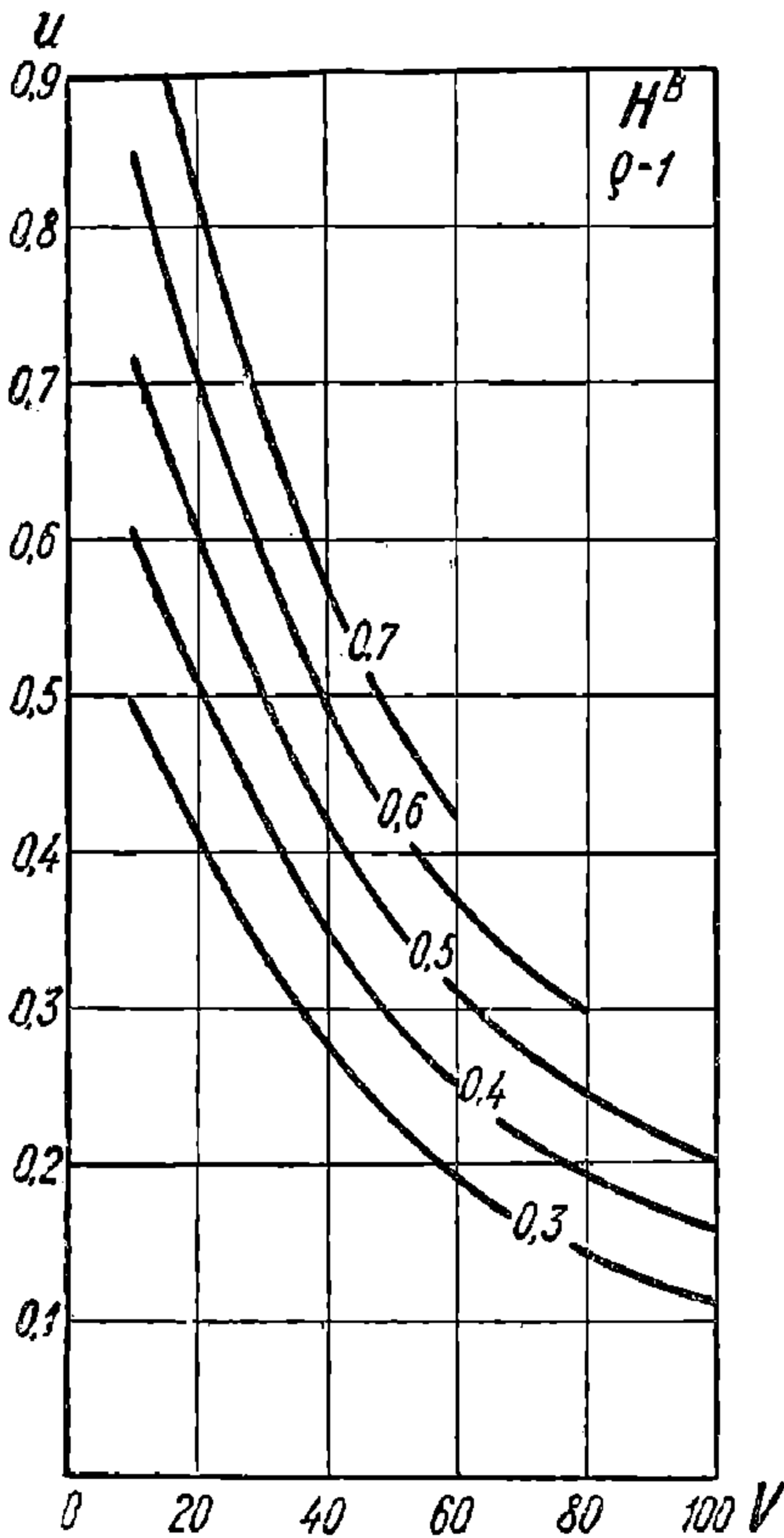
По формулам же 25 можно определить  $z_m$  для любого значения  $u$  по кривым  $u = f(V, \epsilon, \rho)$ ; например для паровоза ФД при  $\rho = 1$ ,  $\epsilon = 0,3$ ,  $V = 40$ ,  $u = 0,39$ , а

$$z_m = u \cdot \frac{2 \cdot 10^6 n}{H \pi D} \cdot V = 0,39 \cdot \frac{2 \cdot 10^6 \cdot 2}{295 \cdot \pi \cdot 1500} \cdot 40 = 45 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч.}$$

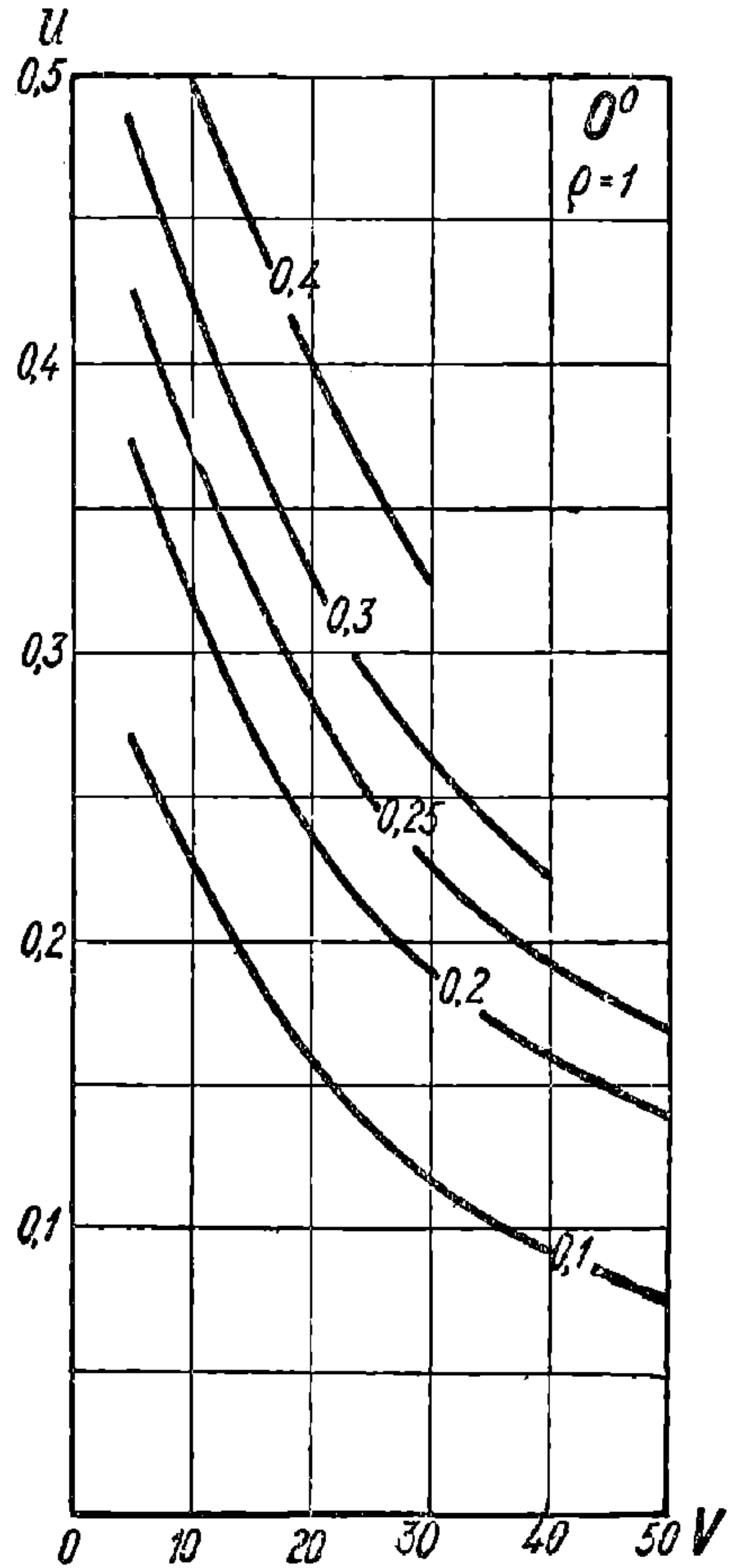
20. Расход пара на лошадиную силу в час. Из формулы 22 следует, что

$$U/N_* = 270 H \frac{z_m}{V F_*} \text{ кг/ЛС} \cdot \text{ч} \quad (26)$$

По этой формуле, имея кривые  $F_* = f(V, z_m)$  для какого-либо паровоза, легко определить  $U/N_*$  для любой комбинации  $V$  и  $z_m$



Фиг. 42. Паровоз  $H^B$ ;  $u = f(V, \varepsilon)$  при  $\rho = 1$ .



Фиг. 43. Паровоз  $O^0$ ;  $u = f(V, \varepsilon)$  при  $\rho = 1$ .

для того же паровоза. Например, для паровоза ФД (фиг. 28) при  $V = 30$  и  $z_m = 40$ ,  $F_* = 13000$ . Следовательно, по формуле 26

$$U/N_* = 270 \cdot 295 \frac{40}{30 \cdot 13000} = 8,2 \text{ кг/ЛС} \cdot \text{ч}$$

Имея кривые  $F_* = f(V, z_m)$  легко построить для того же паровоза кривые  $U/N_* = f(V, z_m)$ . Для этого задаемся последовательно разными  $V$  (10, 20, 30 и т. д.), определяем для них  $F_*$  по кривым  $F_* = f(V, z_m)$  для нужных  $z_m$ , подставляем соответствующие  $V$ ,  $F_*$  и  $z_m$  в формулу 26, подсчитываем  $U/N_*$  и ставим точки на миллиметровке в координатах  $U/N_*$  и  $V$ . Полученные точки для одинаковых  $z_m$  соединяем плавными кривыми.

УДУМТ  
(ДИТ)

На фиг. 56, 57 и 58 приведены кривые  $U/N_{*} = f(V, z_{*})$  для паровозов ЭУ, ЭМ и ФД.

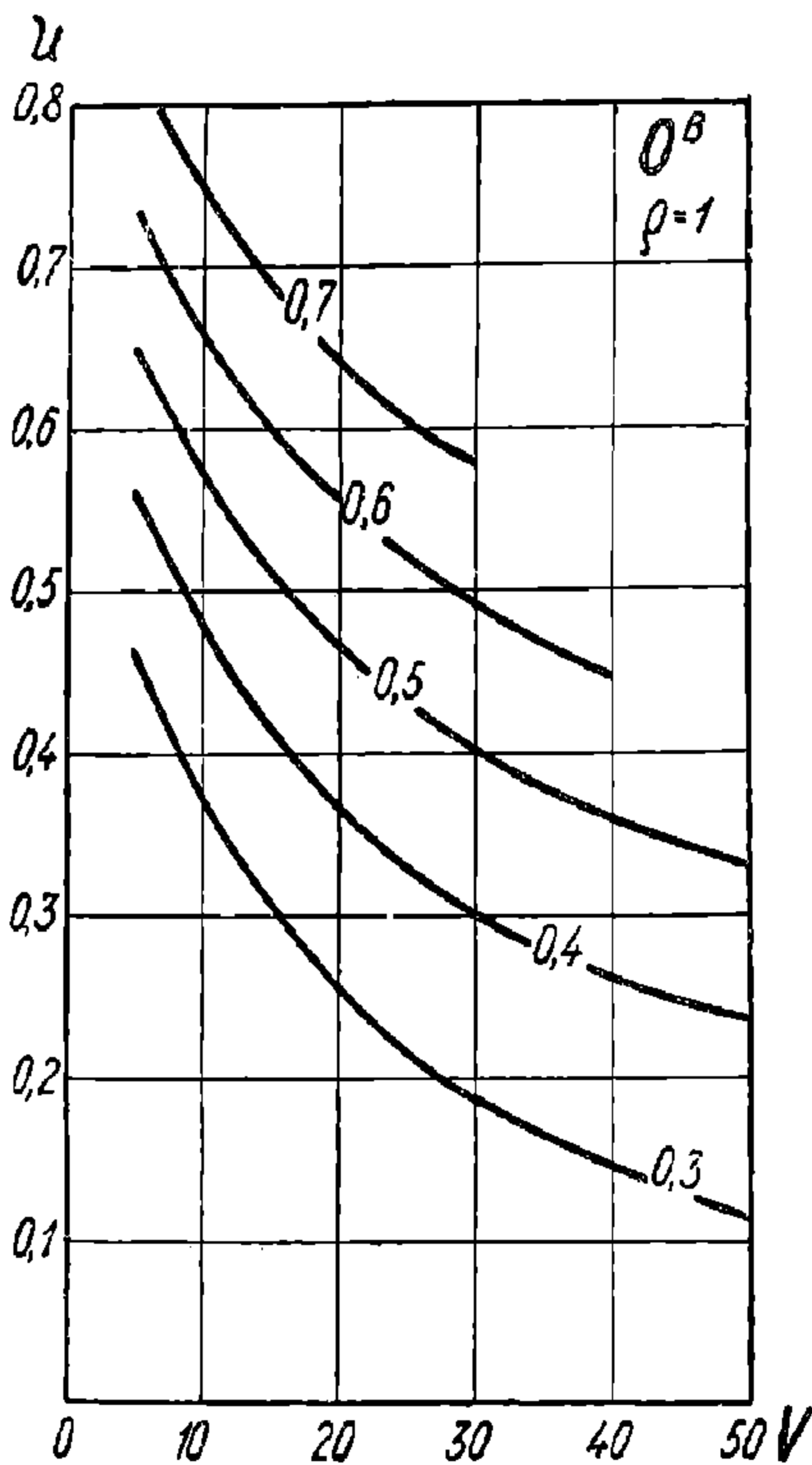
Подставляя  $z_{*}$  из формулы 25 в формулу 26, получаем:

$$U/N_{*} = \frac{54 \cdot 10^7 n u}{\pi D F_{*}} \quad U/N_{*} = \frac{54 \cdot 10^7 n_0 u}{\pi D F_{*}} \quad (27)$$

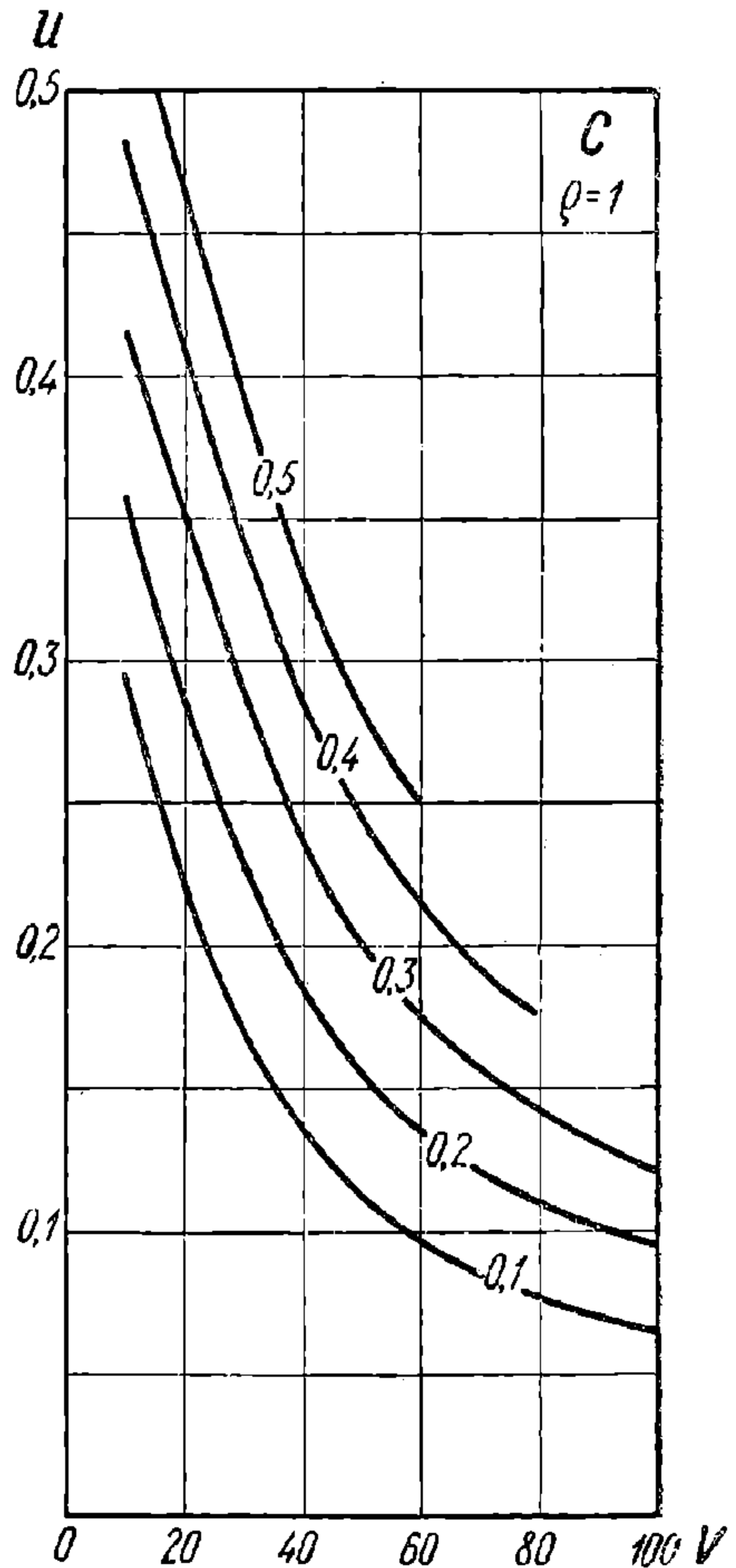
Для  $U/N_{*}$  легко можно было бы вывести совершенно такие же формулы, с заменой  $F_{*}$  на  $F_i$ .

Из формул 27 следует, что

$$U/N = \text{пост. величина} \times \frac{u}{F}$$



Фиг. 44. Паровоз Ов;  $u = f(V, \varepsilon)$  при  $\rho = 1$ .



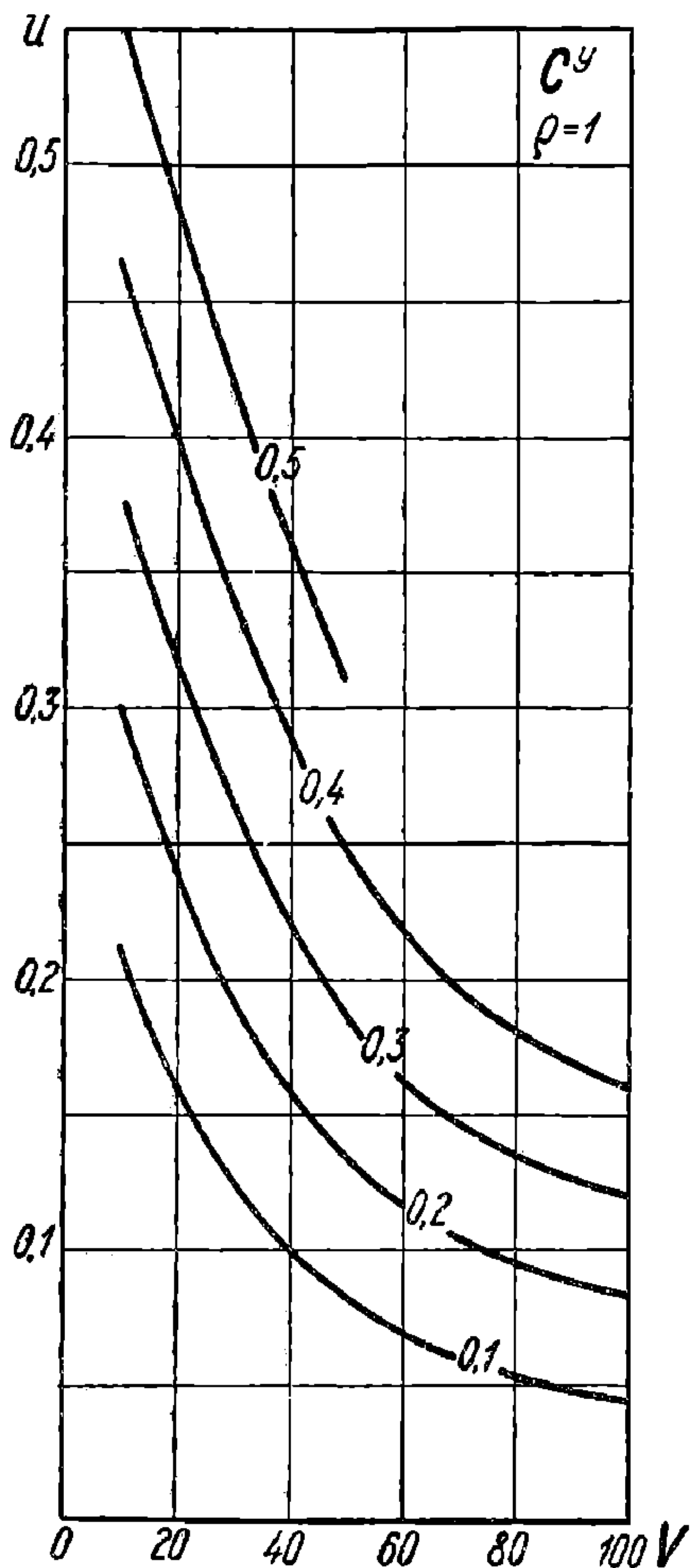
Фиг. 45. Паровоз С;  $u = f(V, \varepsilon)$  при  $\rho = 1$ .

Формулы 27 дают возможность построить зависимость  $U/N_{*} = f(V, \varepsilon)$  для заданного  $\rho$ , если имеются зависимости  $F_{*} = f(V, \varepsilon)$  и  $u = f(V, \varepsilon)$  для того же паровоза и  $\rho$ . Для построения задаемся последовательно разными  $V$  (10, 20, 30 и т. д.) и разными  $\varepsilon$  (0,3; 0,4 и т. д.) и для каждой комбинации  $V$  и  $\varepsilon$  определяем по кривым  $F$  и  $u$ . Делим каждый раз  $F_{*}$  на  $u$ , множим частное на постоянный коэффициент по формуле 27 и ставим точку на миллиметровке в координатах  $U/N_{*}$  и  $V$ . Полученные точки для одинаковых  $\varepsilon$  соединяем плавными кривыми.

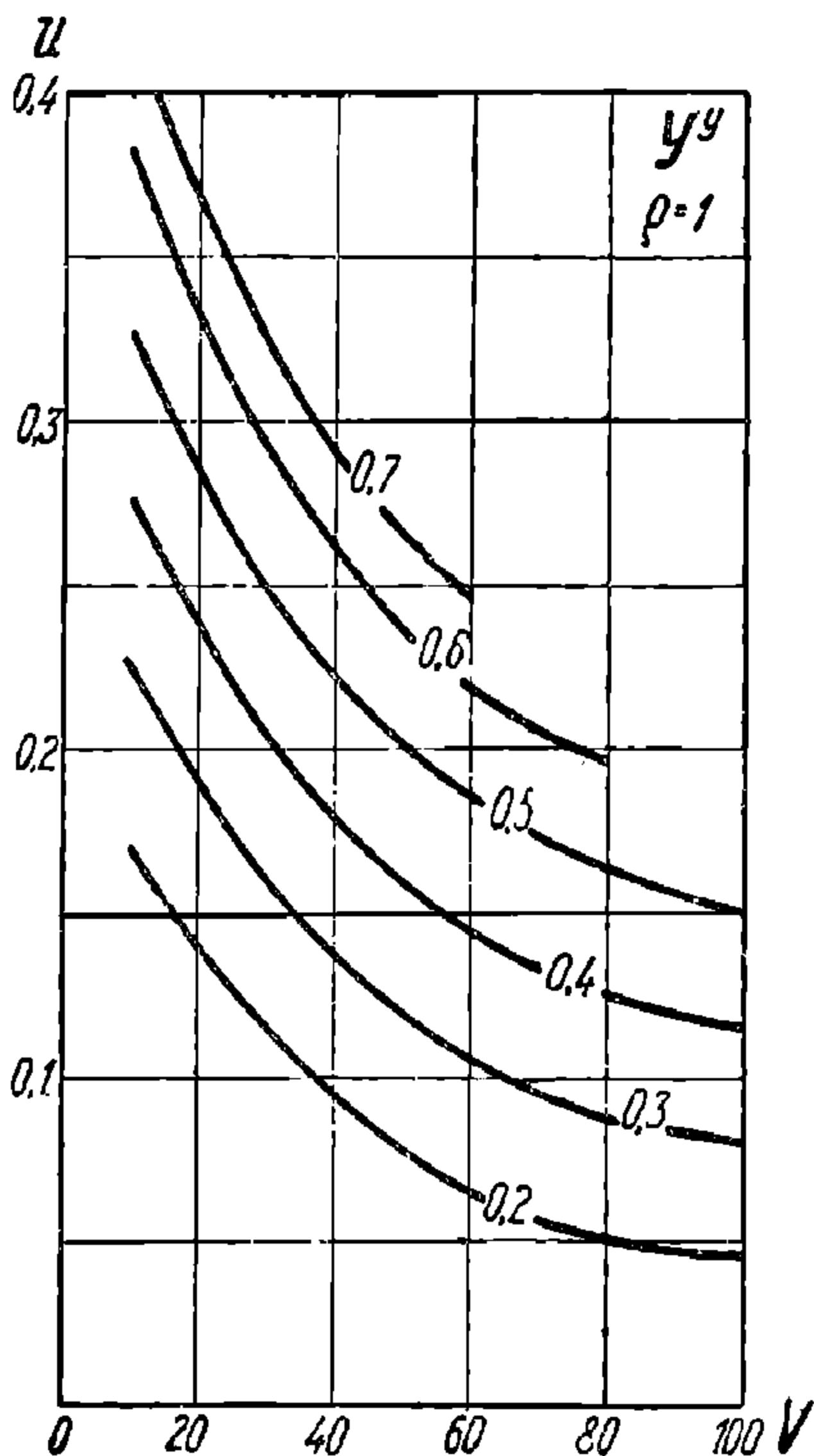
Этим способом, по формуле 27 построены все опытные кривые  $U/N = f(V, \epsilon)$ , так как непосредственное определение  $U/N$  во время опыта затруднительно и неточно (п. 67).

Зависимости  $U/N = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1$  приведены на фиг. 59—83 для тех же 20 серий паровозов, для которых выше приведены  $F_u$  и  $u$ ; для паровозов же С, О<sup>В</sup>, Ш и Э приведены кривые  $U/N = f(V, \epsilon)$  и для открытий регулятора, меньших полного.

Цифры на кривых означают отсечки  $\epsilon$  или  $\epsilon_0$ . Почти все кривые имеют ясно выраженный минимум, т. е. наивыгоднейшую



Фиг. 46. Паровоз СУ  $u = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1$ .



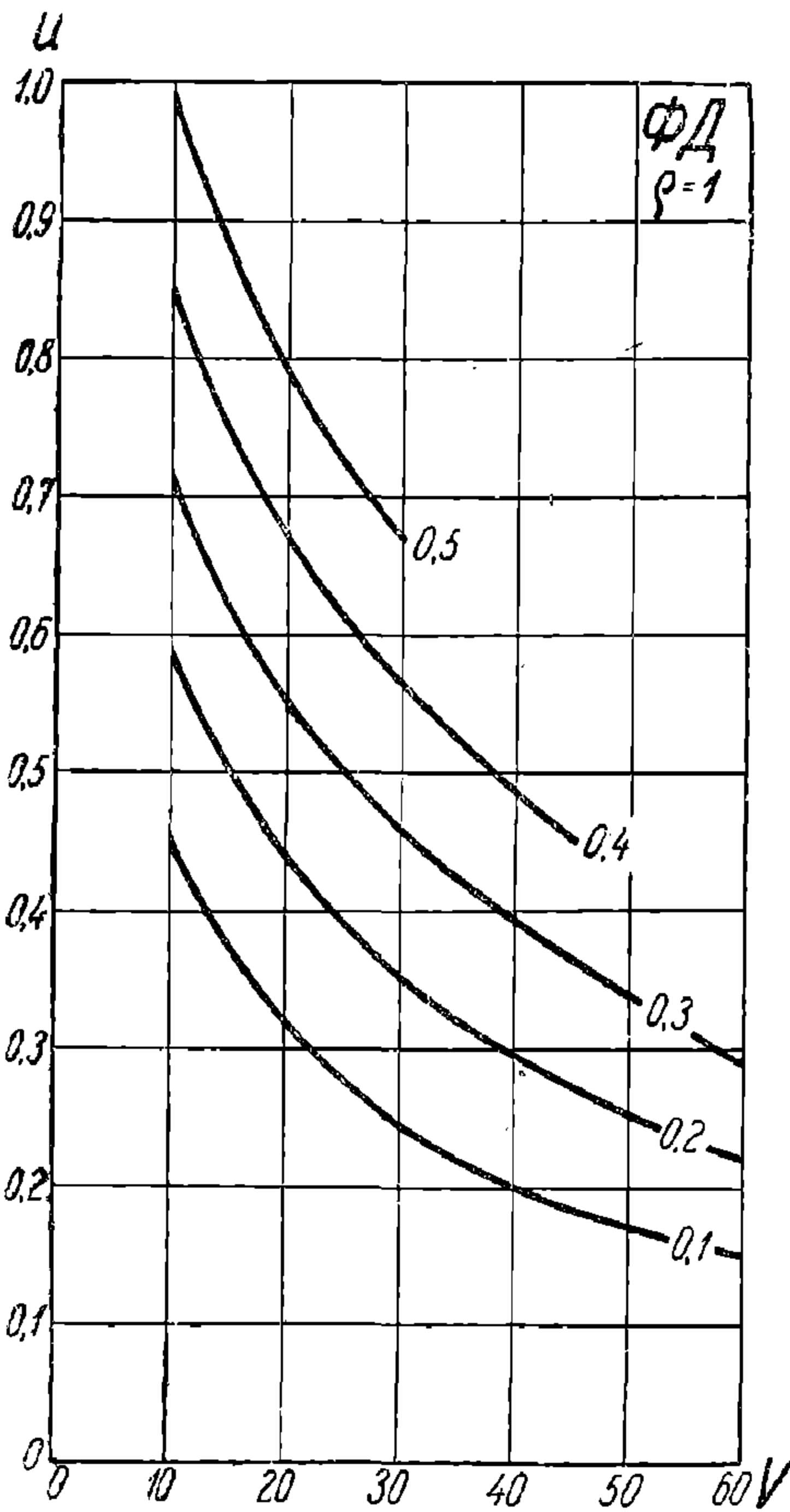
Фиг. 47. Паровоз УУ;  $u = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1$ .

скорость. Этот минимум при  $\rho = 1$  у товарных паровозов — при  $V$  около 30 км/ч при простой машине и около 20 км/ч при машине компаунд; у пассажирских паровозов — при  $V$  около 80 км/ч при простой машине и около 50 км/ч при машине компаунд. Паровозы Маллет компаунд имеют минимум при 5—10 км/ч. При уменьшении открытия регулятора минимум у всех паровозов передвигается в сторону меньших скоростей. Вообще говоря, полное открытие регулятора является наивыгоднейшим (если, конечно, паровоз не бросает воды в цилиндры), но при малых силах тяги для большинства серий паровозов выгоднее прикрывать регулятор, чем

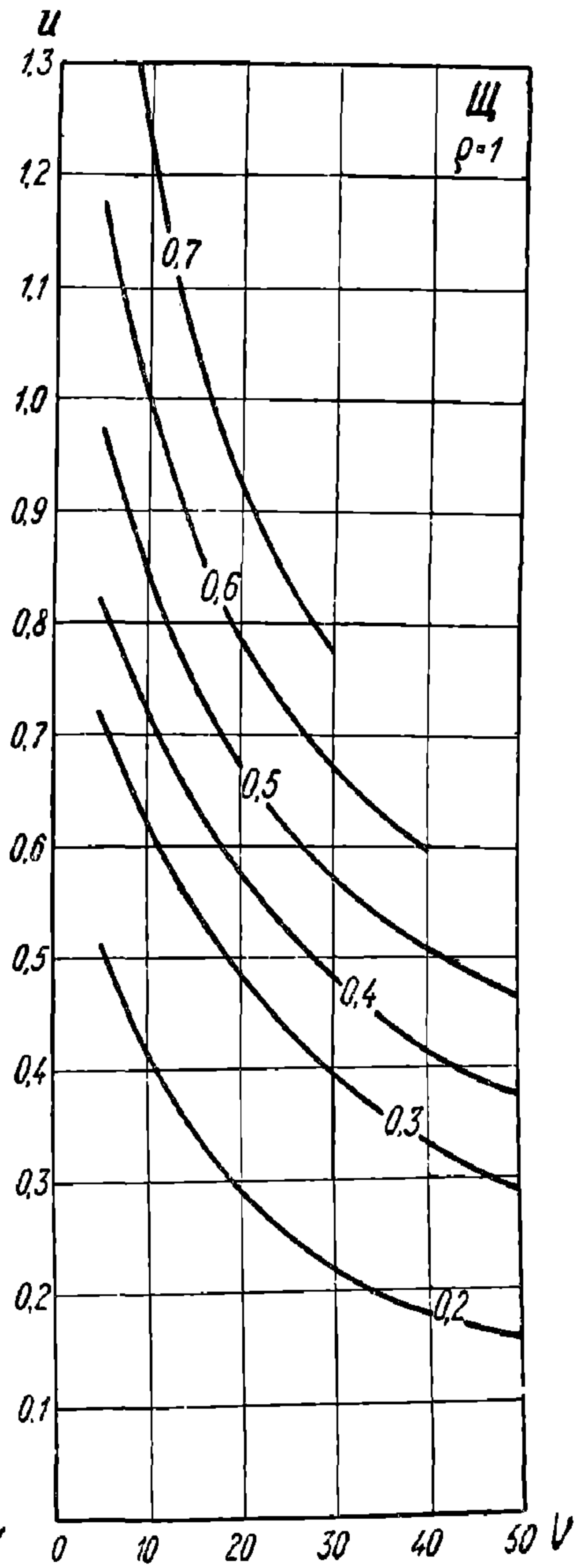
УДМУТТ  
(ДИПТ)

уменьшать отсечку ниже, примерно 0,2 для простых машин и 0,4 для машин компаунд.

Главными причинами увеличения расхода пара на силу-час при малых скоростях являются относительное увеличение пропусков пара через золотники и поршни и увеличение теплообмена со стенками цилиндра. Увеличение же расхода пара на силу-час при больших скоростях объясняется увеличением торможения пара на его пути до цилиндров и увеличением потерь от трения в дви-



Фиг. 48. Паровоз ФД;  $u = f(V, \epsilon)$  при  $q = 1$ .

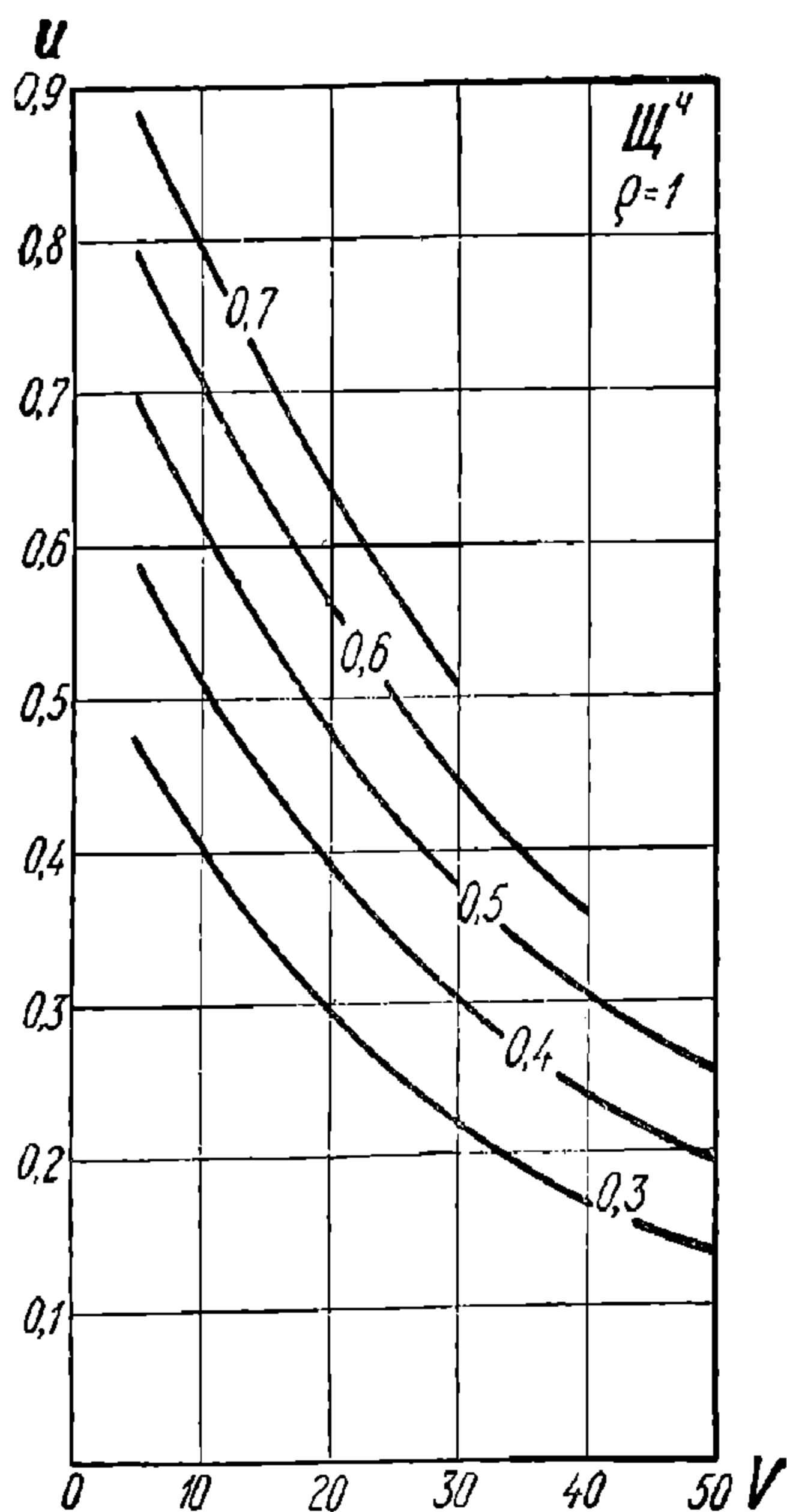


Фиг. 49. Паровоз Щ;  $u = f(V, \epsilon)$  при  $q = 1$ .

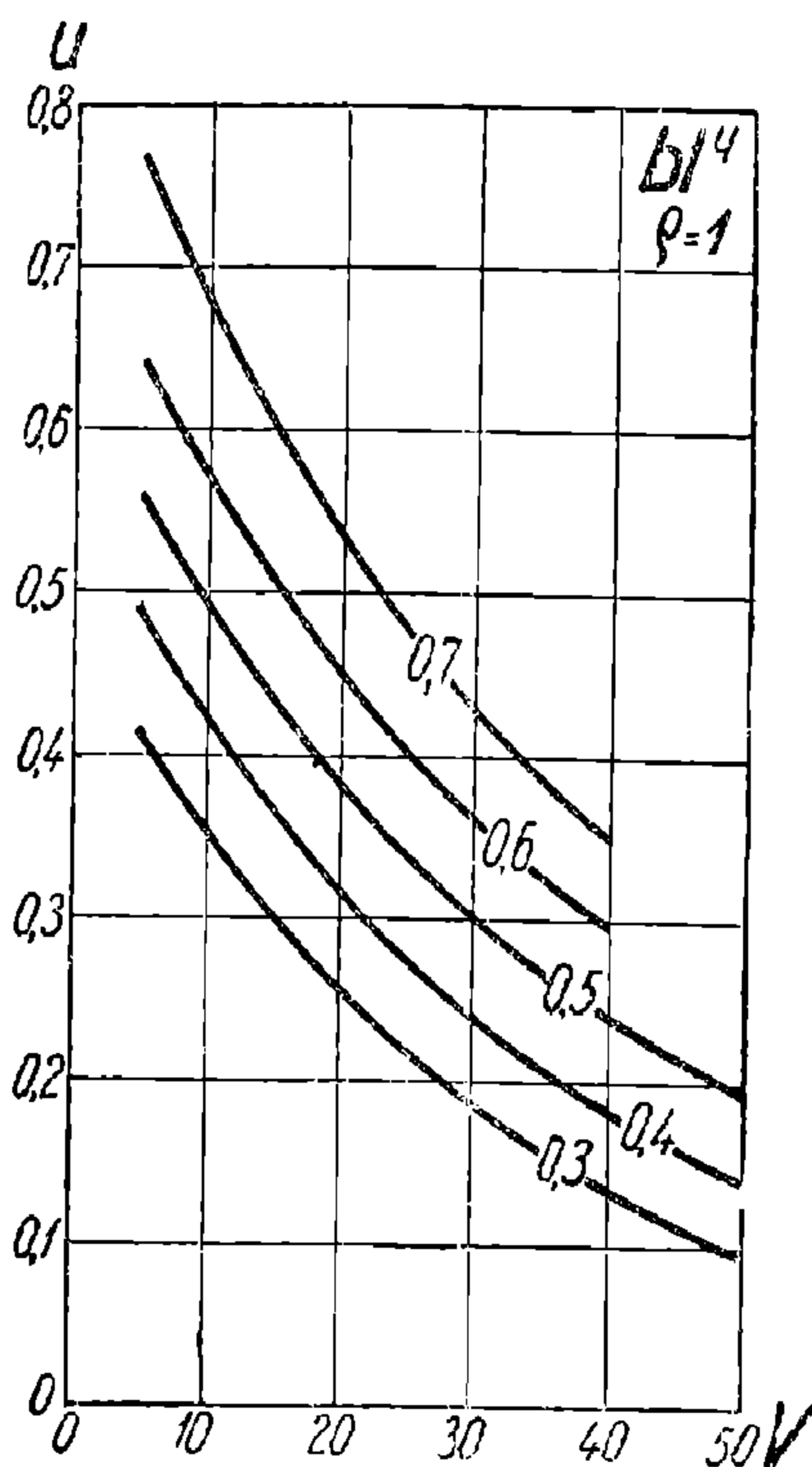
жущем и парораспределительном механизмах. В паровозах с перегревом пара с увеличением скорости возрастает и перегрев (от увеличения форсировки котла), что замедляет относительное увеличение расхода пара от торможения пара и от потерь в движущем и парораспределительном механизмах (так как  $F_2$  и  $F_*$  падают медленнее).

УДУНТ  
(ДІТ)

**21. Графическая интерполяция.** При графическом изображении зависимости одной переменной величины, например  $F_{\#}$ , от двух других переменных величин, например  $V$  и  $z_m$ , в действительности приходится изображать зависимость этой величины от одной из двух независимых переменных (напр.  $V$ ) при разных значениях другой переменной независимой ( $z_m$ ). В таком виде приведены графические зависимости  $F_{\#} = f(V, z_m)$ ,  $F_{\#} = f(V, \epsilon)$ ,  $u = f(V, \epsilon)$ ,  $U/N_{\#} = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1$ . На графике получается столько кривых, столь-



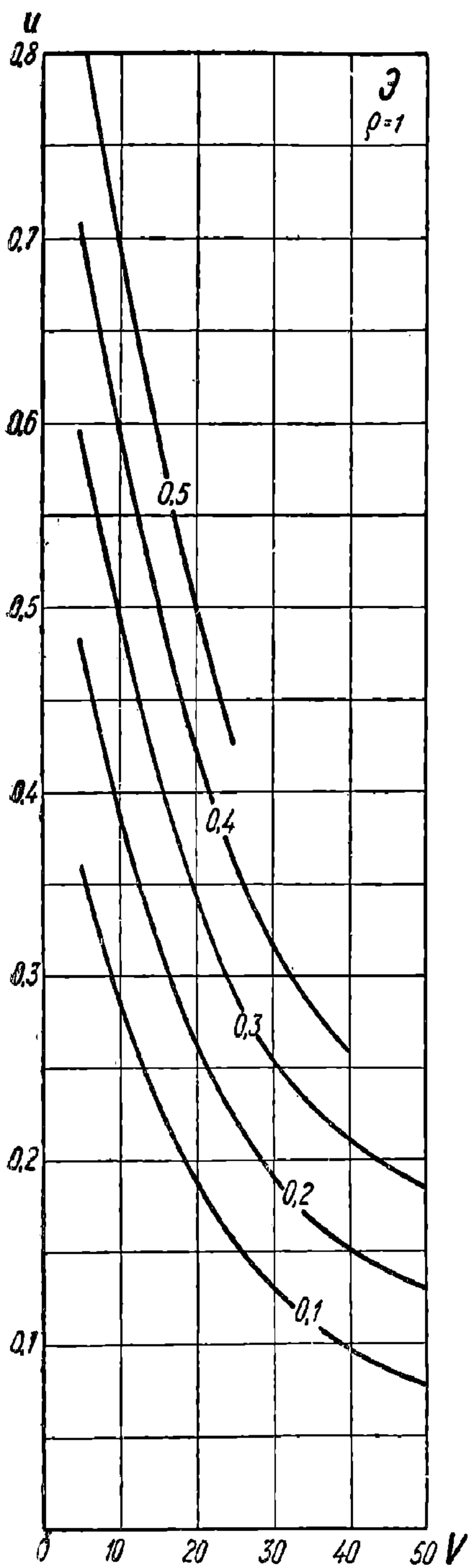
Фиг. 50. Паровоз ЩЧ;  $u = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1$ .



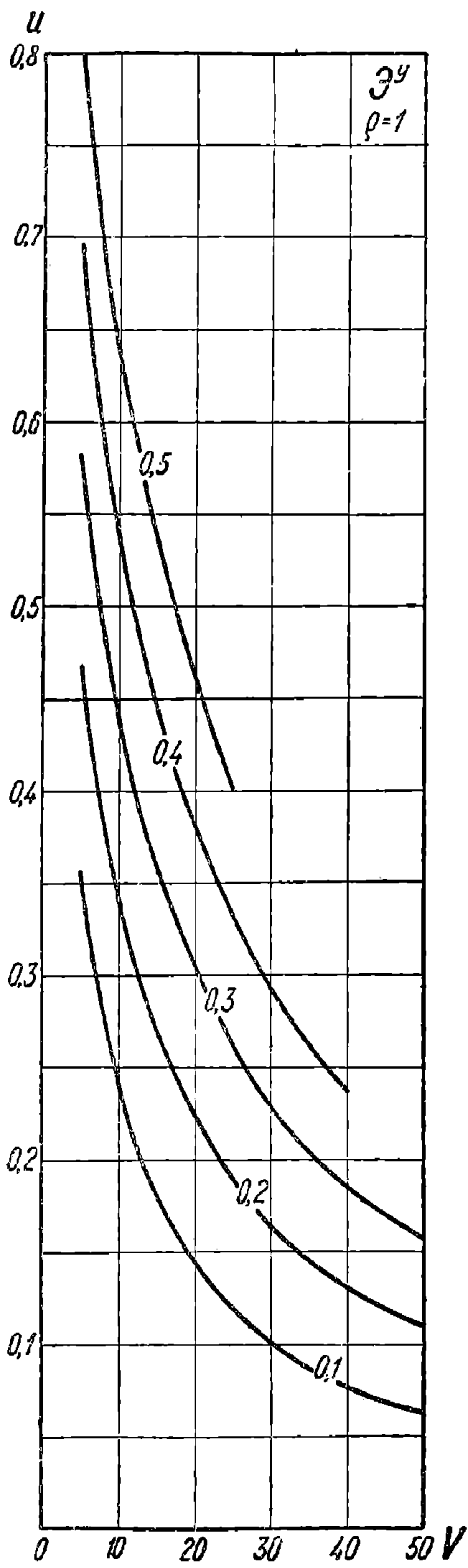
Фиг. 51. Паровоз ЫЧ;  $u = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1$ .

ко взято значений второй независимой переменной. Для ясности и наглядности графика, зависимость приводится для небольшого числа значений второй независимой переменной, выражаемых круглыми числами, напр.  $z_m = 20, 30, 40$  и  $50$ ; в случае же надобности кривая для любого значения переменной, не приведенная на графике, может быть всегда построена с помощью графической интерполяции. Этот способ показан на фиг. 84, на примере построения кривой котловой силы тяги  $F_k$  для паровоза  $O^B$  при  $z_m = 27$ .

Берем клетчатую бумагу и строим на ней с фиг. 24 ( $O^B$ ) кривые  $F_{\#} = f(V, z_m)$ , лучше в увеличенных в два раза масштабах, т. е.  $1000 \text{ кг} = 20 \text{ мм}$  и  $10 \text{ км/ч} = 20 \text{ мм}$ . Фиг. 84 сделана во вдвое меньшем масштабе, чем фиг. 24, для экономии места. Рядом строим зависимость  $F_{\#}$  от  $z_m$  для нескольких скоростей, скажем  $V = 10, 20, 30,$



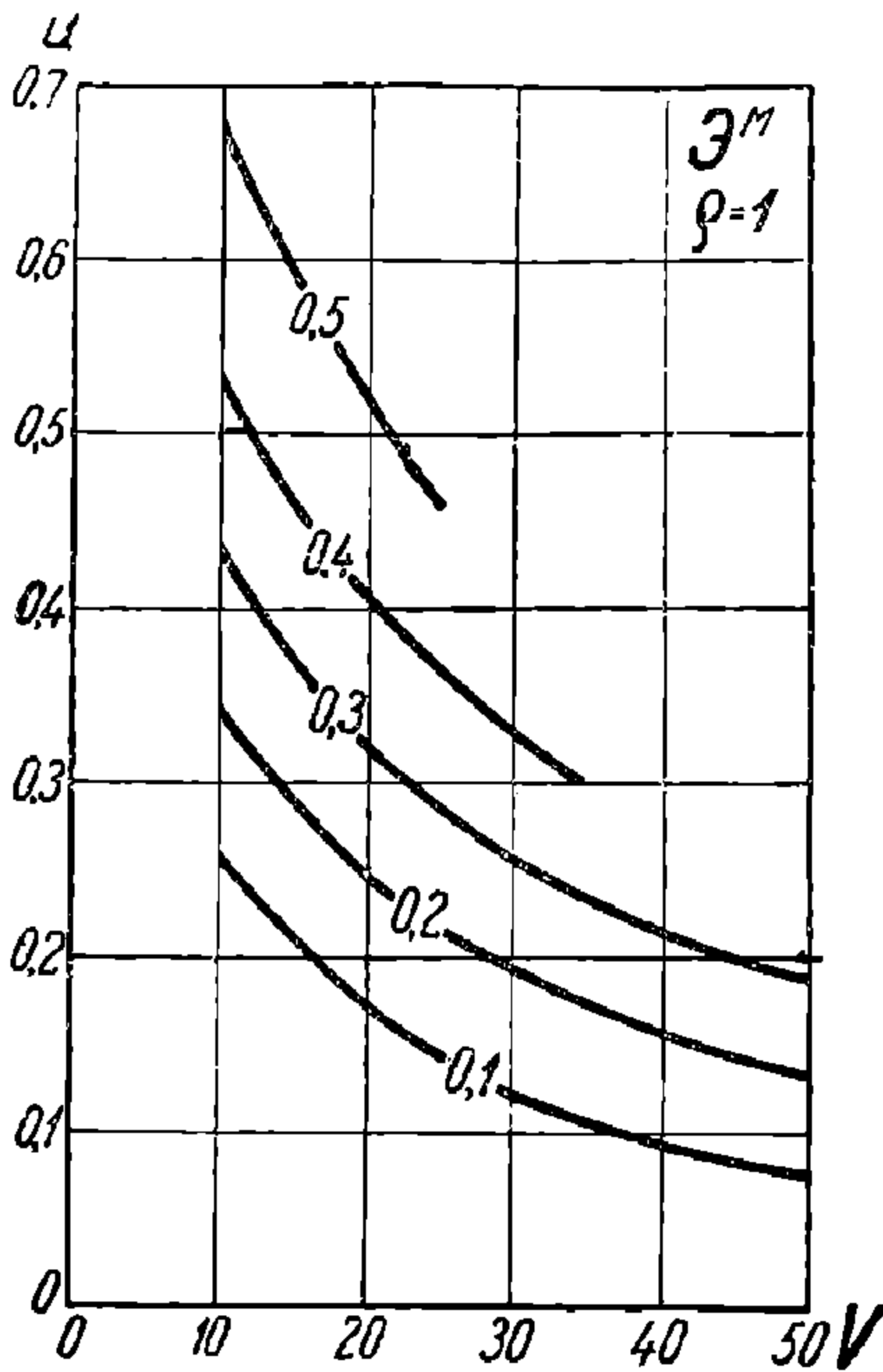
Фиг. 52. Паровоз Э;  $u = f(V, \epsilon)$   
при  $\rho = 1$ .



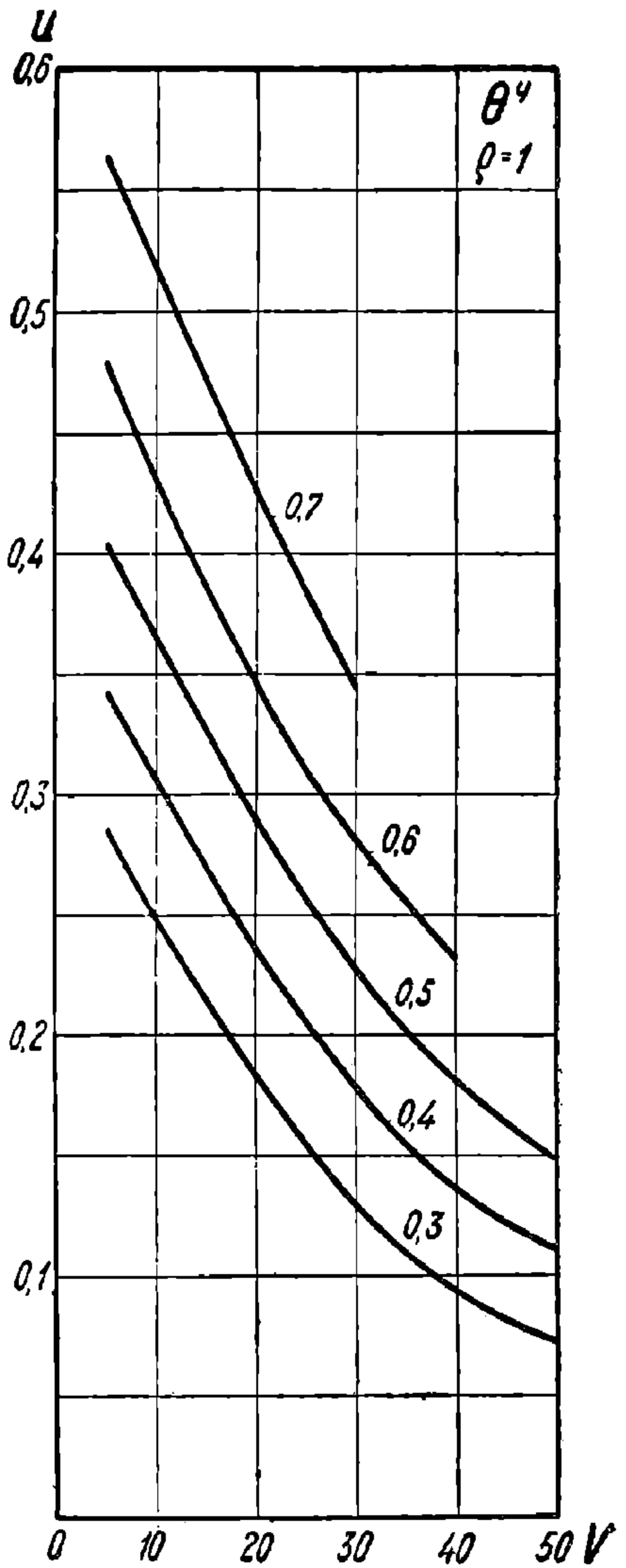
Фиг. 53. Паровоз ЭУ;  $u = f(V, \epsilon)$   
при  $\rho = 1$ .



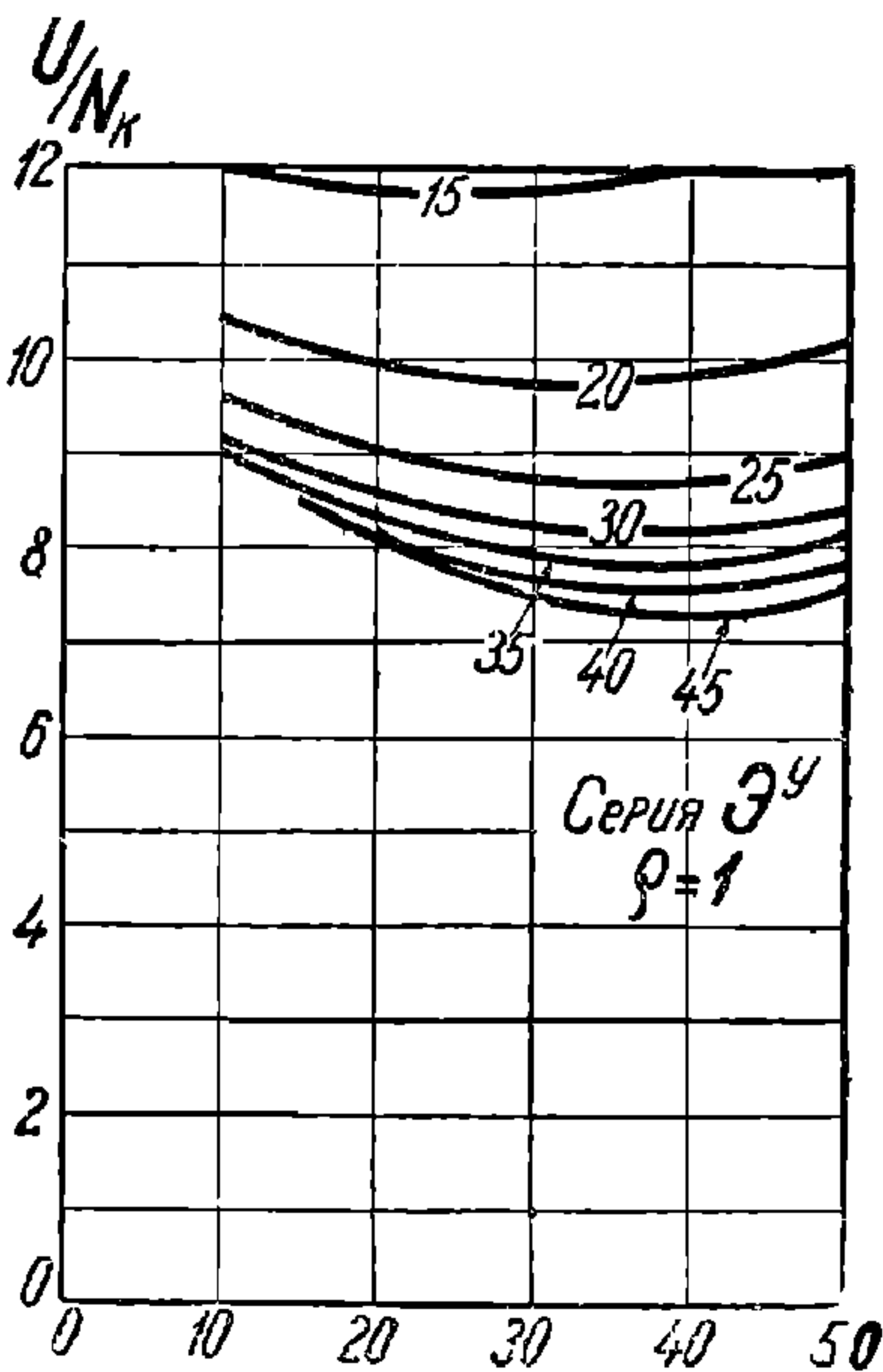
40 и 50 км/ч.: по оси абсцисс откладываем  $z_m$  в каком-нибудь удобном масштабе, напр. 10 кг/м<sup>2</sup>,  $\epsilon = 20$  мм (на фиг. 84 масштаб в четыре раза меньше), и переносим точки с левой диаграммы на правую. Пунктиром показан ход построения кривой  $F_k = f(z_m)$  для  $V = 20$ . Через полученные точки проводим плавные кривые. Вся



Фиг. 54. Паровоз ЭМ;  $u = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1$ .

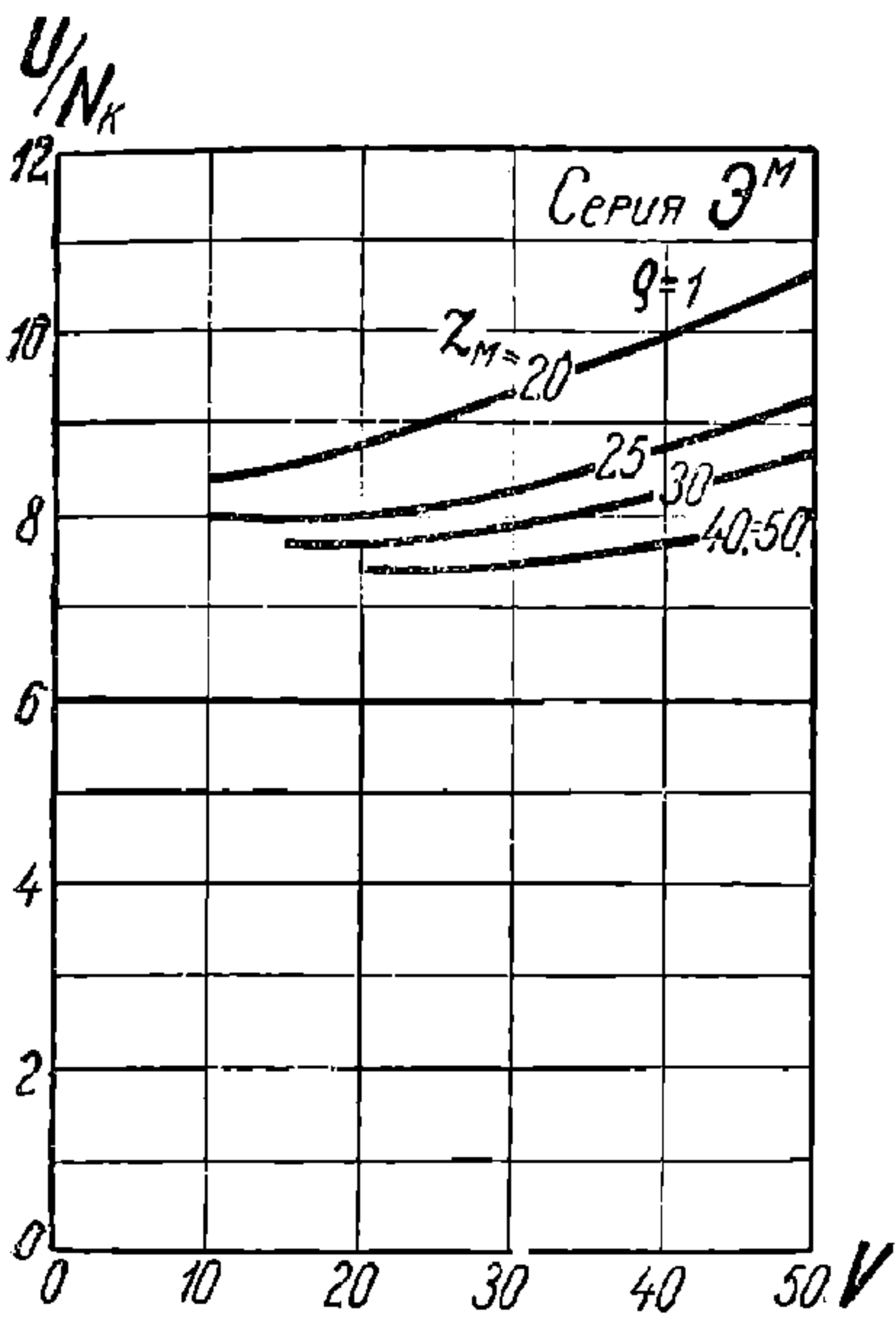


Фиг. 55. Паровоз ЭЧ;  $u = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1$ .

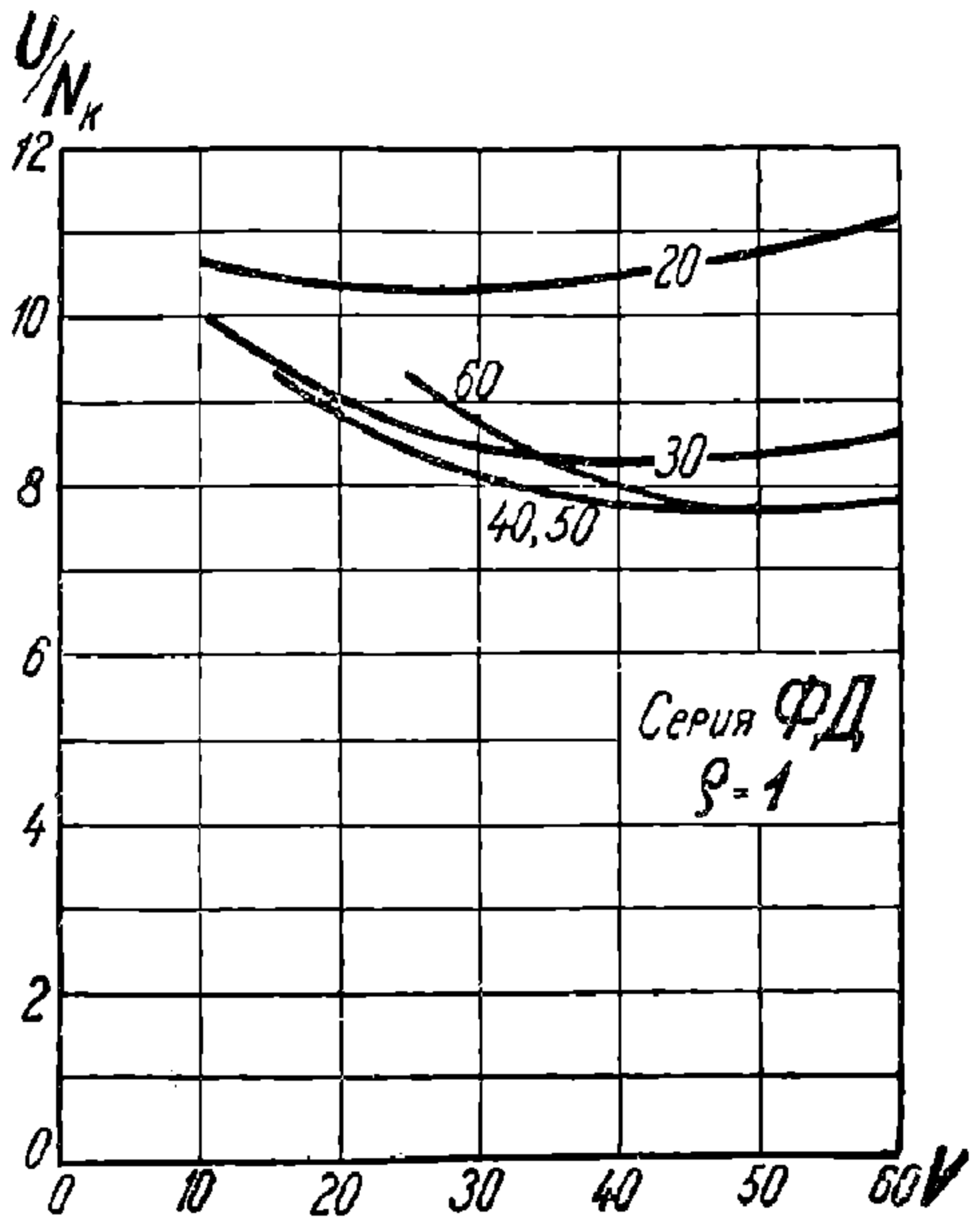


Фиг. 56. Паровоз ЭУ;  $\frac{U}{N_k} = f(V, z_m)$ .

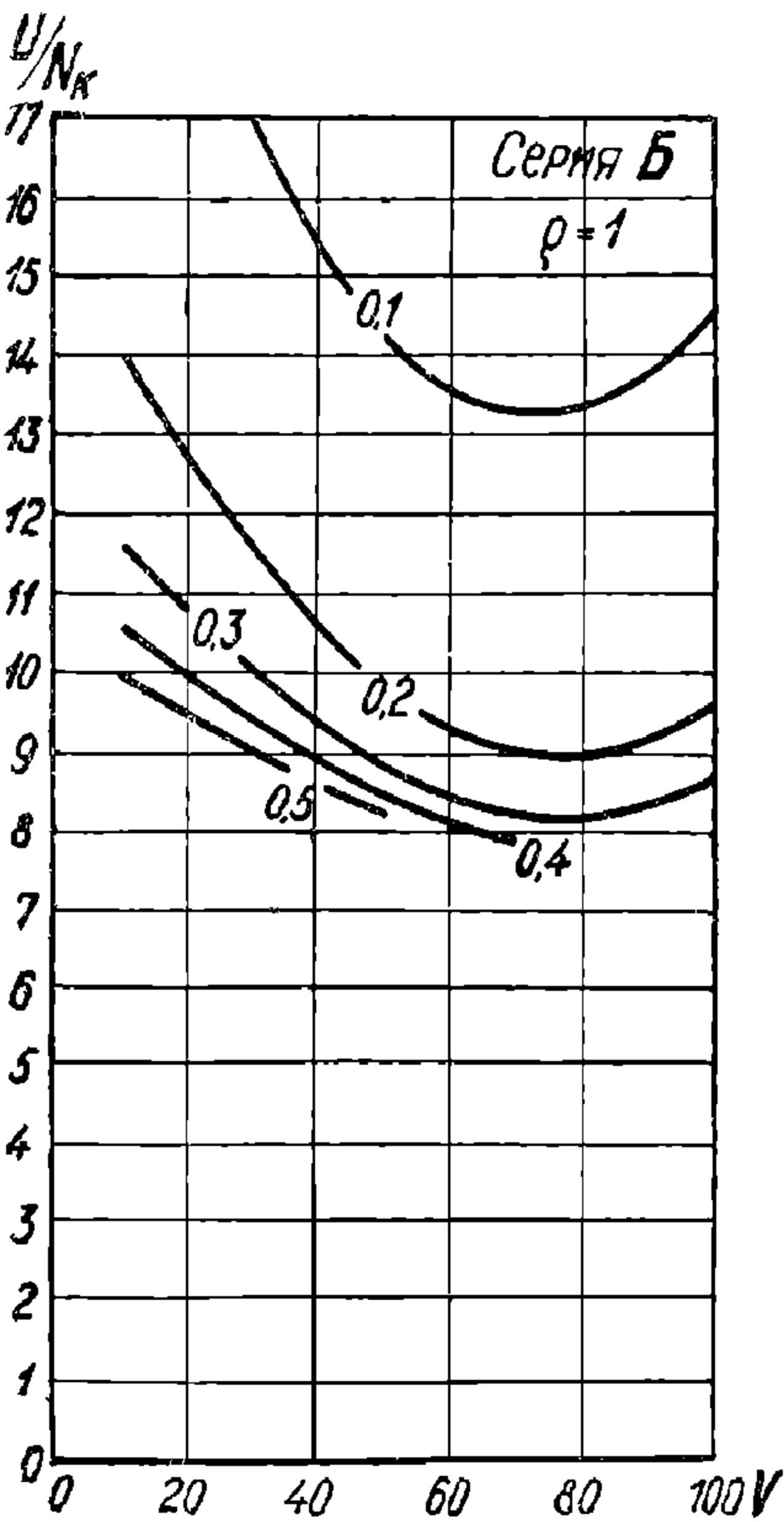
эта операция называется перестройкой кривых в других координатах. Обе диаграммы, левая и правая, представляют одну и ту же зависимость  $F_k = f(V, z_m)$ , но левая дает, в сущности говоря,  $F_k = f(V)$  для нескольких значений  $z_m$  (20, 30, 40 и 50), а правая



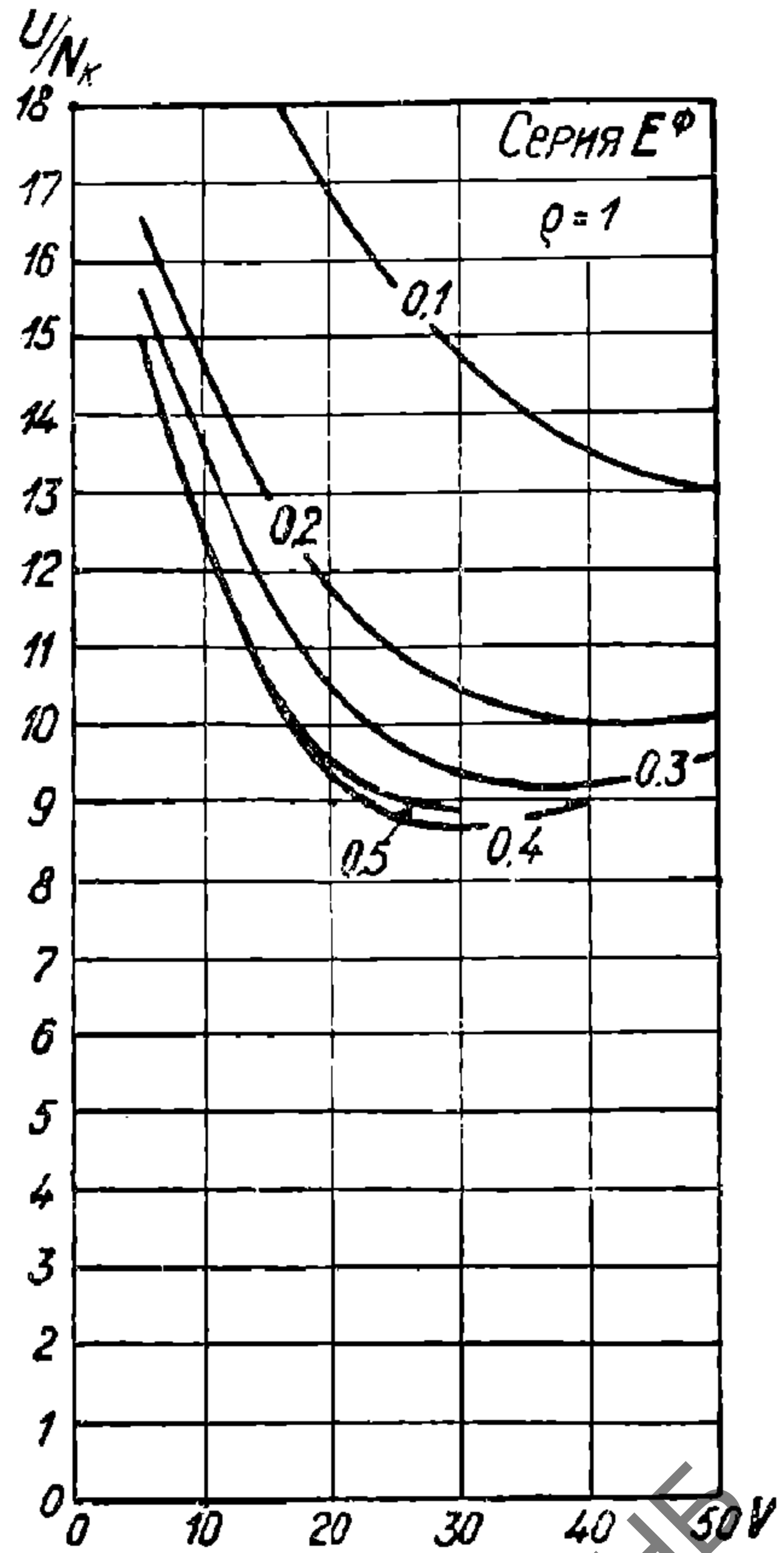
Фиг. 57. Паровоз ЭМ;  $\frac{U}{N_k} = f(V, z_m)$ .



Фиг. 58. Паровоз ФД;  $\frac{U}{N_k} = f(V, z_m)$ .



Фиг. 59. Паровоз Б;  $\frac{U}{N_k} = f(V, \epsilon)$   
при  $\rho = 1$ .

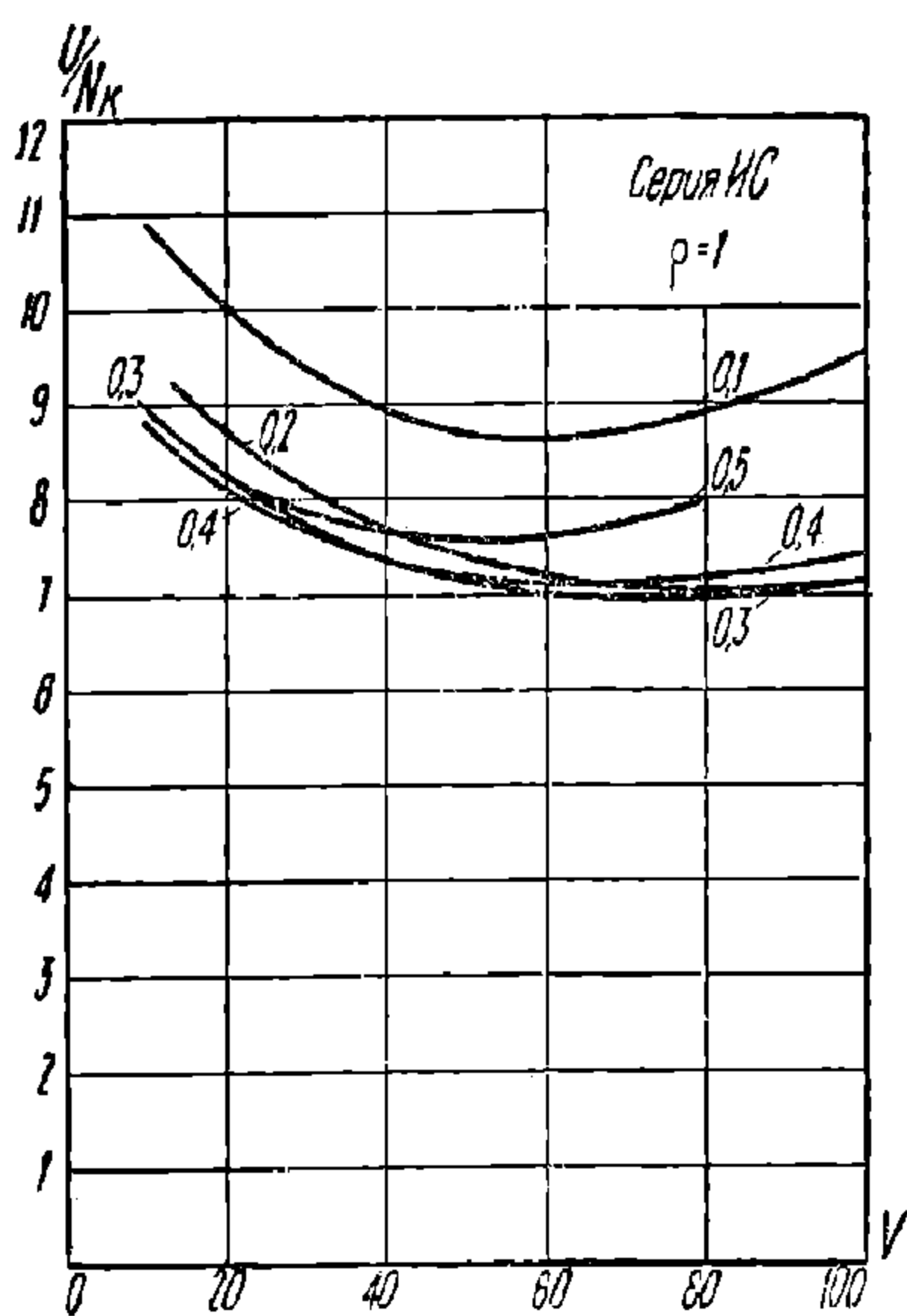


Фиг. 60. Паровоз ЕФ;  $\frac{U}{N_k} = f(V, \epsilon)$   
при  $\rho = 1$ .

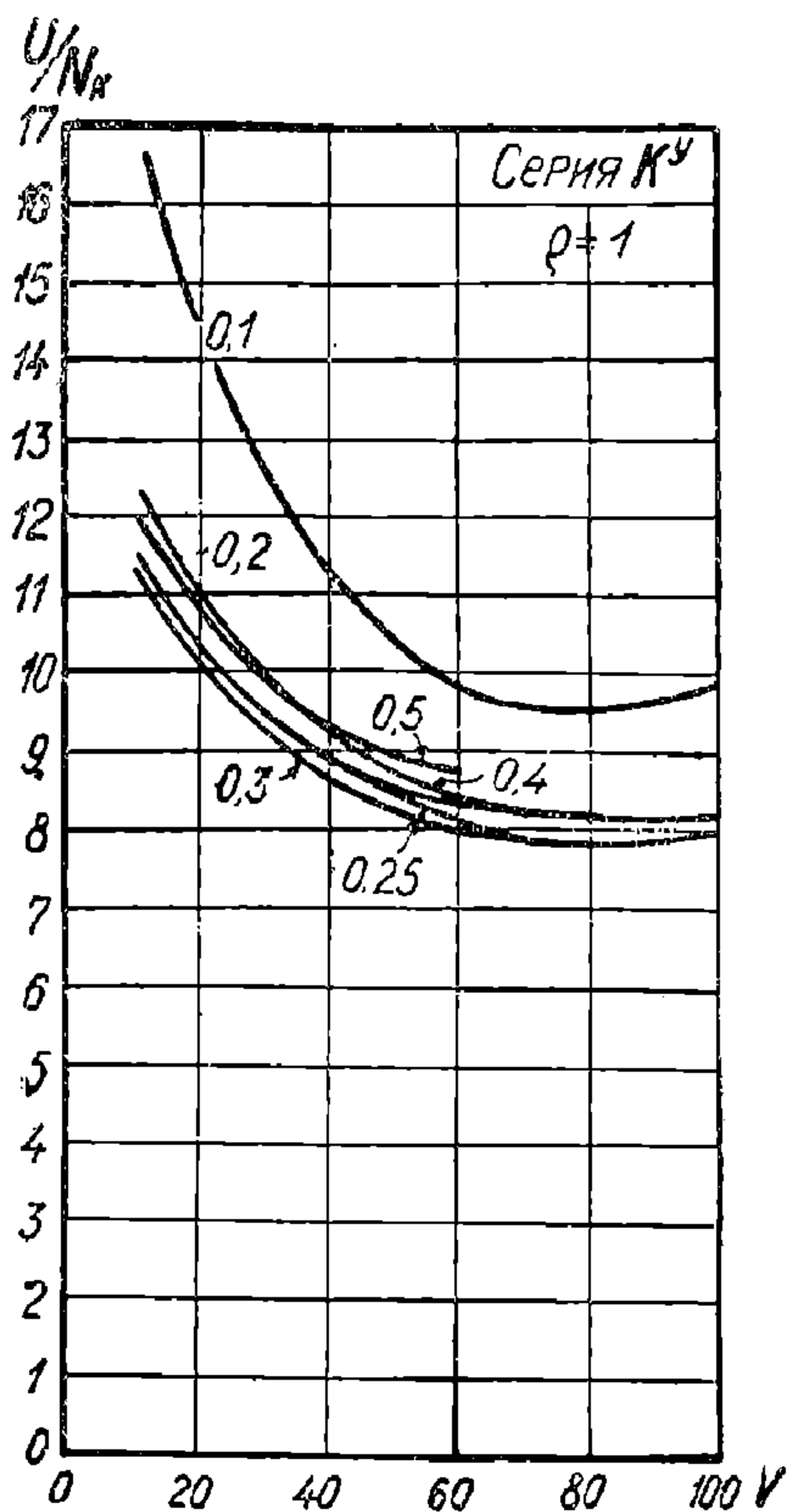
УДМУНТ  
(ДИТ)

дает  $F_{\#} = f(z_{\#})$  для нескольких значений  $V$  (10, 20, 30, 40 и 50). Чтобы получить на левой диаграмме нужную нам кривую  $F_{\#} = f(V)$  для  $z_{\#} = 27$ , проводим на правой диаграмме ординату для  $z_{\#} = 27$  и точки пересечения ее с кривыми переносим на левую диаграмму до пересечения с ординатами соответствующих скоростей. Через полученные точки проводим плавную кривую. Она есть  $F_{\#} = f(V)$  для  $z_{\#} = 27$ .

Таким же способом можно построить кривые  $F_{\#} = f(V)$  для  $z_{\#}$  немного меньше 20 или немного больше 50. В этих случаях (гра-



Фиг. 61 Паровоз ИС;  $\frac{U}{N_k} = f(V, \epsilon)$   
при  $\rho = 1$ .



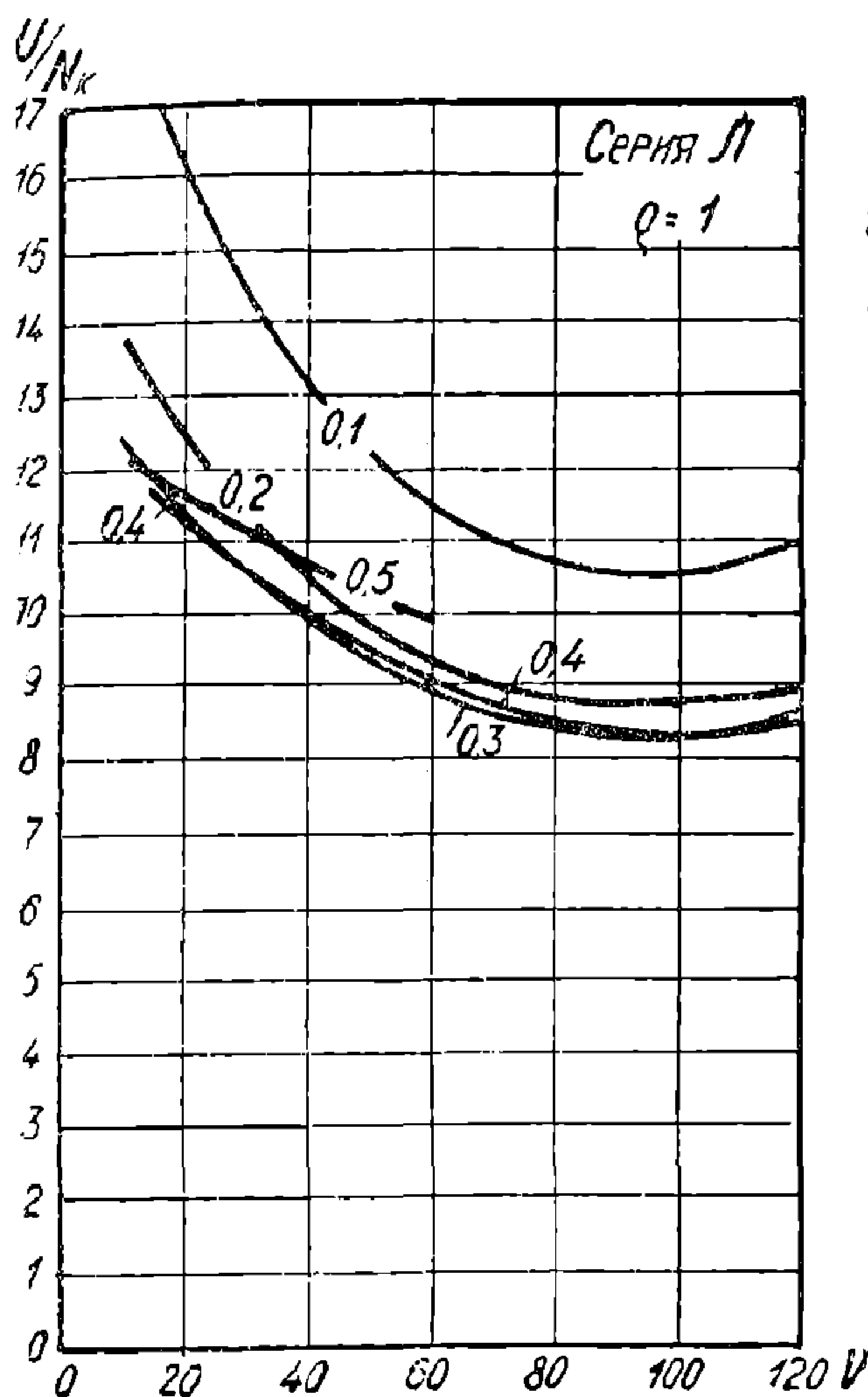
Фиг. 62. Паровоз КУ;  $\frac{U}{N_k} = f(V, \epsilon)$   
при  $\rho = 1$ .

фическая экстраполяция) перестроенные кривые надо продолжить в желаемую сторону, сохраняя их плавность и закономерность общего расположения.

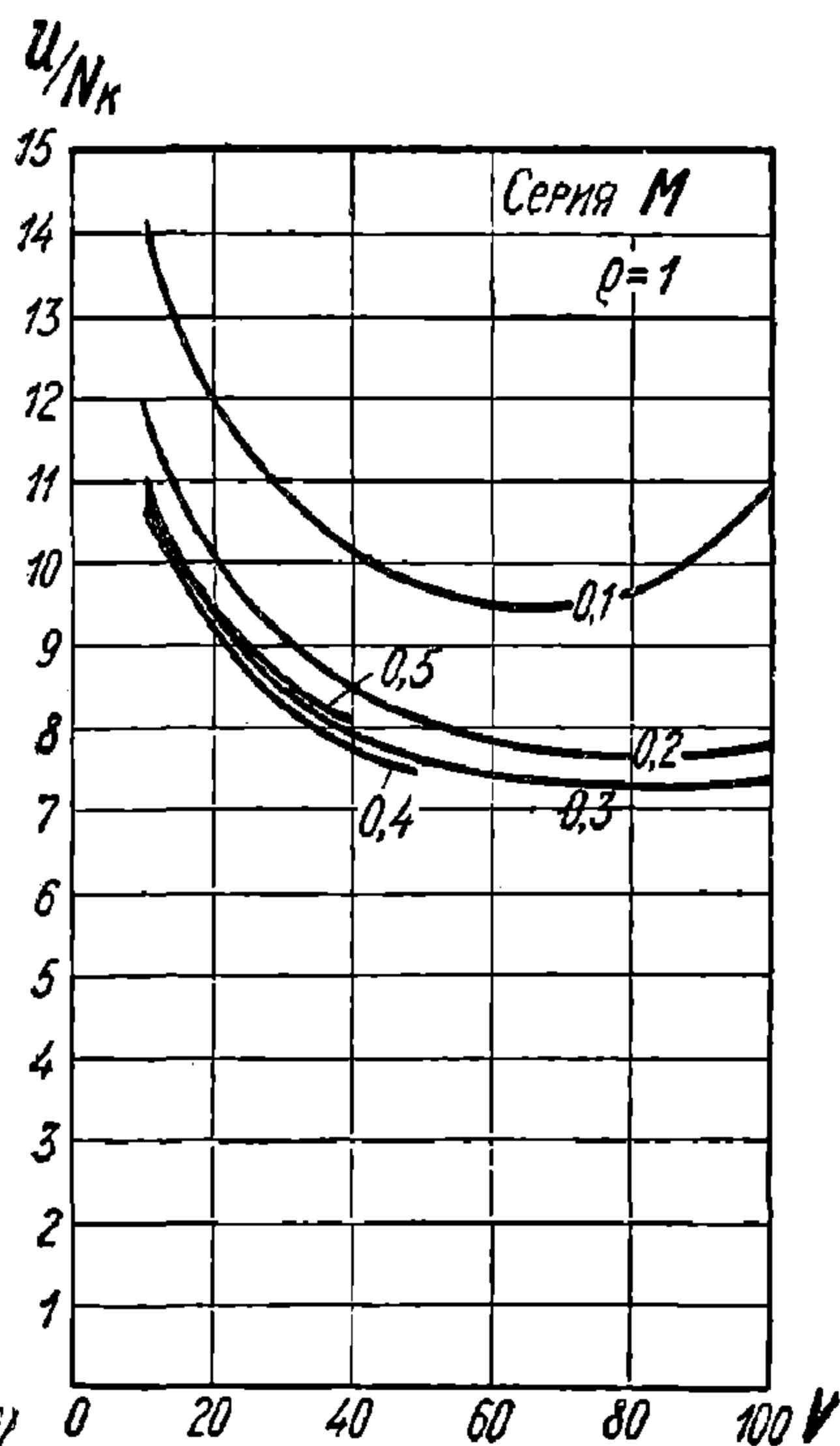
В этой книге почти во всех случаях в обозначении графической зависимости одной переменной от двух других переменных, напр.,  $F_{\#} = f(V, z_{\#})$ , левая часть обозначения есть то, что отложено на графике по ординатам ( $F_{\#}$  на фиг. 84), первая буква в скобках — то, что отложено по абсциссам ( $V$  в левой части фиг. 84), вторая буква — то, что написано на отдельных кривых графика ( $z_{\#}$  в левой части фиг. 84). Следовательно, левый график фиг. 84 обозначается  $F_{\#} = f(V, z_{\#})$ , а правый  $F_{\#} = f(z_{\#}, V)$ . Отступления от этого общего правила допущены (в редких случаях) только для экономии места и для суммарного обозначения нескольких графических зависимостей с одними и теми же переменными. В случае графической зависимости от трех независимых переменных, напр.

$\xi = f(V, \varepsilon, \rho)$  на фиг. 5—8, приходится делать уже несколько графиков, каждый для определенного значения одной независимой переменной (фиг. 5—7), которая в обозначении занимает последнее место ( $\rho$ ).

22. Общие положения о построении кривых силы тяги, расхода пара на ход поршня и расхода пара на ЛС в час для неиспытанных серий паровозов. Для паровозов тех серий, которые не подвергались специальному испытанию и не имеют опытных данных, выра-



Фиг. 63. Паровоз Л;  $\frac{U}{N_k} = f(V, \varepsilon)$   
при  $\rho = 1$ .

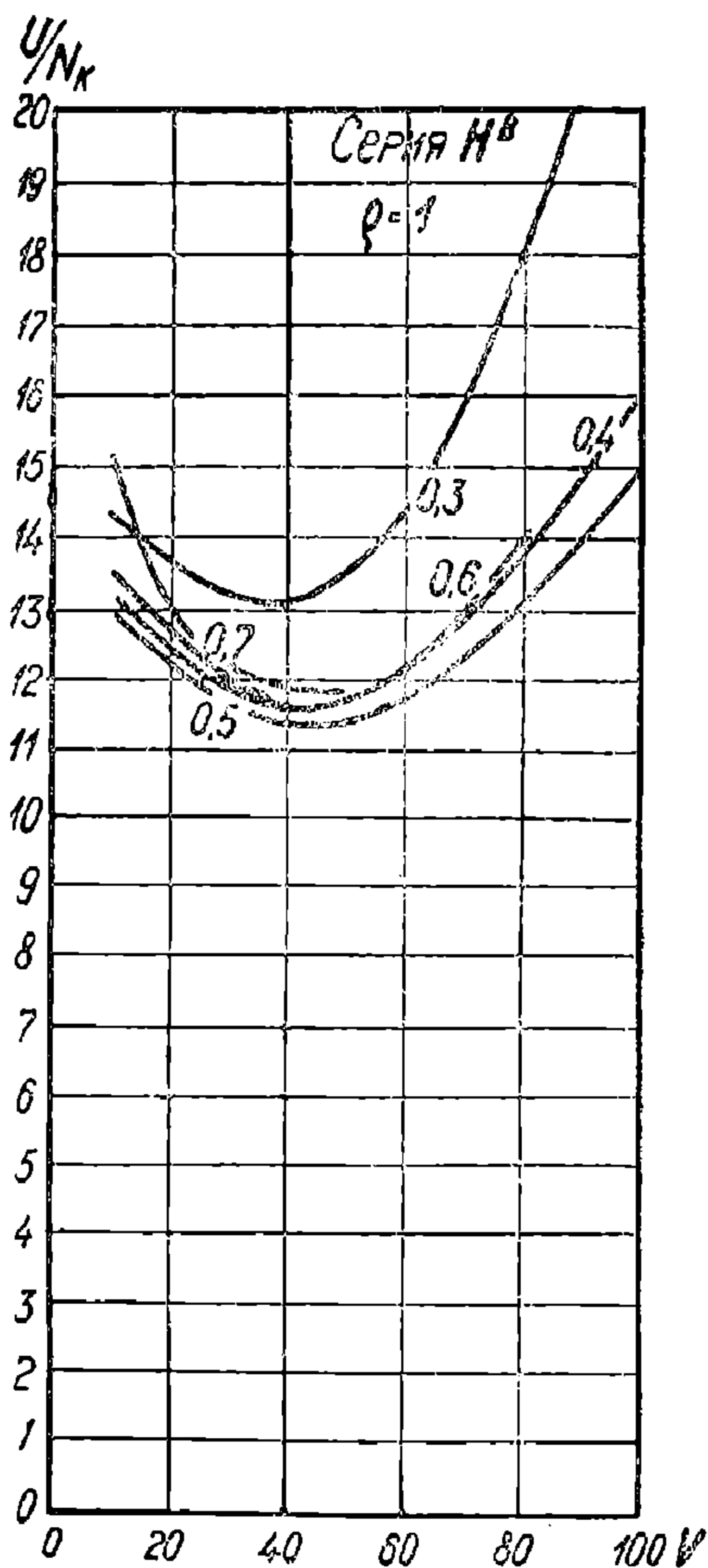


Фиг. 64. Паровоз М;  $\frac{U}{N_k} = f(V, \varepsilon)$   
при  $\rho = 1$ .

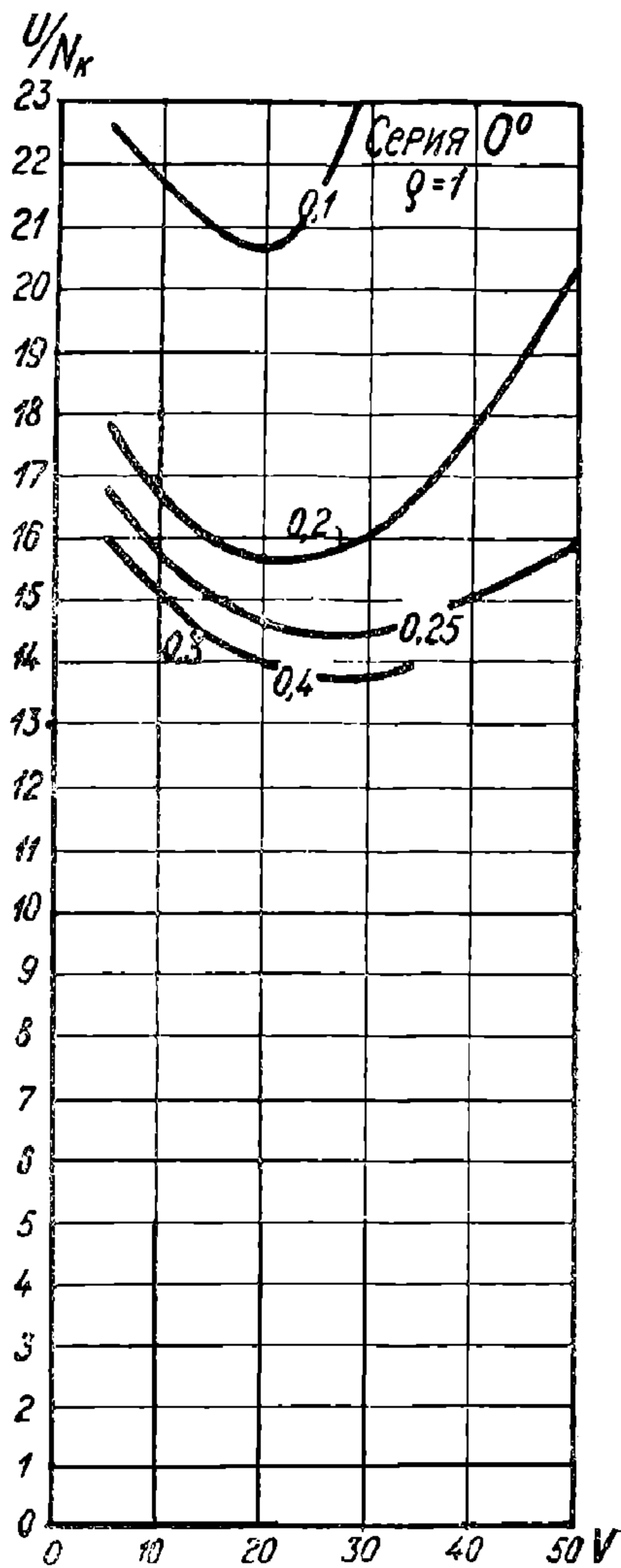
женных в виде кривых, нужные кривые могут быть построены на основании имеющихся соответствующих кривых для паровозов другой серии.

Выбор паровоза, опытными кривыми которого следует воспользоваться для получения соответствующих кривых для паровоза, их не имеющего, определяется тем условием, что оба паровоза должны быть одинаковы по принципу расширения пара (оба с машинами однократного расширения, или оба компаунд) и по роду пара (оба без перегрева, оба со средним перегревом или оба с высоким перегревом) и по возможности близки по своим главным размерам. В частности рекомендуется пользоваться: для паровозов с однократным расширением пара без перегрева—кривыми паровоза 0—4—0 О; для паровозов-компаунд без перегрева—кривыми

паровозов 0—4—0 О<sup>в</sup>, 1—4—0 Щ, 1—3—0 Н<sup>в</sup>; для паровозов с однократным расширением пара с перегревом—кривыми паровозов 1—3—1 С, 2—3—0 Б, 0—5—0 Э, 0—5—0 Э<sup>у</sup>, 1—3—1 Су, 2—3—1 Л, 1—5—1 ФД; для паровозов-компаунд с перегревом—кривыми паровозов 2—3—0 У<sup>у</sup>, 0—4—0 Ы<sup>ч</sup>, 1—4—0 Щ<sup>ч</sup>.



Фиг. 65. Паровоз НВ;  $\frac{U}{N_k} = f(V, \epsilon)$   
при  $\rho = 1$ .



Фиг. 66. Паровоз ОО;  $\frac{U}{N_k} = f(V, \epsilon)$   
при  $\rho = 1$ .

Если, как это обычно бывает, строятся несколько зависимостей, напр.  $F_n = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1$  и  $F_x = f(V, z_n)$ , то для всех построений следует исходить из кривых одного и того же выбранного паровоза.

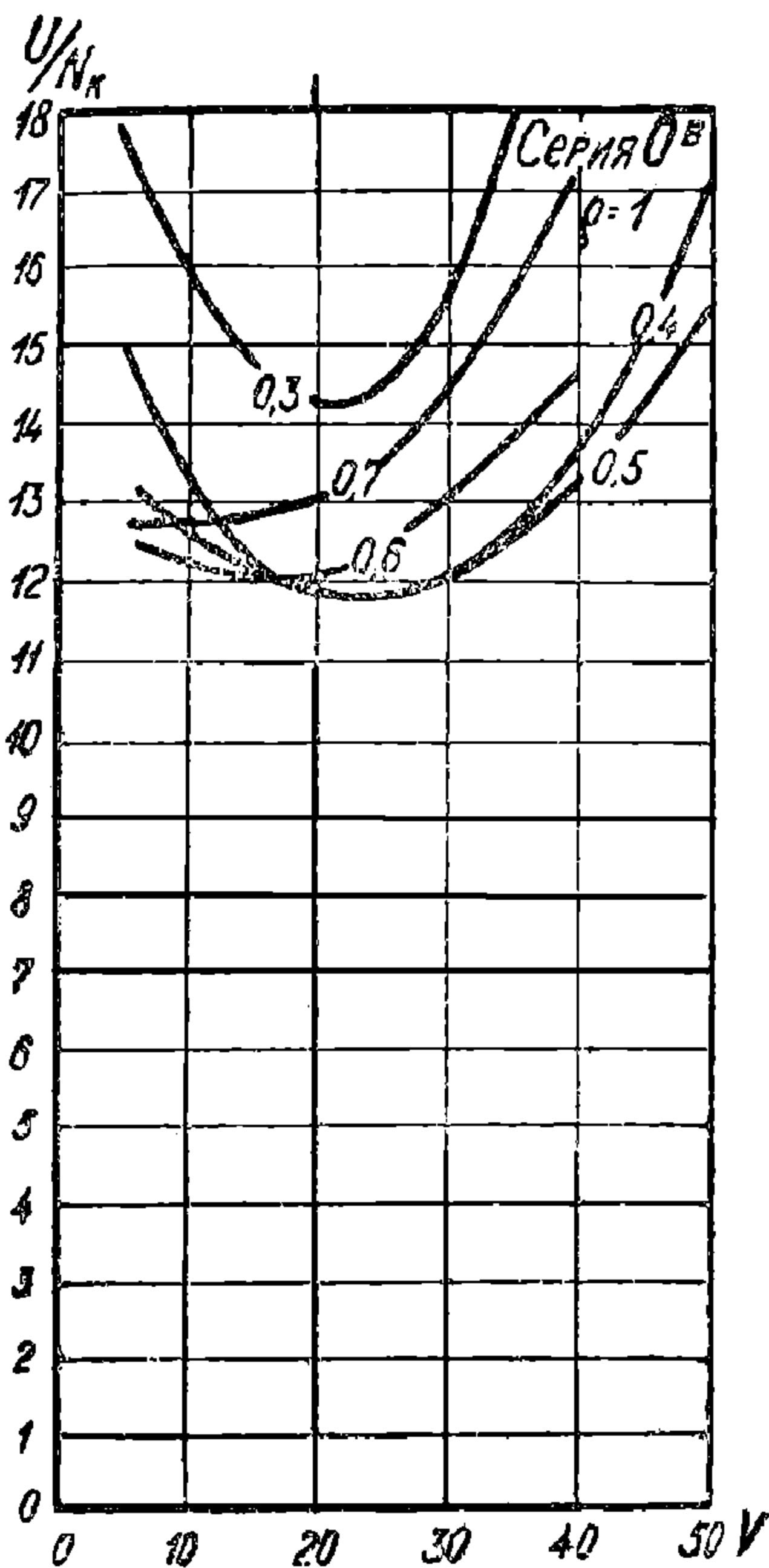
Определение ограничения силы тяги по сцеплению для неиспытанных паровозов производится согласно п. 17.

Распространение опытных данных с одного паровоза на другой основано на предположении, что при одинаковых средних скоро-

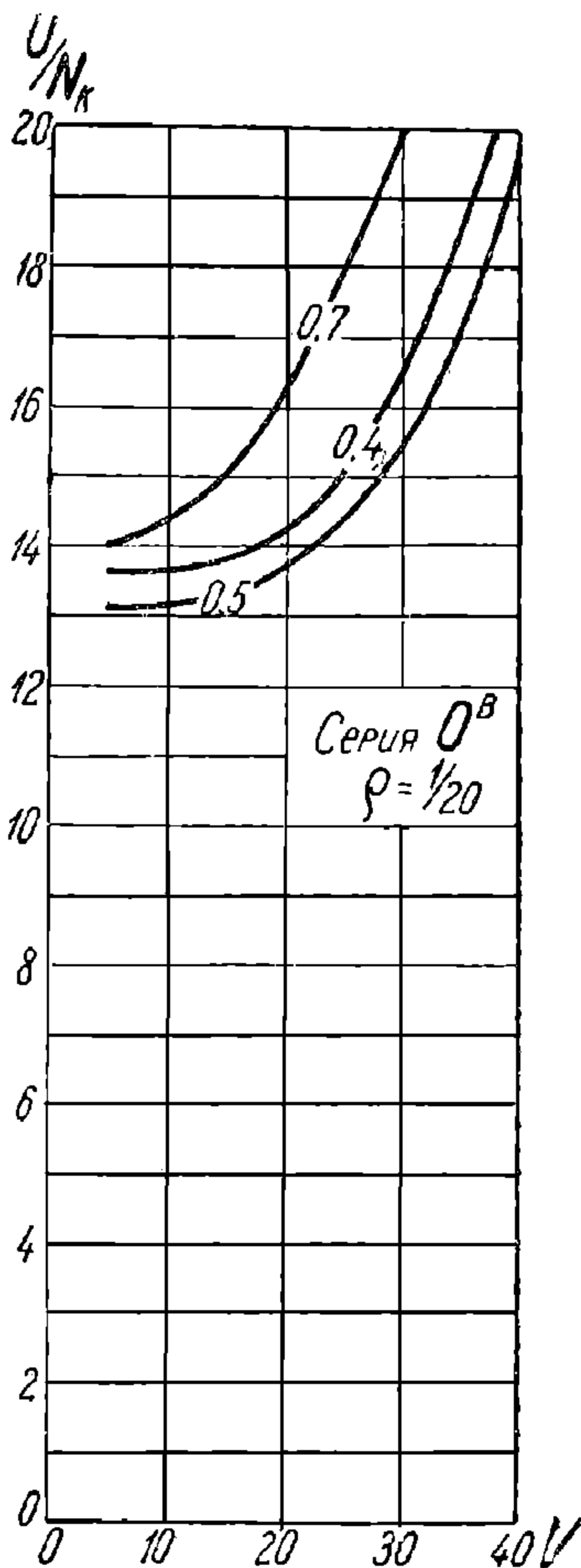
стях поршня ( $c$ ), одинаковых отсечках ( $\epsilon$  или  $\epsilon_0$ ) и одинаковых открытиях регулятора  $\rho$  соответственно одинаковы для обеих серий:

$$\xi\eta_m, \xi\eta_m t \text{ и } U/N_k.$$

Иначе говоря, предполагается, что для обоих паровозов тождественны зависимости  $\xi\eta_m = f(c, \epsilon, \rho)$  и  $U/N_k = f(c, \epsilon, \rho)$  — для машин



Фиг. 67. Паровоз 0B;  $\frac{U}{N_k} = f(V, \epsilon)$   
при  $\rho = 1$ .



Фиг. 68. Паровоз 0B;  $\frac{U}{N_k} = f(V, \epsilon)$   
при  $\rho = \frac{1}{20}$ .

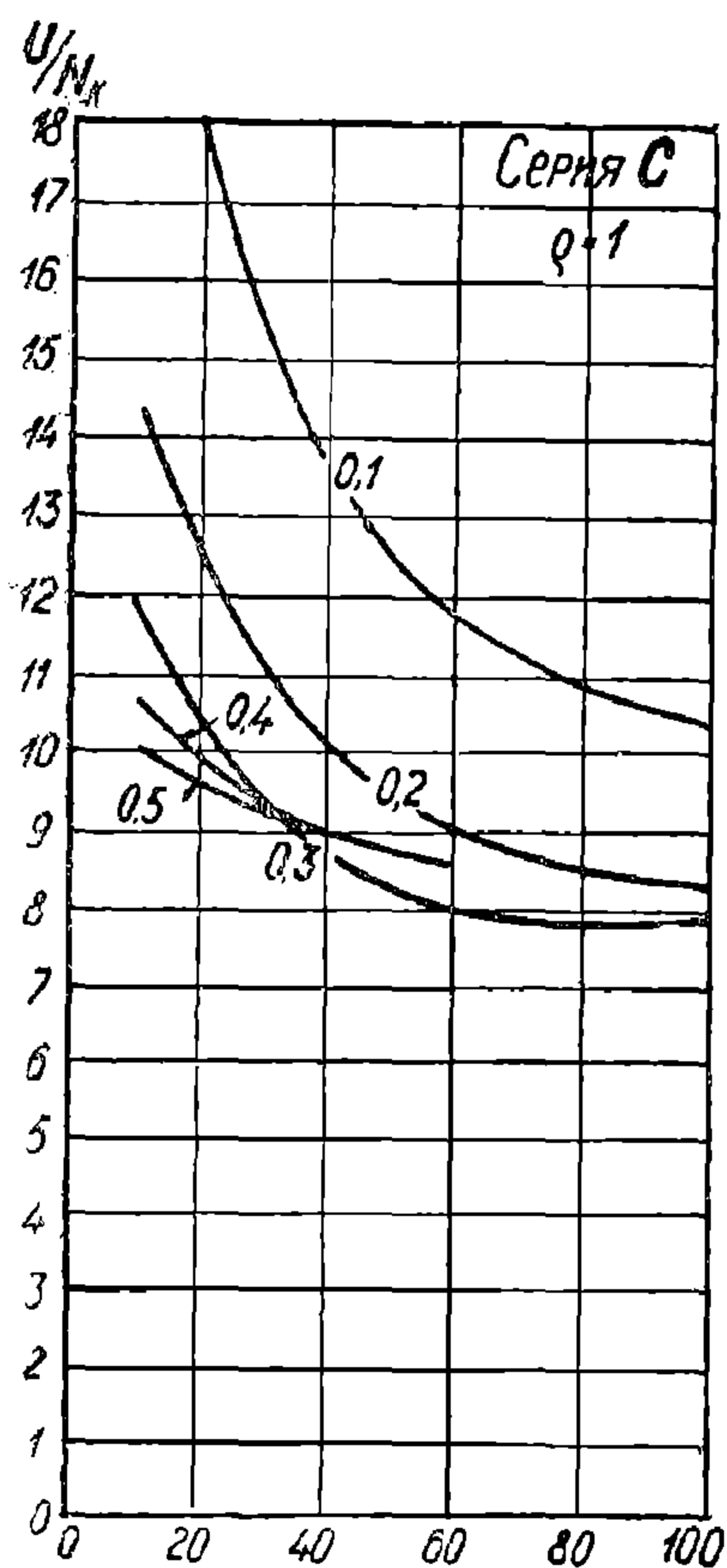
однократного расширения или  $\xi\eta_m t = f(c, \epsilon_0, \rho)$  и  $U/N_k = f(c, \epsilon_0, \rho)$  — для машин компаунд. В случае значительной разницы в температуре перегрева, вводится поправка на перегрев, которая не касается построения кривых  $F_k = f(V, \epsilon, \rho)$ .

**23. Построение кривых  $F_k = f(V, \epsilon, \rho)$ .** Так как  $F_k = M\xi\eta_m$ , то на основании предположения о равенстве  $\xi\eta_m$  или  $\xi\eta_m t$  для исходного и рассматриваемого паровозов при одинаковых  $c, \epsilon$  ( $\epsilon_0$ ) и  $\rho$ , построение кривых  $F_k = f(V, \epsilon)$  для нужного  $\rho$  сводится к изменению масштабов абсцисс и ординат кривых  $F_k = f(V, \epsilon)$  исходного паро-

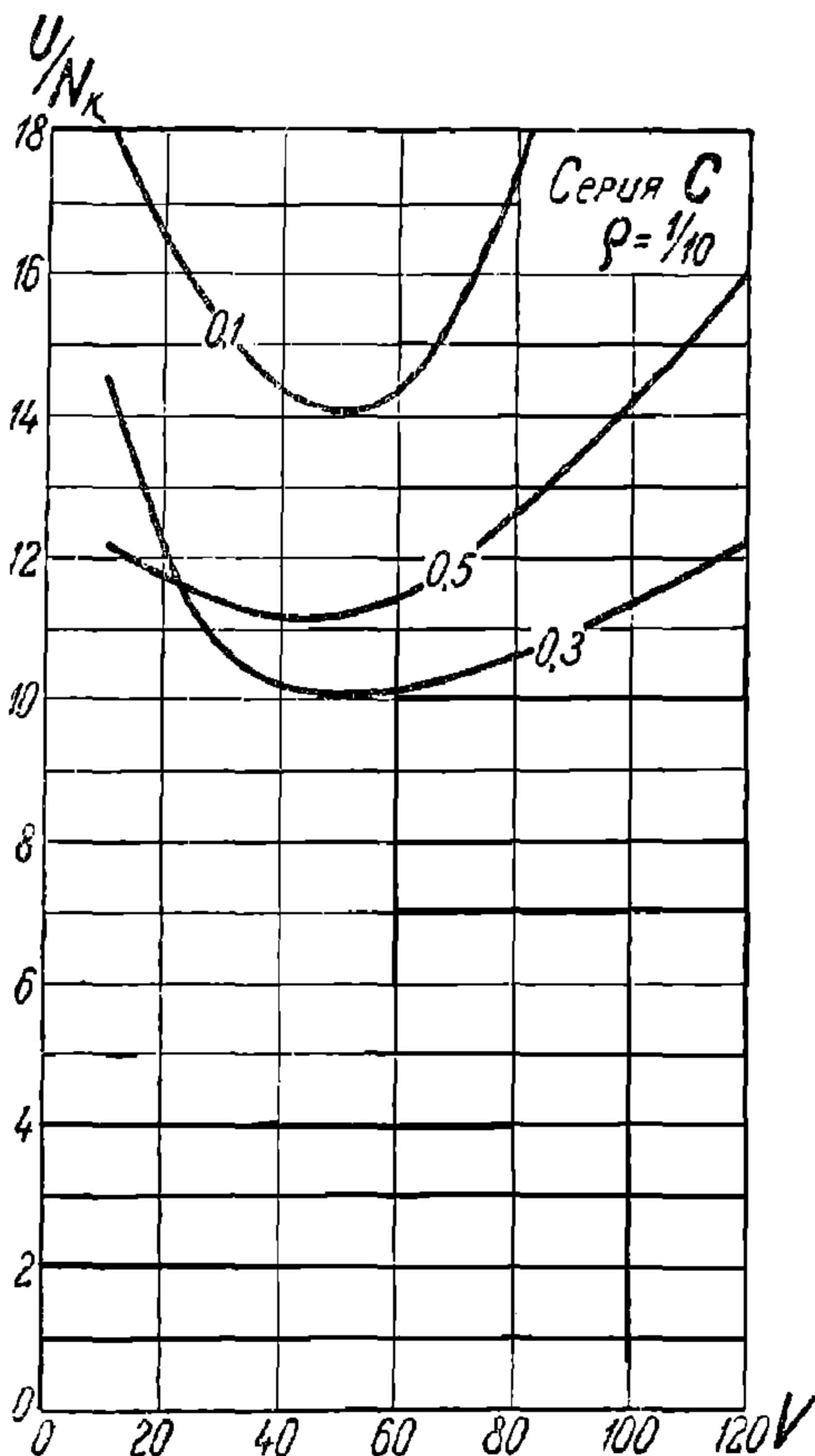
воза для того же  $\rho$ . В дальнейшем, значком  $0$  обозначаются размеры исходного паровоза, т. е. паровоза, кривыми которого мы пользуемся при перестройке.

Масштаб абсцисс  $V$  кривых исходного паровоза следует умножить на  $Dl_0 : D_0l$ .

Масштаб ординат  $F_n$  кривых исходного паровоза следует умножить на  $M : M_0$  для машин однократного расширения и на  $Mm_0 : M_0m$  для машин компаунд.



Фиг. 69. Паровоз С;  $\frac{U}{N_k} = f(V, \epsilon)$   
при  $\rho = 1$ .



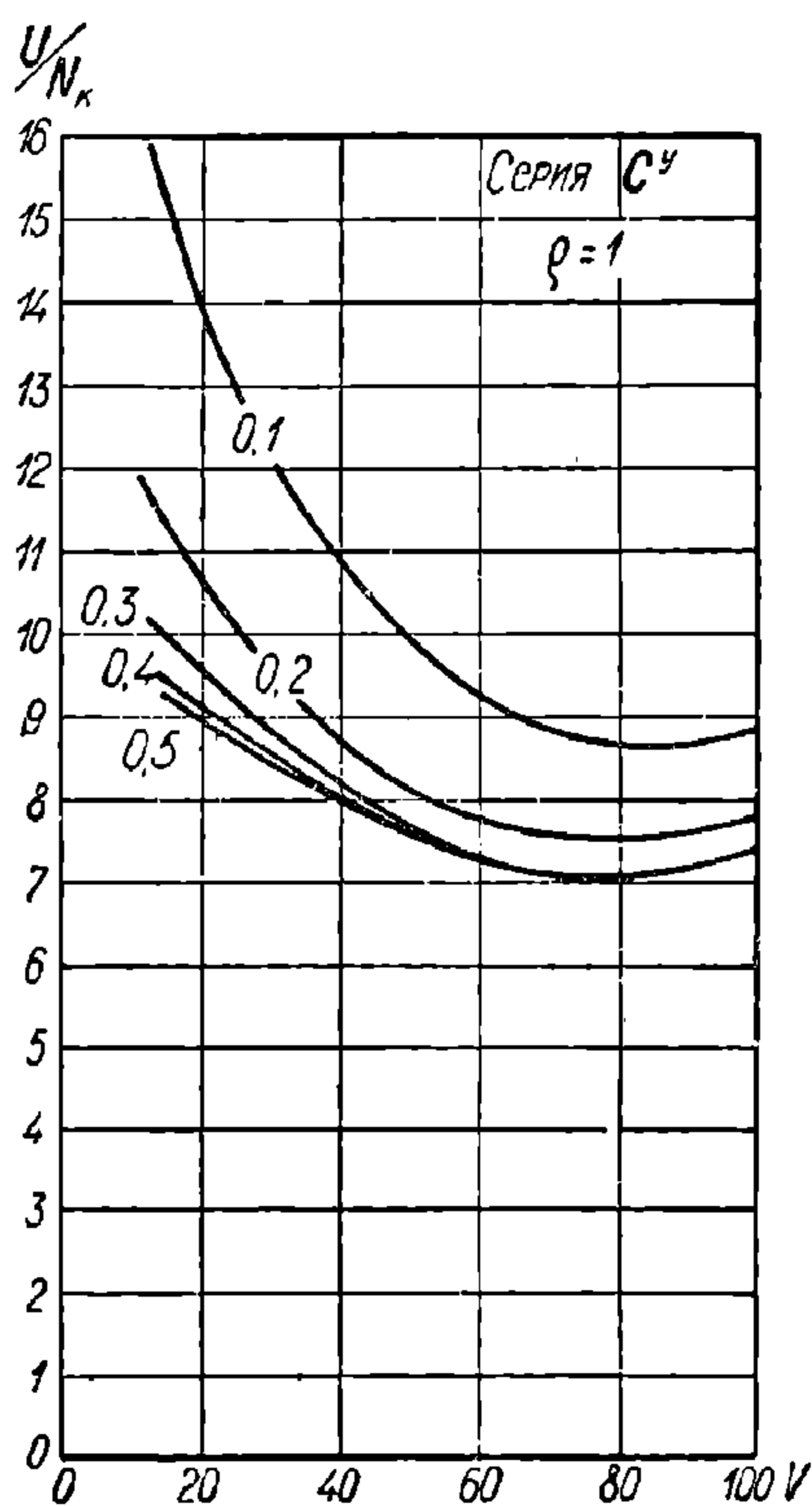
Фиг. 70. Паровоз С;  $\frac{U}{N_k} = f(V, \epsilon)$   
при  $\rho = \frac{1}{10}$ .

На фиг. 85 произведено для примера построение предположительных кривых  $F_n = f(V, \epsilon)$  для  $\rho = 1$  паровоза 2—4—0 М по имеющимся кривым  $F_n = f(V, \epsilon)$  для  $\rho = 1$  паровоза 1—3—1 С $\gamma$ . Тонкие сплошные кривые—С $\gamma$ , толстые—полученные нижепоясненной перестройкой предположительные кривые М.

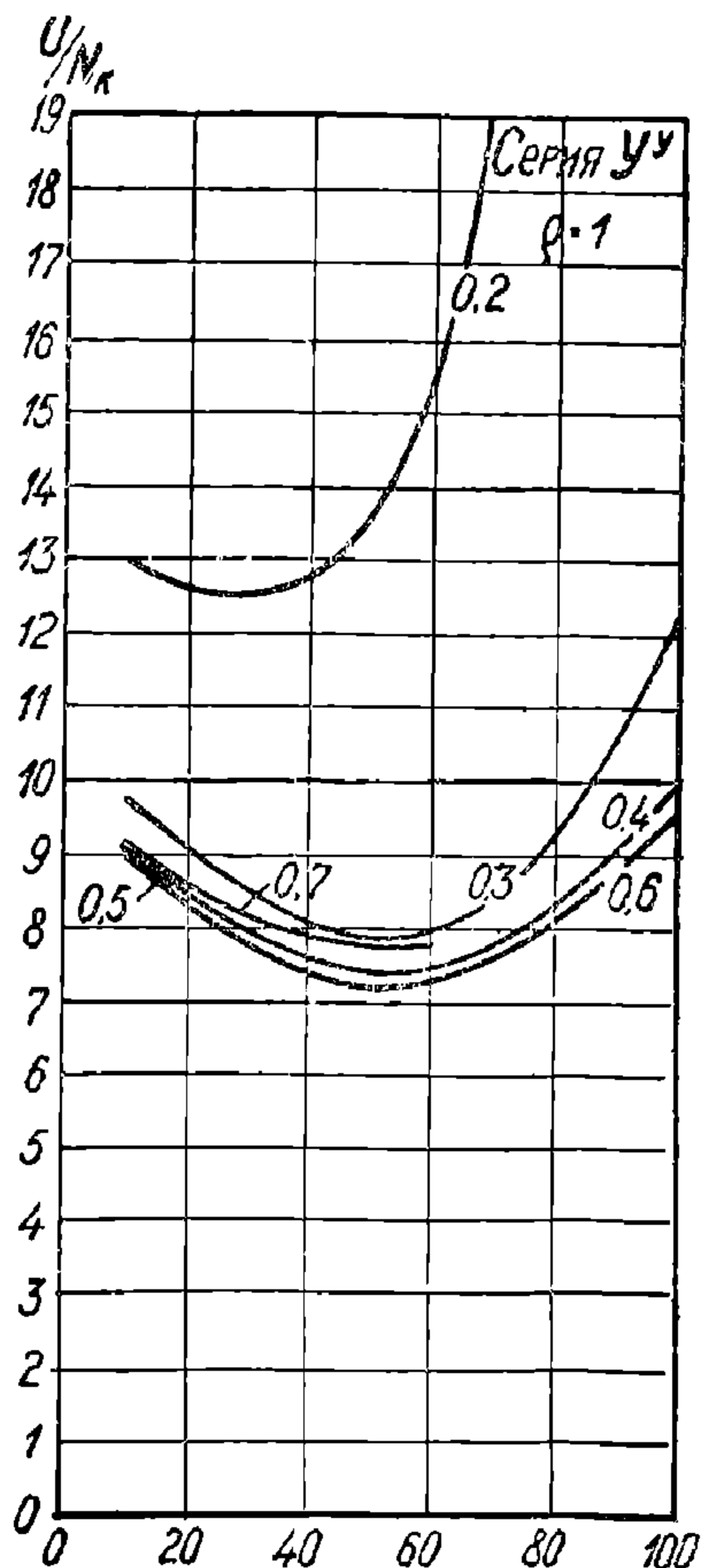
Отношение  $Dl_0 : D_0l = \frac{1720 \cdot 700}{1850 \cdot 700} = 0,93$ . Отношение  $M : M_0 = \frac{22500}{15800} = 1,42$ . Следовательно, абсциссы нужно умножить на 0,93, а ординаты—на 1,42. Взяты скорости 20, 40, 60, 80 и 100 и проведены

УДМУТТ  
(ДИТТ)

ординаты (штриховые линии), соответствующие этим скоростям, умноженным на 0,93. Значения  $F_{\text{н}}$ , соответствующие скоростям 20, 40, 60, 80 и 100 (кружки на тонких кривых) умножены на 1,42, и полученные величины нанесены на соответственных пунктирных ординатах (кружки). Через полученные точки проведены плавные кривые. Для получения большей закономерности и правильности



Фиг. 71. Паровоз  $C^y$ ;  $\frac{U}{N_k} = f(V, \epsilon)$   
при  $\rho = 1$ .



Фиг. 72. Паровоз  $Y^y$ ;  $\frac{U}{N_k} = f(V, \epsilon)$   
 $\rho = 1$ .

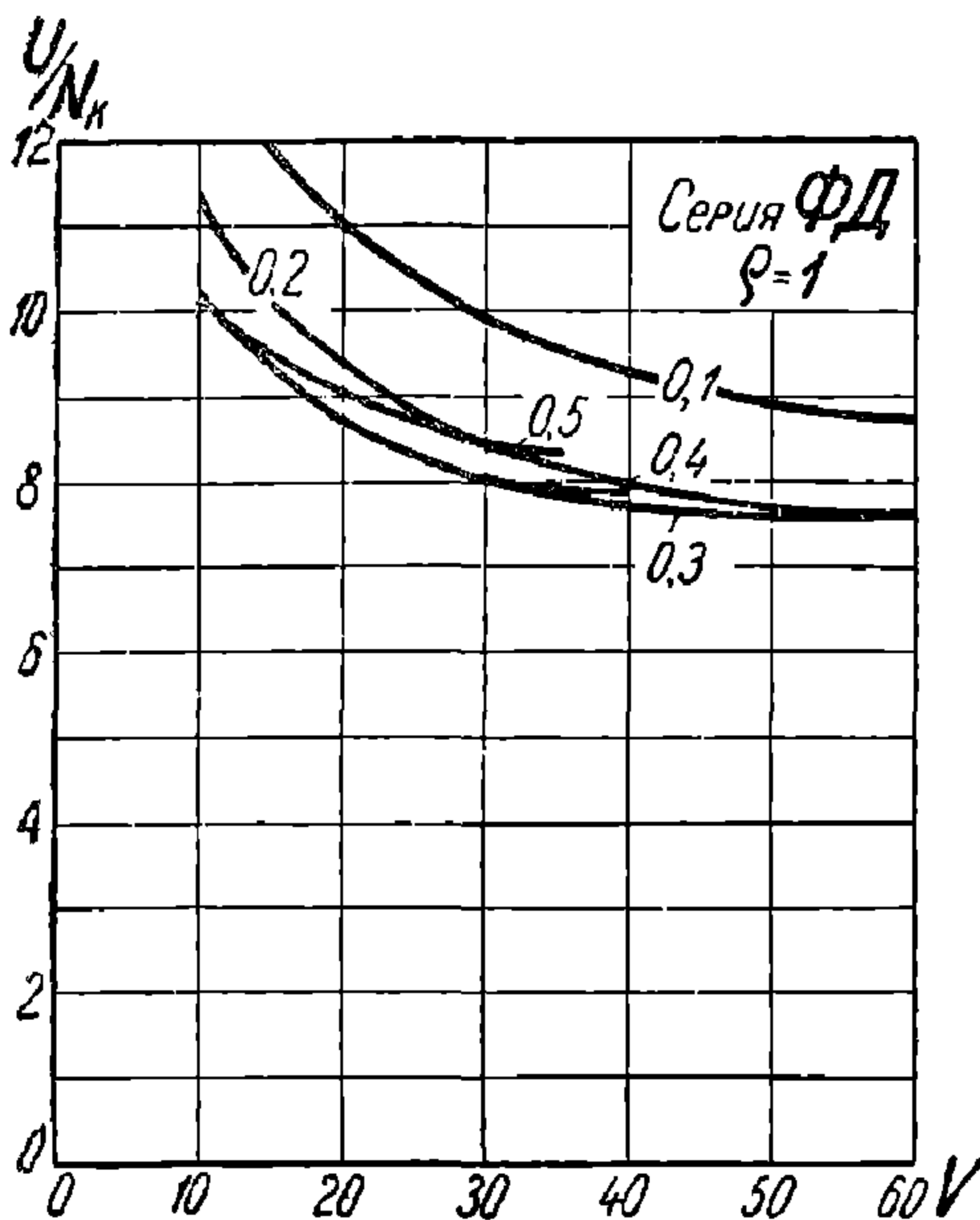
кривых  $F_{\text{н}} = f(V, \epsilon)$ , т. е., в сущности, кривых  $F_{\text{н}} = f(V)$  для нескольких  $\epsilon$  при  $\rho = 1$ , они перестроены на правой стороне фиг. 85 в кривые  $F_{\text{н}} = f(\epsilon)$  для нескольких  $V$  при  $\rho = 1$ . Перестройка производится так же, как в способе графической интерполяции. Эти последние кривые должны быть плавны; если же они плавными не получились, то следует добиться плавности, слегка изменяя кривые  $F_{\text{н}} = f(V)$  для нескольких  $\epsilon$ , но оставляя их плавными и проходящими через найденные точки.

В данном примере получилось расхождение между предположительными кривыми  $F_{\text{н}} = f(V, \epsilon)$  для  $\rho = 1$  и действительными, полученными опытом (фиг. 21). Расхождение значительно при малых  $\epsilon$  и уменьшается с увеличением  $\epsilon$ ; при  $\epsilon = 0,5$  перестроенная и опытная

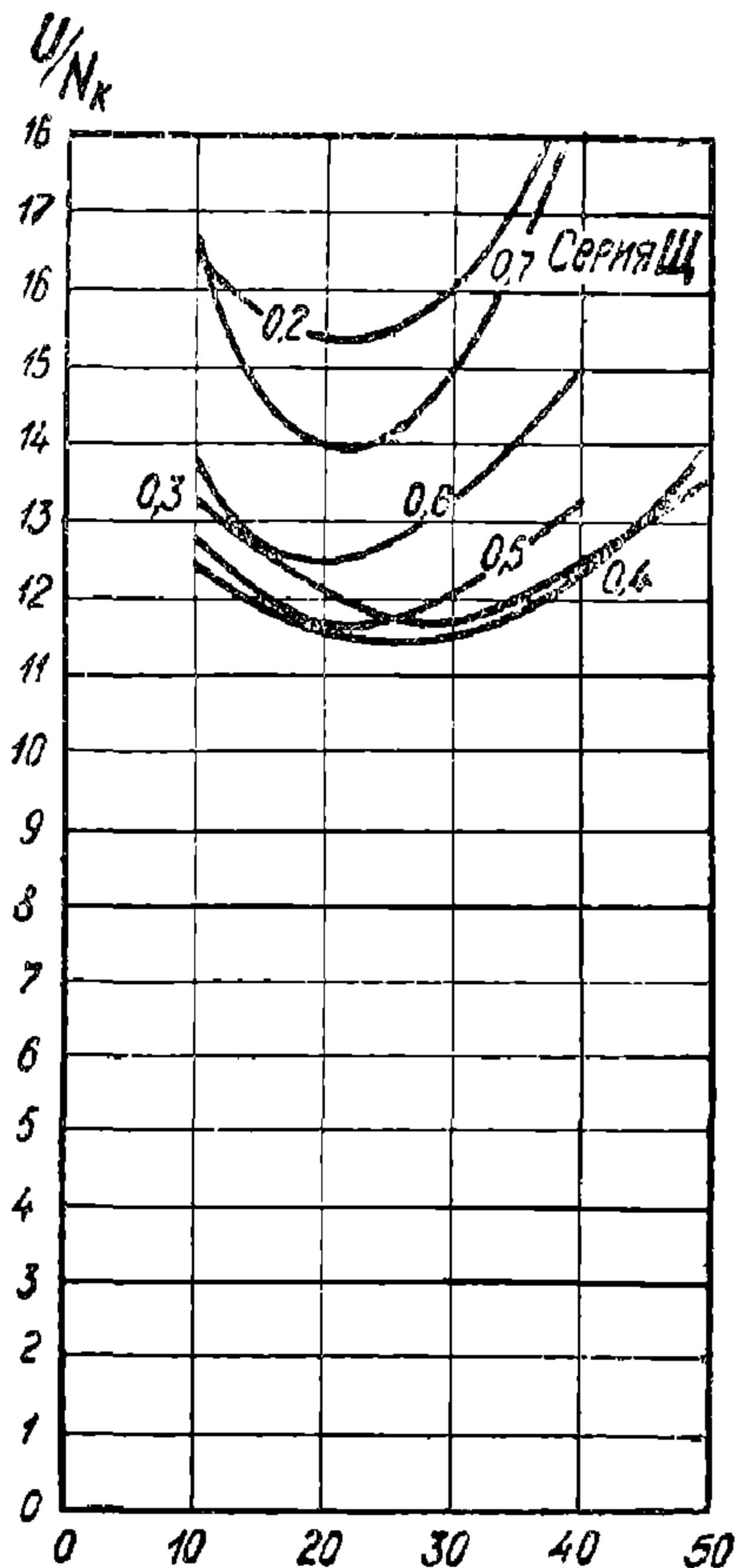


кривые почти совпадают, Расхождение объясняется приближенностью вышеговоренного предположения о равенстве  $\xi$  при одинаковых  $\epsilon$ ,  $\epsilon$  и  $\rho$ .

В действительности,  $\xi$  зависит, кроме этих трех переменных  $\epsilon$ ,  $\epsilon$  и  $\rho$ , от многих других, из которых наиболее существенны: 1) площадь прохода пара через паровпускные окна золотниковых коробок во время наполнения и во время выпуска и объемы паровпускных и паровыпускных камер золотниковых коробок и 2) площадь прохода пара через регулятор и диаметр и длина паровпускных и паровыпускных труб. При малых  $\epsilon$  превалирует влияние первого фактора, т. е. открытий каналов золотниковых коробок, потому что сопротивление проходу пара через мало открывающиеся окна



Фиг. 73. Паровоз ФД;  $\frac{U}{N_k} = f(V, \epsilon)$   
при  $\rho = 1$ .



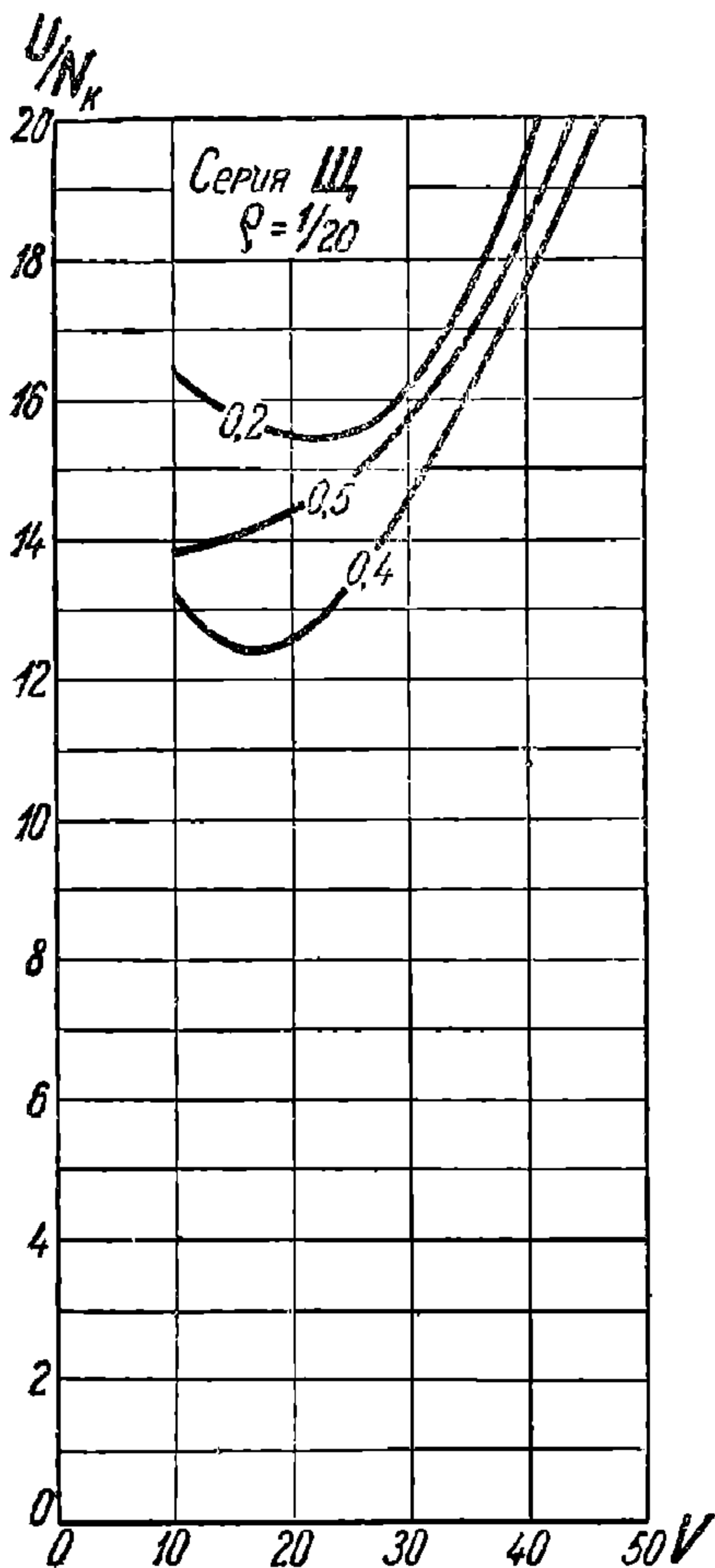
Фиг. 74. Паровоз Щ;  $\frac{U}{N_k} = f(V, \epsilon)$   
при  $\rho = 1$ .

золотниковых коробок является наибольшим из всех сопротивлений по пути пара из котла до дымовой трубы; при этом, объем золотниковых коробок особенно влияет на  $\xi$  при больших  $V$  и малых  $\epsilon$ . При больших  $\epsilon$  превалирует влияние второго фактора, т. е. регулятора и труб, потому что золотниковые окна открываются широко и их значение в сопротивлении проходу пара от котла до атмосферы падает.

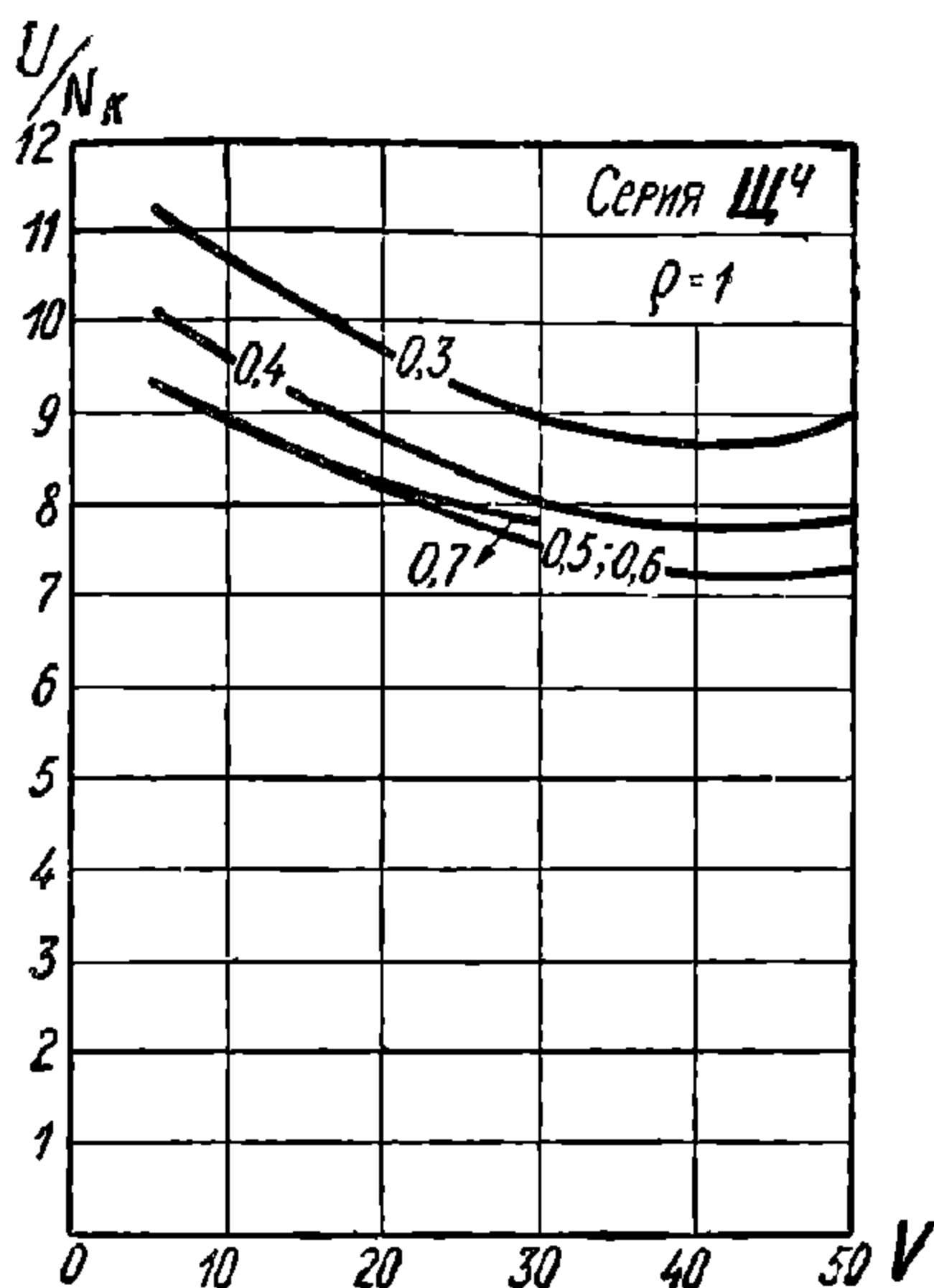
Эти второстепенные факторы и явились причиной расхождения кривых  $F_k = f(V, \epsilon)$  паровоза М, перестроенных с Су и опытных: паровоз М имеет золотники того же диаметра, как и Су, а диаметр

цилиндров меньше  $S_y$  (540 против 575); паровоз М имеет большие объемы золотниковых камер.

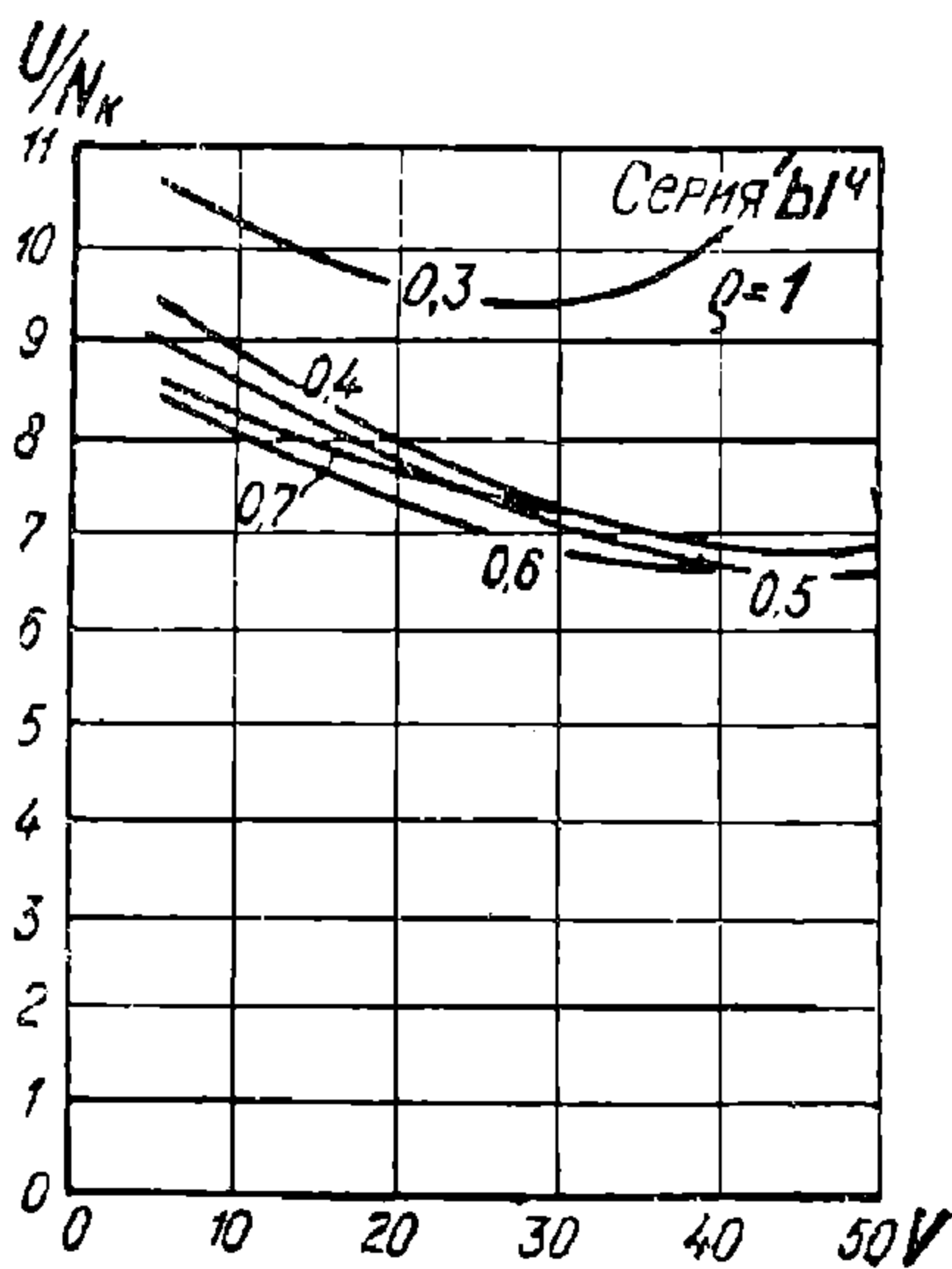
Можно было бы ввести в расчет и эти второстепенные факторы, например предположить, что  $\xi$  одинаково для двух паровозов не при одинаковых средних скоростях поршня, а при одинаковых наименьших скоростях пара на пути от котла до цилиндров, но это значительно усложнило бы расчет и не дало бы ощутимых практических выгод, так как для целей практики



Фиг. 75. Паровоз III;  $\frac{U}{20} = f(V, \epsilon)$   
при  $\rho = \frac{1}{N_k}$ .



Фиг. 76. Паровоз ШЧ;  $\frac{U}{N_k} = f(V, \epsilon)$   
при  $\rho = 1$ .

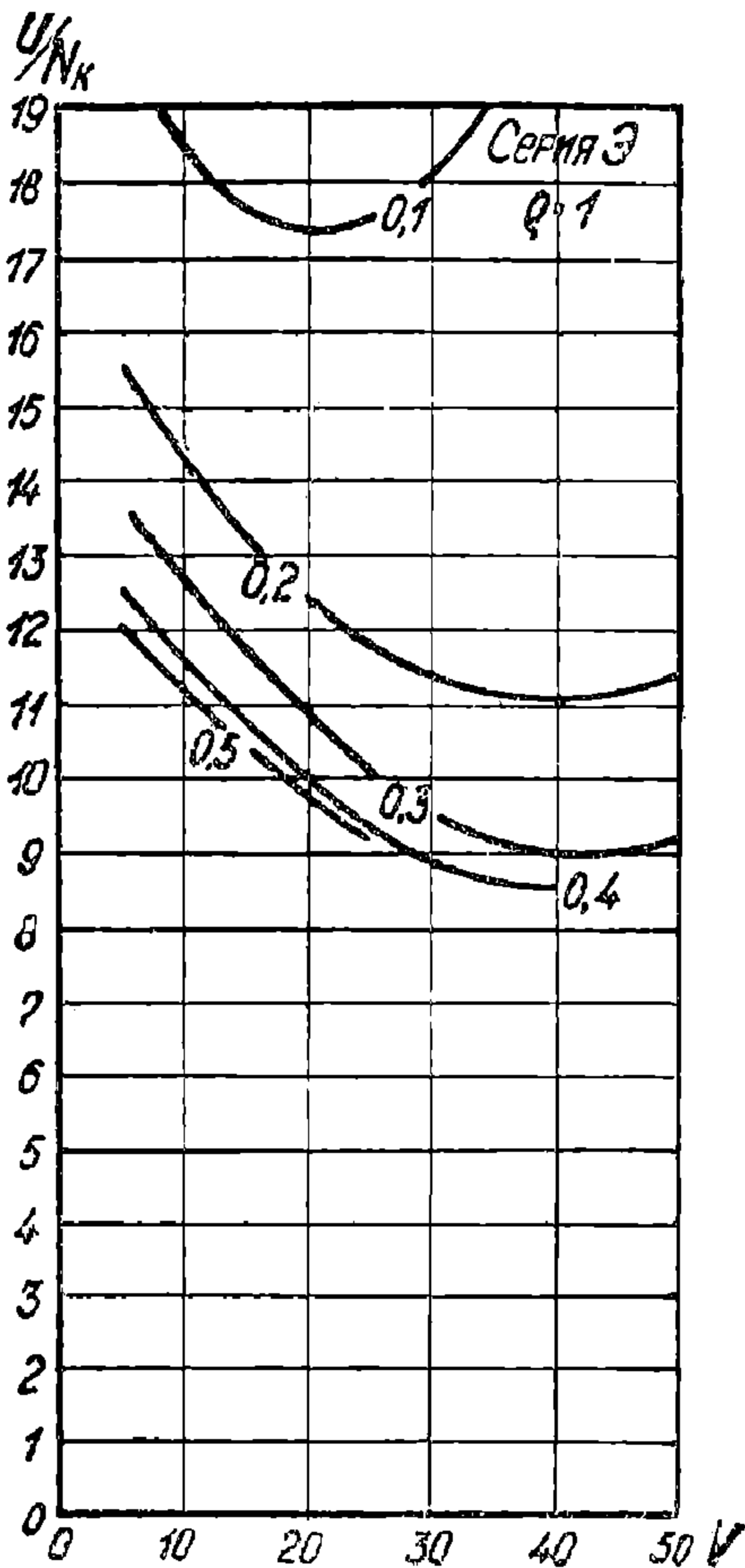


Фиг. 77. Паровоз БЧ;  $\frac{U}{N_k} = f(V, \epsilon)$   
при  $\rho = 1$ .

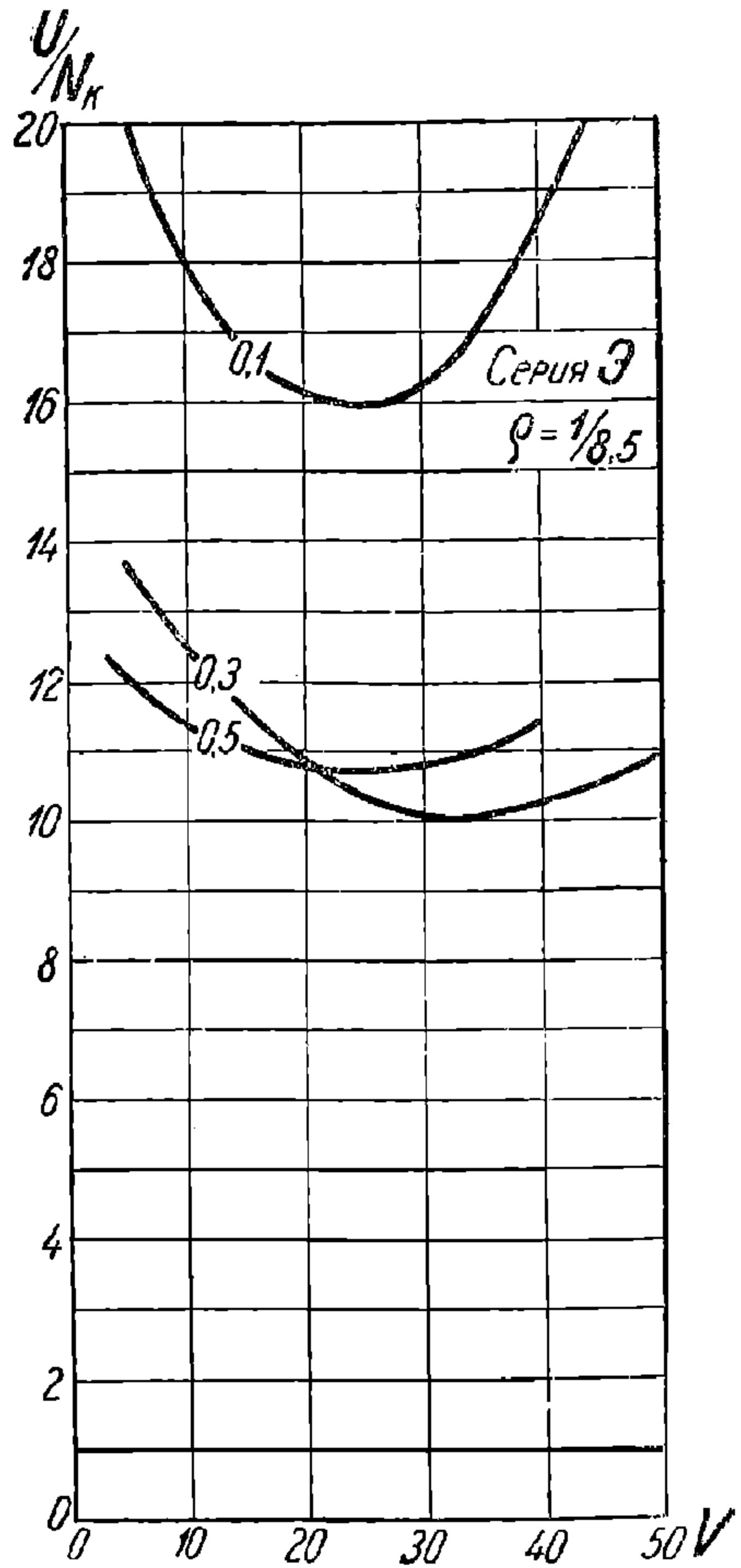
обычно требуются кривые  $F_{\epsilon} = f(V)$  для наибольших расчетных  $\epsilon$  (0,5—0,75), а для этих  $\epsilon$  принимаемое предположение о равенстве  $\xi$

сходных паровозов при одинаковых  $\epsilon$ ,  $\rho$  и  $q$  дает достаточно точные результаты.

24. Построение кривых  $U/N'_k = f(V, \epsilon, \rho)$ . На основании предположения об одинаковом расходе пара на силу-час для исходного и рассматриваемого паровозов при одинаковых  $\epsilon$ ,  $\rho$ , построение кривых  $U/N'_k = f(V, \epsilon)$  для нужного  $\rho$  сводится только к изменению масштабов абсцисс ( $V$ ) кривых  $U/N'_k = f(V, \epsilon)$  исходного паровоза для



Фиг. 78. Паровоз Э;  $\frac{U}{N_k} = f(V, \epsilon)$   
при  $\rho = 1$ .

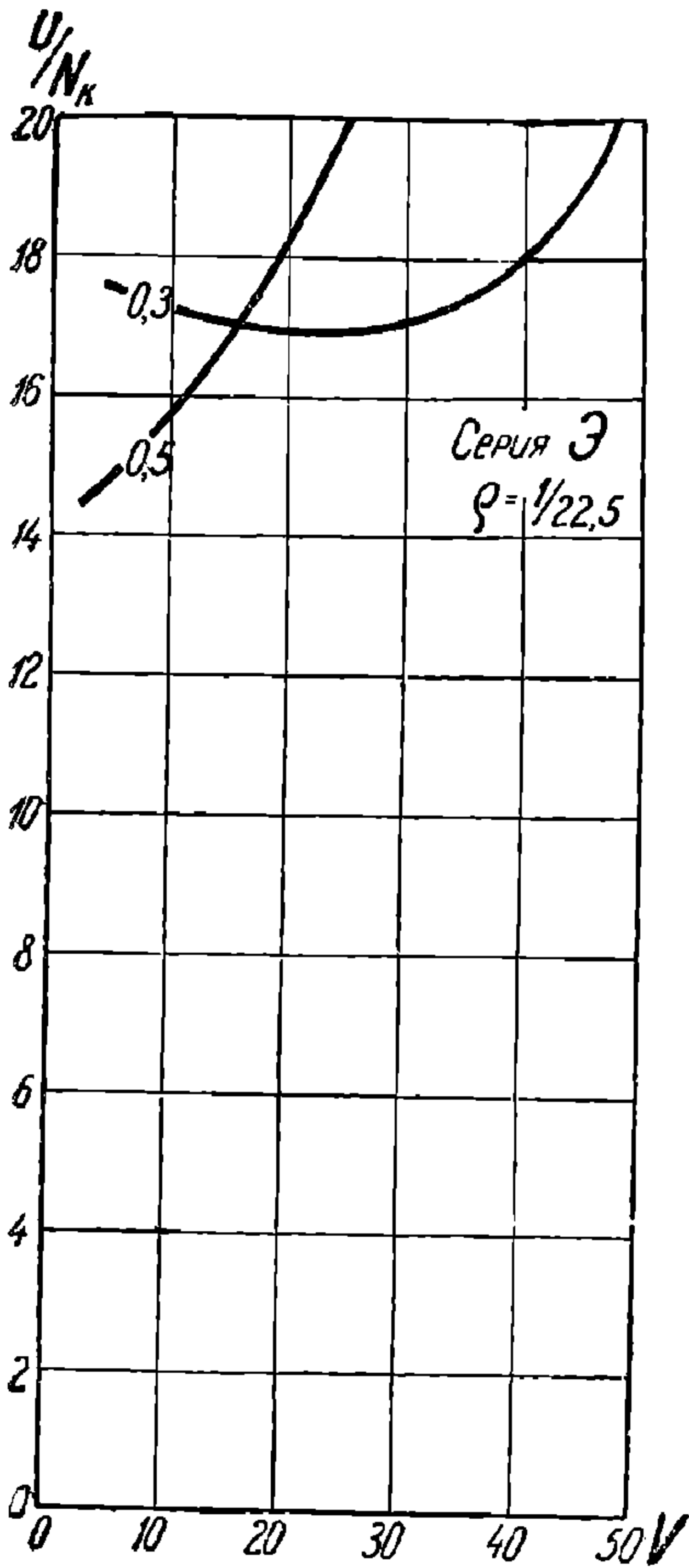


Фиг. 79. Паровоз Э;  $\frac{U}{N_k} = f(V, \epsilon)$   
при  $\rho = \frac{1}{8,5}$ .

того же  $\rho$  в отношении  $Dl_0 : D_0l$ , т. е. совершенно так же, как меняется масштаб абсцисс при построении кривых  $F_k = f(V, \epsilon, \rho)$ . Масштаб ординат, если температуры перегрева обоих паровозов близки между собой или если оба паровоза—с насыщенным паром, не меняется.

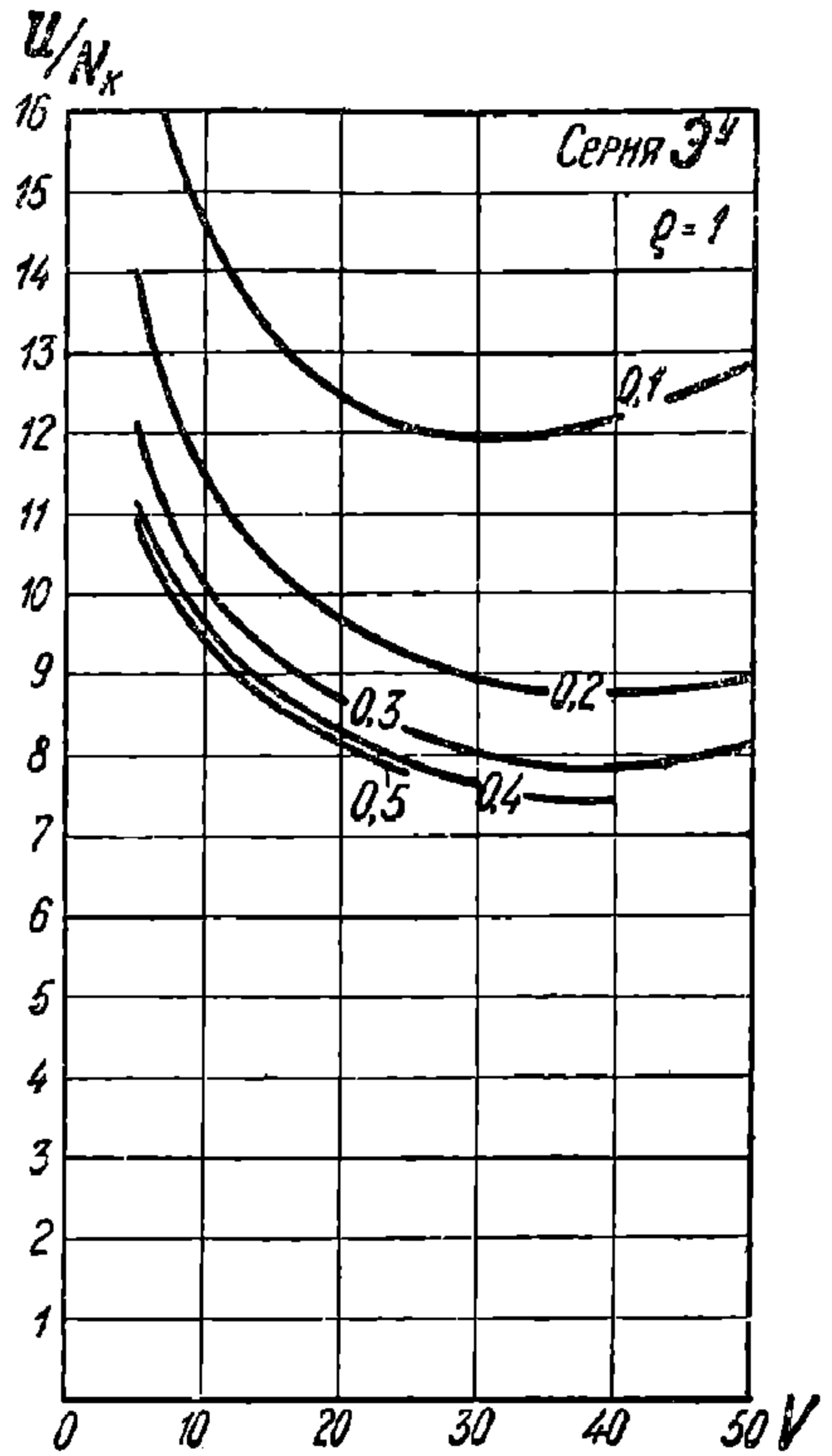
Предположение об одинаковом расходе пара на силу-час двух паровозов с перегревом пара, одинаковых по роду машины (оба однократного расширения или оба компаунд) достаточно точ.

но только в том случае, если температуры перегрева обоих паровозов примерно одинаковы. При резкой же разнице температуры перегрева необходимо ввести поправку в расход пара.

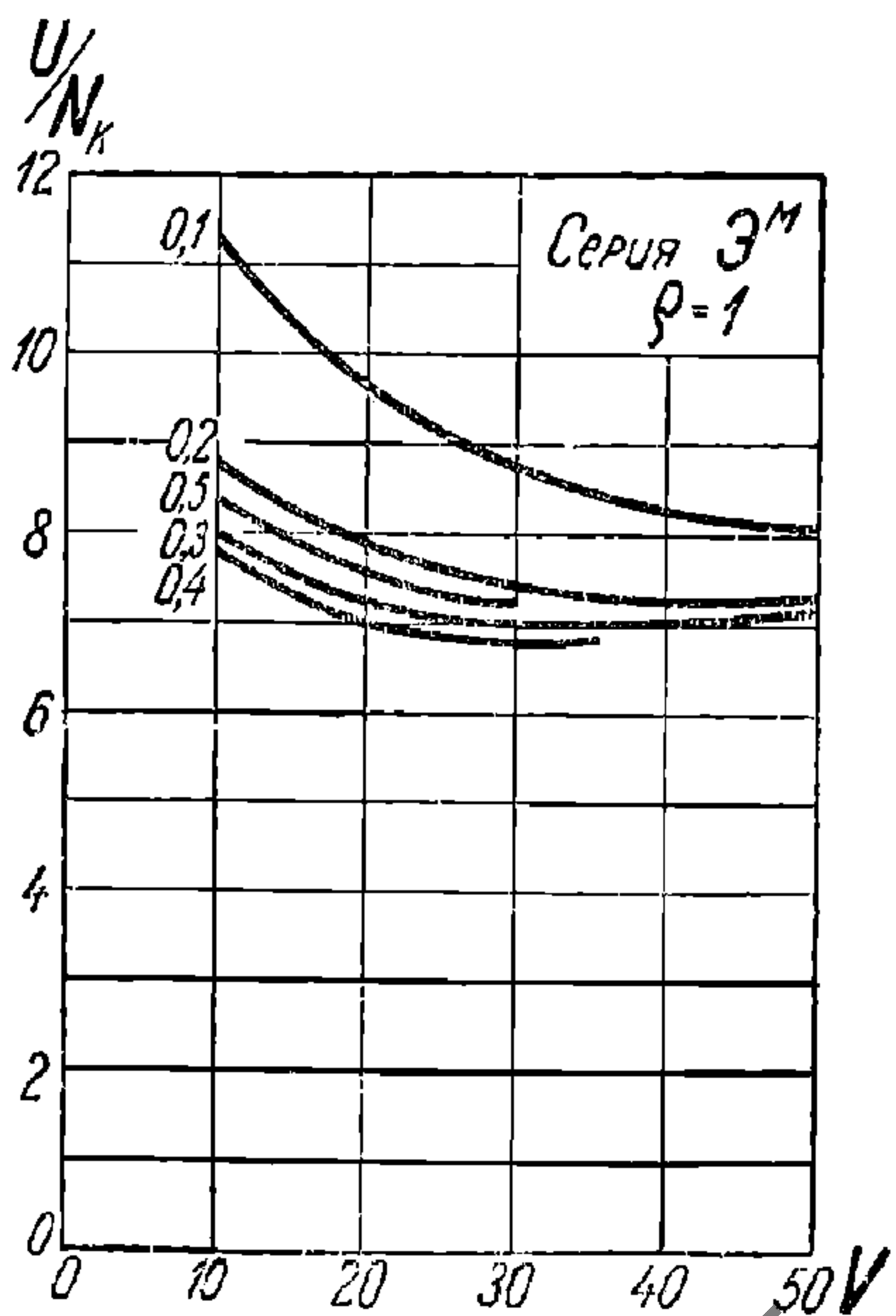


Фиг. 80. Паровоз Э;  $\frac{U}{N_k} = f(V, \epsilon)$   
при  $\rho = \frac{1}{22,5}$ .

С достаточной для обычных практических целей точностью можно принять, что каждые 5° повышения перегрева дают 1% экономии в расходе пара на силу-час. Например, если у паровоза, для которого перестраиваются кривые  $U/N_k$ , ожидается перегрев на 20° выше перегрева



Фиг. 81. Паровоз ЭУ;  $\frac{U}{N_k} = f(V, \epsilon)$   
при  $\rho = 1$ .



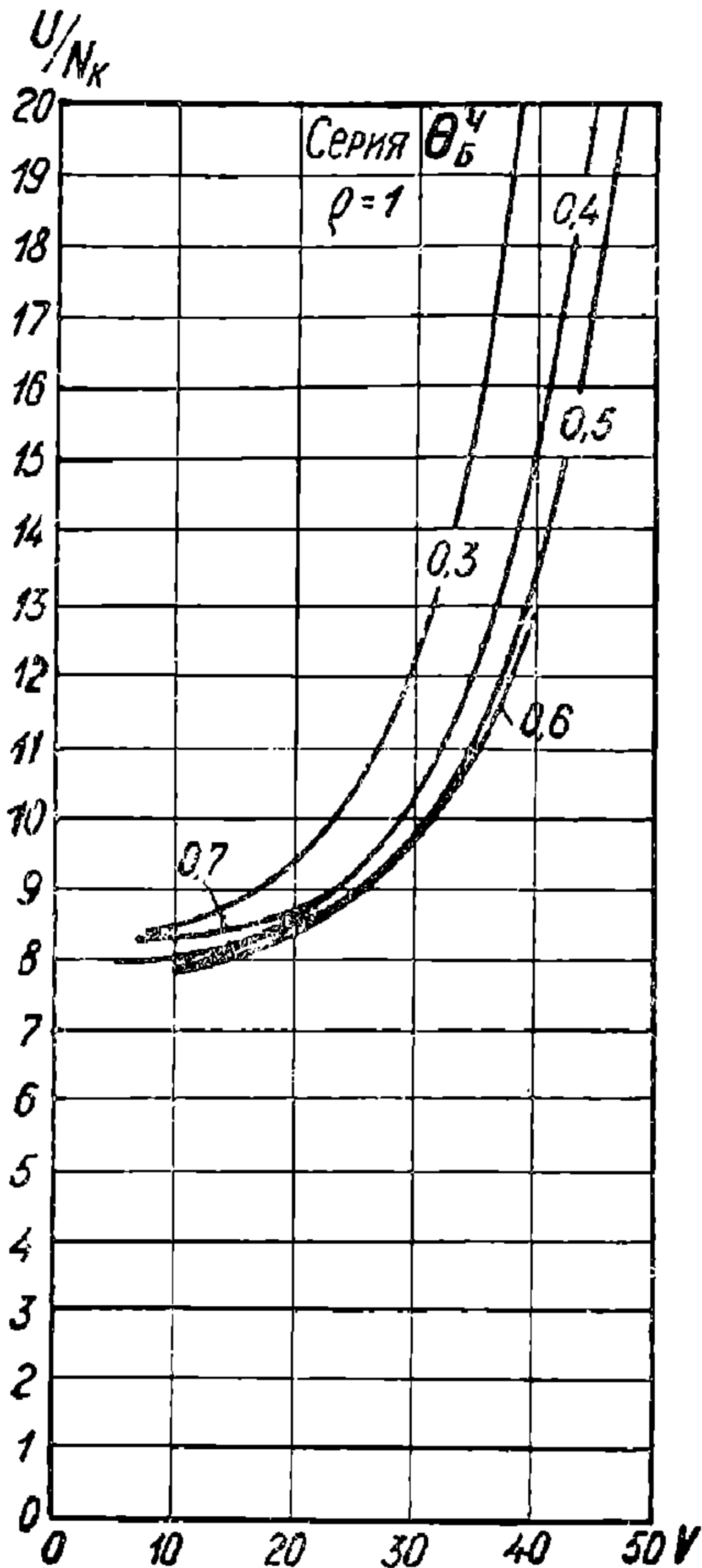
Фиг. 82. Паровоз ЭМ;  $\frac{U}{N_k} = f(V, \epsilon)$   
при  $\rho = 1$ .

УДМУНТ  
(ДИТ)

исходного паровоза, то при перестройке ординаты кривых  $U/N_{\kappa}$  должны быть умножены на 0,96.

Более точно поправка может быть введена следующим способом.

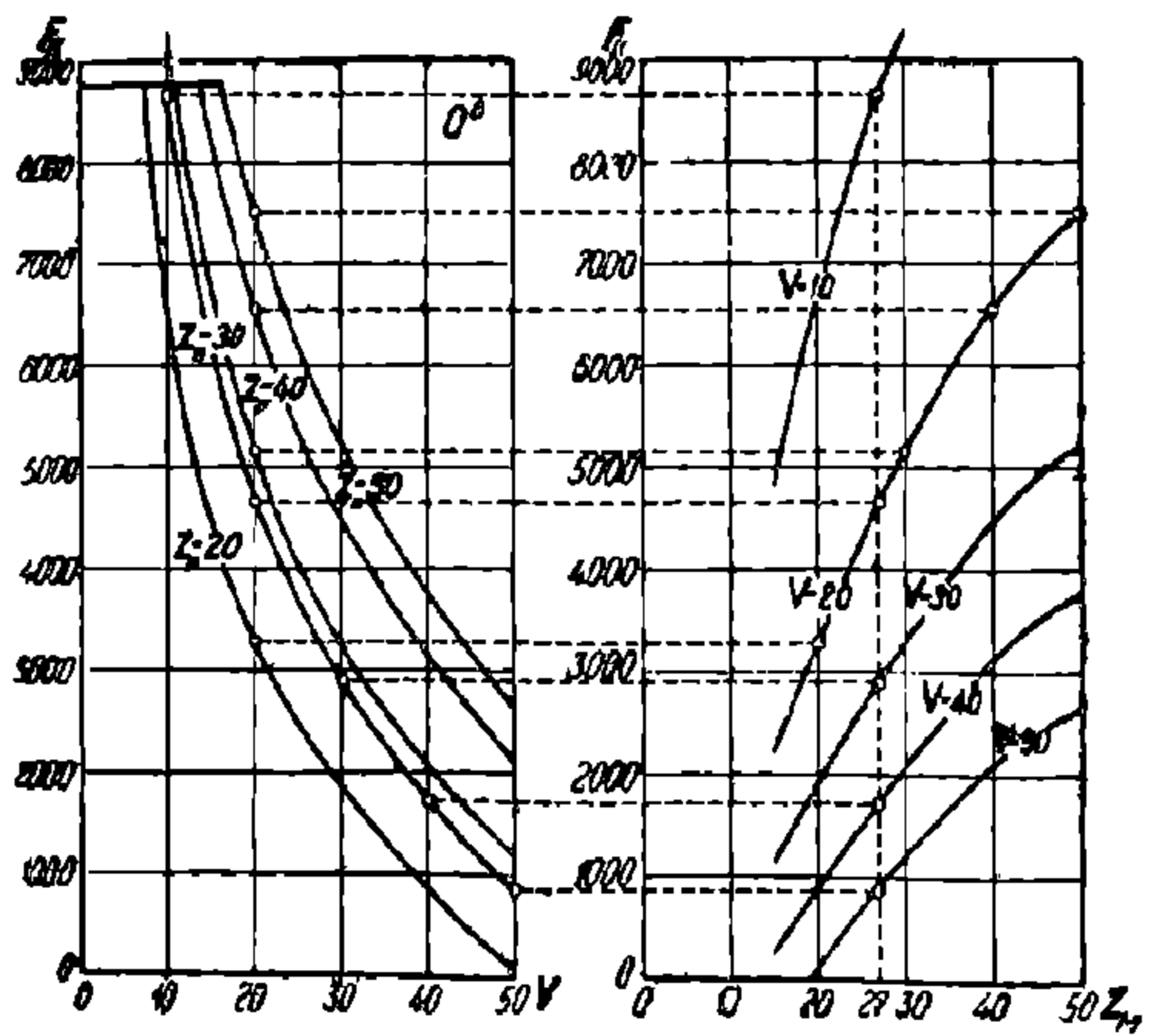
На фиг. 86 изображены четыре группы кривых, пронумерованных справа римскими цифрами. В каждой группе



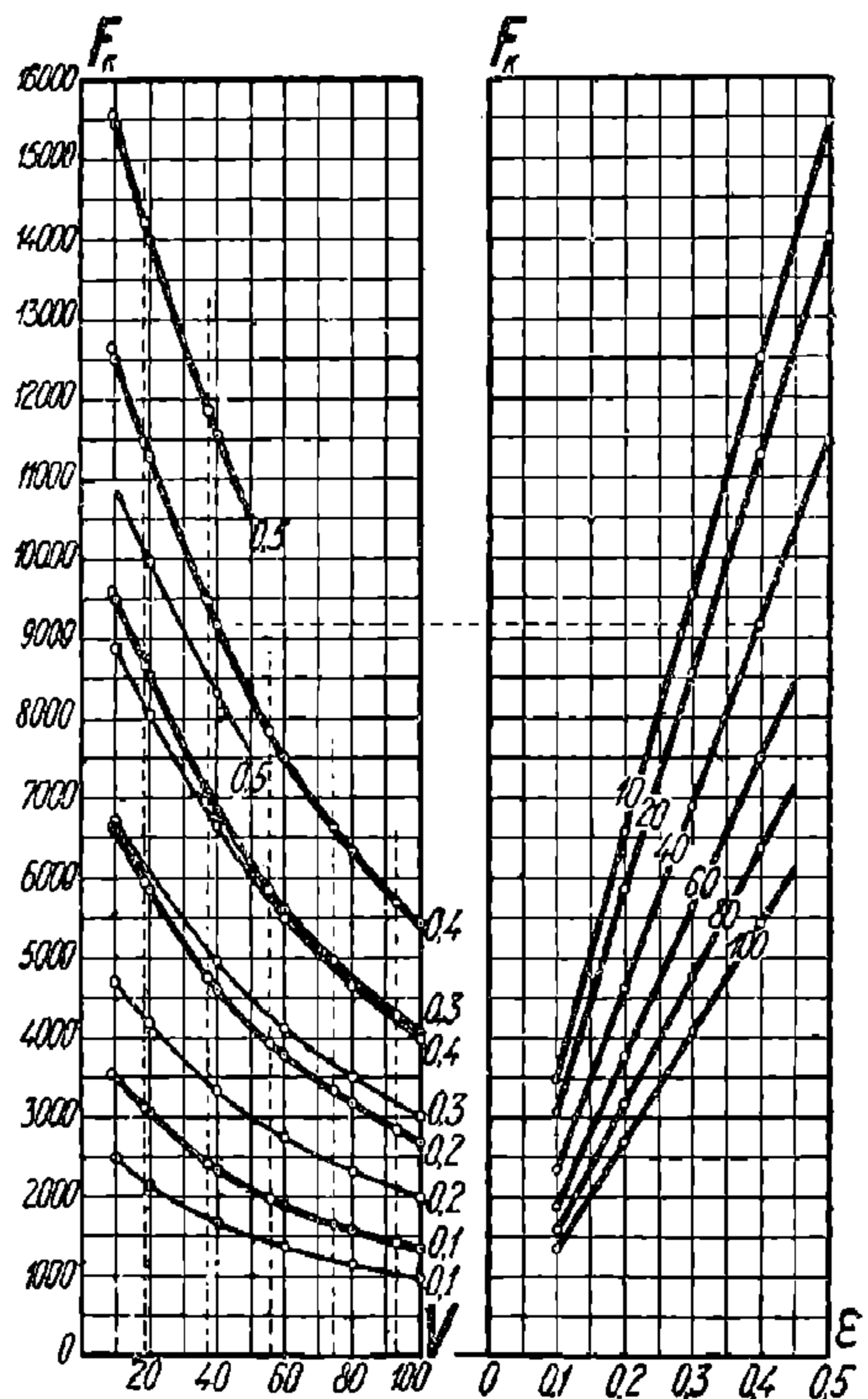
Фиг. 83. Паровоз 0 Ч;  $U/N_{\kappa} = f(V, \epsilon)$   
при  $\rho = 1$ .

пять кривых, соответствующих интенсивностям парообразования  $z_{\mu} = 15, 20, 30, 40$  и  $50$ . По оси абсцисс для всех кривых отложено отношение поверхности нагрева перегревателя  $N_n$  к испаряющей поверхности нагрева  $N$ .

Группа кривых I (поднимающаяся вправо) изображает зависимость температуры перегрева в коробке перегревателя  $t_p$  от отно-



Фиг. 84. Графическая интерполяция.

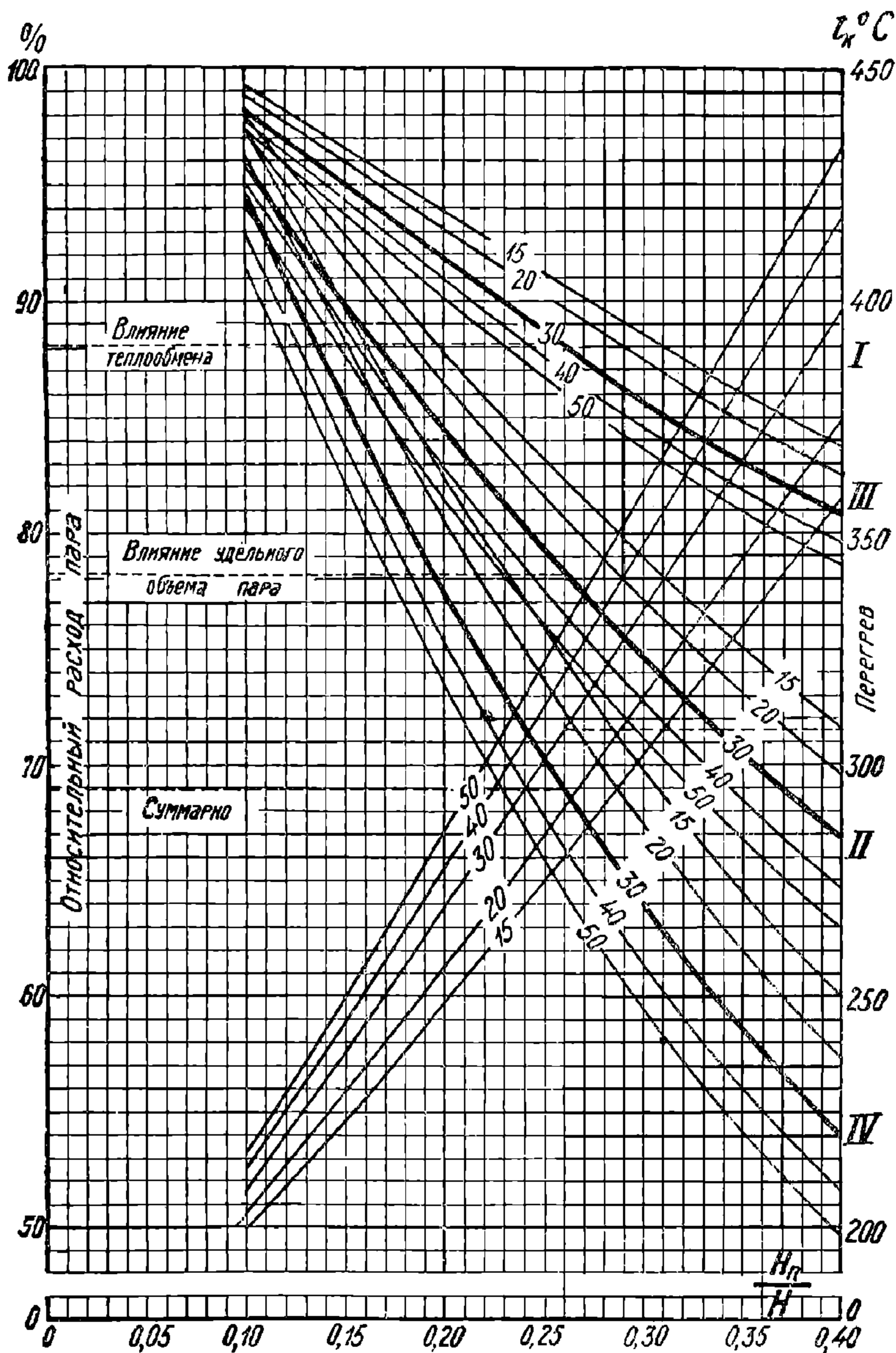


Фиг. 85. Построение кривых  $F_{\kappa} = f(V, \epsilon, \rho)$ .

УДМУТ  
(ДИТ)

шения  $H_n/N$  для разных  $z_m$ , отмеченных на кривых; масштаб ординат для этих кривых—на правой стороне диаграммы.

Группа кривых II (средняя из трех опускающихся вправо) изображает зависимость удельного объема пара в коробке пере-



Фиг. 86. Температура перегрева и относительный расход пара на силу в час в зависимости от отношения  $\frac{H_n}{N}$  и от  $z_m$ .

гревателя в процентах от удельного объема сухого насыщенного пара того же давления—от отношения  $H_n/N$  для разных  $z_m$ . Можно считать, что расход пара на силу-час прямо пропорционален его удельному объему, следовательно, кривые группы II изображают

зависимость относительного расхода пара от отношения  $H_n/H$ , если принять во внимание только изменение удельного объема от перегрева при том же давлении.

Масштаб ординат для этих кривых, а также для кривых групп III и IV—на левой стороне диаграммы.

Гру па кривых III (верхняя из трех опускающихся вправо) изображает зависимость относительного расхода пара на силу-час от отношения  $H_n/H$ , если принять во внимание только уменьшение потерь пара от теплообмена со стенками цилиндра и поршня при повышении температуры перегрева.

Группа кривых IV (нижняя из трех опускающихся вправо) изображает зависимость относительного расхода пара на силу-час от отношения  $H_n/H$ , если принять во внимание и увеличение удельного объема и уменьшение потерь от теплообмена при повышении температуры перегрева.

Пример.  $H_n/H = ,26$ ;  $z_m = 30$ . Температура перегрева (конечно, предположительная)  $310^\circ$ , расход пара на силу-час составляет 69% расхода пара паровозом без перегрева; увеличение удельного объема пара уменьшило его расход до 78%, а уменьшение потерь от теплообмена уменьшило расход до 88%; суммарно:  $78 \times 88 = 69\%$ .

Расход пара паровозом с перегревом по отношению к паровозу без перегрева довольно сильно зависит от  $z_m$ , как это видно из фиг. 86. Но расход пара паровозом с перегревом по отношению к паровозу тоже с перегревом почти не зависит от  $z_m$ . Поэтому при пересчете расхода пара, если оба паровоза с перегревом, можно пользоваться одной средней кривой, соответствующей  $z_m = 30$ .

Пример. Построить кривые  $U/N_* = f(V, \epsilon)$  при  $\rho = 1$  для паровоза 0—5—0 Эу, взяв за исходный паровоз 0—5—0 Э (фиг. 78).

Для Э  $H_n/H = 0,27$  (табл. 3) относительный расход пара—0,68; для Эу  $H_n/H = 0,34$  относительный расход пара—0,60; следовательно, расход пара паровозом Эу составляет:  $60 : 68 = 0,88$  расхода пара паровозом Э. Так как средние скорости поршня обоих паровозов при одинаковых  $V$  одинаковы, то построение кривых  $U/N_*$  для Эу сводится к понижению кривых  $U/N_*$  для Э на 12%. Например,  $U/N_*$  для Э при  $\rho = 1$ ,  $V = 40$ ,  $\epsilon = 0,3$  равен 9,0, а предположительный  $U/N_*$  для Эу при тех же  $\rho$ ,  $V$  и  $\epsilon$  равен:  $9,0 \times 0,88 = 7,9$ . Опыты же дали (фиг. 8 ) 7,8.

Фиг. 86 является результатом обобщения опытных данных о разных паровозах СССР, прошедших специальные опыты в 1912—1929 гг. Во всех этих паровозах отсутствовала камера догорания в топке; трубы перегревателя помещались в жаровых трубах диаметра 125/133 мм (широко-трубный перегреватель) и отсутствовал подогрев питательной воды.

Наличие камеры догорания ведет к понижению перегрева при том же  $H_n/H$  и том же  $z_m$ , так как газы при камере догорания достигают перегревательных труб с более низкой температурой. К понижению перегрева ведет и уменьшение диаметра жаровых труб (мелкотрубный перегреватель), так как с уменьшением диаметра жаровых труб уменьшается количество тепла, передаваемое пару через перегревательную трубу. Поэтому камера догорания и мелко-

трубность перегревателя как бы уменьшают действующую поверхность перегревателя. На основании опытов с котлом паровоза ФД, имеющего и большую камеру догорания и мелкотрубный перегреватель (диаметр жаровых труб 82/88), можно прийти к грубому заключению, что их суммарное действие равносильно уменьшению поверхности перегревателя до 0,64 от его действительной величины. Из этих 0,64 примерно 0,80 относится—за счет камеры догорания и примерно 0,80—за счет мелкотрубности ( $0,80 \times 0,80 = 0,64$ ). Если действительное  $H_n/N$  у паровозов ФД равно 0,50, то приведенное  $H_n/N$ , т. е. то фиктивное  $H_n/N$ , которое давало бы тот же перегрев, что действительное, но при обычном котле без камеры догорания и с широкотрубным перегревателем, равно  $0,50 \times 0,64 = 0,32$ . При определении предположительного перегрева и расхода пара по фиг. 86 следует пользоваться приведенным  $H_n/N$ .

Влияние подогрева питательной воды видно из сравнения расхода пара на силу-час при одинаковых  $z_n$  паровозами Э<sup>у</sup> и Э<sup>м</sup> (фиг. 81 и 82). Паровоз Э<sup>у</sup> испытывался с подогревателем питательной воды (поверхностный, с отводом конденсата наружу), а Э<sup>м</sup>—без подогревателя. Правда,  $p_n$  у Э<sup>у</sup> 12 атм, а у Э<sup>м</sup> 14 атм, и эта небольшая разница в котловом давлении должна дать незначительное уменьшение расхода пара порядка 3%. Влияние же водоподогрева объясняется тем, что при одинаковых  $z_n$  при водоподогреве получаются значительно меньшие (примерно на 10%) интенсивности горения и, следовательно, меньшие температуры перегрева.

Температура перегретого пара в золотниковой коробке  $t'$  обычно на 10—15° ниже температуры  $t_n$  в коробке перегревателя.

Для паровозов с простой машиной и для паровозов компаунд приведены одни и те же кривые; в действительности, в зависимости от отношения  $H_n/N$  расход пара паровозом-компаунд меняется несколько меньше, чем расход пара паровозом с простой машиной, а именно: если при  $z_n = 30$  расход пара на силу-час при  $H_n/N = 0$  примем в 100%, то при  $H_n/N = 0,20$  расход пара для паровоза-компаунд равен 78% расхода пара паровозом-компаунд с насыщенным паром, а расход пара для паровоза с простой машиной равен 77% расхода пара паровозом с простой машиной с насыщенным паром (среднее—77,5%); при  $H_n/N = 0,30$  имеем соответственно 65% для компаунд и 63%—для простых машин (среднее—64%), а при  $H_n/N = 0,40$  соответственно 56% для компаунд и 52% для простых машин (среднее 54%). Во всех случаях можно пользоваться средними величинами по фиг. 86.

Что касается сравнительного расхода пара на силу-час паровозами компаунд и паровозами с простой машиной, то первые расходуют меньше примерно на 10—15% при насыщенном паре и на 5—10%—при высокоперегретом паре.

**25. Построение кривых  $u = f(V, \varepsilon, \rho)$ .** Из формулы 27 (п. 20) следует что:

$$u = \frac{\pi D F_k U / N_k}{54n10^7} = \frac{\pi}{54 \cdot 10^7} \cdot \frac{D}{n} \cdot F_n \cdot U / N_n =$$

$$= \frac{\pi}{54 \cdot 10^7} \cdot \frac{D}{n} M \cdot \xi \eta_n \cdot U / N_n,$$

(28)



$$u = \frac{\pi D F_k U / N_k}{54 n_o 10^7} = \frac{\pi}{54 \cdot 10^7} \cdot \frac{D}{n_o} \cdot F_k \cdot U / N_k =$$

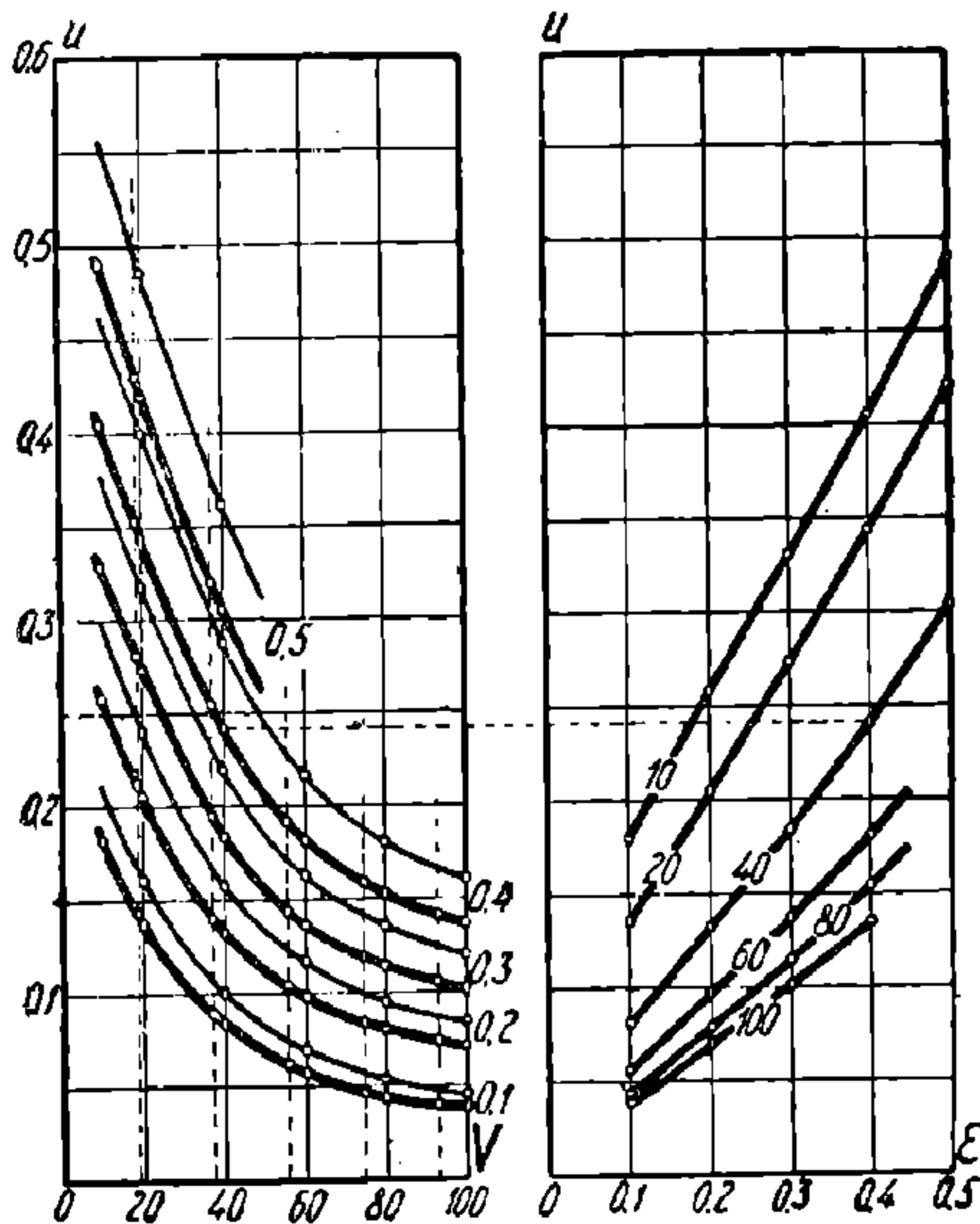
$$= \frac{\pi}{54 \cdot 10^7} \cdot \frac{D}{n_o} \cdot \frac{M}{m} \cdot \xi \eta_m m \cdot U / N_k. \quad (29)$$

Обозначая расход пара на один ход поршня для паровоза имеющего кривые  $u=f(V, \epsilon, \rho)$ , через  $u_o$ , а для паровоза, не имеющего этих кривых, через  $u$ , и допуская тождественность для обоих паровозов зависимостей  $\xi \eta_m = f(c, \epsilon, \rho)$  или  $\xi \eta_m m = f(c, \epsilon, \rho)$  и  $U / N_k = f(c, \epsilon, \rho)$ , получаем:

$$u = \frac{M D n_o}{M_o D_o n} u_o \frac{d_o^2 l p_k}{d_o^2 l_o p_{k_o}} u_o \text{ для однокр. расширения,} \quad (30)$$

$$u = \frac{M D n_o m_o}{M_o D_o n_o m} u_o = \frac{d_o^2 l p_k}{d_o^2 l_o p_{k_o}} u_o \text{ для компаунд} \quad (31)$$

при одинаковых  $c, \epsilon,$  и  $\rho$ . Нуликом обозначены размеры исходного паровоза.



Фиг. 87. Построение кривых  $u = f(V, \epsilon, \rho)$ . компаунд — на  $\frac{d_o^2 l p_k}{d_o^2 l_o p_{k_o}}$ .

На фиг. 87 для примера произведено построение  $u=f(V, \epsilon)$  при  $\rho=1$  для паровоза М по исходному паровозу С $\gamma$ . Тонкие кривые—для С $\gamma$ , толстые—для М. Абсциссы были умножены на  $\frac{D_o l}{D_o l} = \frac{1720 \cdot 700}{1850 \cdot 700} = 0,93$ , а ординаты—на  $\frac{M D n_o}{M_o D_o n} = \frac{22500 \cdot 1720 \cdot 2}{15800 \cdot 1850 \cdot 3} = 0,88$ .

Предположительные кривые дали несколько меньшее  $u$ , чем полученные опытным путем (фиг. 31), т. е. то же, что случилось и при перестройке кривых  $F_k = f(V, \epsilon)$  в п. 23. Естественно, что большая предполагавшейся площадь индикаторной диаграммы потребовала и большего расхода пара на ход поршня.

УДМУТ  
(ДНТ)

При выводе формул 30 и 31 мы допустили тождественность зависимостей  $U/N=f(V, \varepsilon, \rho)$  для исходного и рассматриваемого паровозов. Если приходится сравнивать паровозы со значительно различающимися отношениями  $H_n/H$ , то это допущение дает значительную ошибку, которая должна быть исправлена введением в формулы 30 и 31 того же коэффициента из фиг. 86, о котором сказано в п. 24. Например, если бы кривые  $u=f(V, \varepsilon, \rho)$  строились для  $\mathcal{E}^y$  с  $\mathcal{E}$ , то ординаты кривых  $u=f(V, \varepsilon, \rho)$  надо было бы умножить на

$$\frac{MDn_o}{M_oD_oH} \cdot 0,88 \text{ или на } \frac{d^2l_o p_{\#}}{d_o^2 l p_{\#o}} \cdot 0,88.$$

Хотя паровозы  $C^y$  и  $M$  близки по перегреву (у  $C^y H_n/H=0,36$ , у  $M H_n/H=0,34$ ), но все же, согласно фиг. 86, расход пара  $M$  должен быть больше расхода пара  $C^y$  на 3% ( $0,60:0,58=1,03$ ). Для большей точности можно было бы поднять кривые  $u$  на фиг. 87 на 3%, т. е. умножать ординаты кривых  $C^y$  не на 0,88, а на  $0,88 \cdot 1,03=0,91$ , что было бы ближе к действительности.

**26. Построение кривых  $F_{\#}=f(V, z_{\#})$  с помощью кривых  $F_{\#}=f(V, z_{\#})$  другого паровоза. Согласно формулы 26**

$$U/N_{\#}=270 H \frac{z_{\#}}{V \cdot F_{\#}}.$$

Так как:

$$V=\frac{3,6\pi Dc}{2l}, F_{\#}=M\xi\eta_{\#},$$

то из формулы 26 следует:

$$z_{\#}=\frac{U/N_{\#} \cdot 3,6\pi DcM\xi\eta_{\#}}{270H2l}=\frac{3,6\pi}{270 \cdot 2} \cdot U/N_{\#} \cdot c \cdot \frac{MD}{Hl} \cdot \xi\eta_{\#}.$$

Предположим, что для одного паровоза имеем некоторую величину  $F_{\#}$  при некоторых значениях  $c, \varepsilon$  и  $\rho$ , отвечающую интенсивности парообразования  $z_{\#}$ . Для другого паровоза (исходного) имеем величину  $F_{\#o}$  при тех же  $c, \varepsilon$  и  $\rho$ , отвечающую интенсивности парообразования  $z_{\#o}$ . Можем написать:

$$z_{\#o}=\frac{3,6\pi}{270 \cdot 2} \cdot U/N_{\#o} \cdot c \cdot \frac{M_oD_o}{H_o l_o} \xi_o\eta_{\#o}.$$

Из двух последних формул следует:

$$z_{\#}=\frac{U/N_{\#}}{U/N_{\#o}} \cdot \frac{MDH_o l_o}{M_oD_o H l} \cdot \frac{\xi\eta_{\#}}{\xi_o\eta_{\#o}} z_{\#o}. \quad (32)$$

Воспользуемся нашими основными предположениями о равенстве  $U/N_{\#}$  и  $\xi\eta_{\#}$  (или  $\xi\eta_{\#} m$  для компаунд) для обоих паровозов при одинаковых  $c, \varepsilon$  и  $\rho$ . Тогда имеем:

$$z_{\#}=\frac{MDH_o l_o}{M_oD_o H l} \cdot z_{\#o}=\frac{nd^2 p_k H_o}{n_o d_o^2 p_{k_o} H} \cdot z_{\#o} \text{ для однокр. расш.} \quad (33)$$

$$z_{\#}=\frac{MDH_o l_o m_o}{M_oD_o H l m} \cdot z_{\#o}=\frac{n_e d_e^2 p_k H_o}{n_{e_o} d_{e_o}^2 p_{k_o} H} \cdot z_{\#o} \text{ для компаунд} \quad (34)$$

Из этого анализа вытекает следующее правило построения кривых  $F_k = f(V, z_m)$  по таким же кривым для другого паровоза. Меняем масштабы осей абсцисс и ординат кривых  $F_k = f(V, z_m)$  так же и в том же отношении, как мы это делали в п. 23 при построении кривых  $F_k = f(V, \varepsilon)$ , т. е. абсциссы—в отношении  $Dl_0 : D_0l$ , ординаты—в отношении  $M : M_0$  ( $Mm_0 : M_0m$ —для компаунд), полученные кривые  $F_k = f(V)$  будут не для тех значений  $z_m$ , для которых были кривые исходного паровоза, а для значений согласно формулам 33 и 34. Кривые для нужных значений  $z_m$  получают графической интерполяцией.

Для примера на фиг. 88 произведено построение предположительных кривых  $F_k = f(V, z_m)$  для паровоза серии М на основании имеющихся кривых  $F_k = f(V, z_m)$  для паровоза серии С<sup>У</sup>. На левой стороне диаграммы построены тонкими линиями кривые  $F_k = f(V, z_m)$  для С<sup>У</sup>; они взяты с фиг. 26. Масштаб абсцисс изменен в отношении  $Dl_0 : D_0l = 1720 \cdot 700 : 1850 \cdot 700 = 0,93$ . Масштаб ординат изменен в отношении  $M : M_0 = 22500 : 15800 = 1,42$ . Стрелкой на фиг. 88 показано, как переместилась одна из точек кривой  $F_k = f(V)$  для  $z_m = 30$  паровоза С<sup>У</sup> в соответствующую точку кривой для паровоза М: скорость уменьшилась с 80 до  $80 \cdot 0,93 = 74,4$ ; сила тяги увеличилась с 2700 до  $2700 \cdot 1,42 = 3800$ . Через полученные таким образом точки проведены плавные (толстые) кривые, которые изображают предположительную зависимость  $F_k = f(V, z_m)$  для паровоза М; значения  $z_m$ , которым соответствуют эти кривые, получены умножением соответствующих значений  $z_m$  для С<sup>У</sup> на:

$$\frac{MDH_0l_0}{M_0D_0Hl} = \frac{22500 \cdot 1720 \cdot 197 \cdot 700}{15800 \cdot 1850 \cdot 260 \cdot 700} = 1,01.$$

Для выправления кривых и для построения кривых, соответствующих круглым значениям  $z_m$ , на правой стороне фиг. 88 произведена графическая интерполяция. Кривые для круглых значений  $z_m$  не перенесены на левую сторону только потому, что они почти слились бы с нанесенными уже кривыми, так как разница между  $z_m$  и  $z_{m0}$  оказалась случайно всего в 1%.  
 В том случае, если нельзя предположить тождественность зависимости  $U/N_k = f(c, \varepsilon, \rho)$  для обоих паровозов в виду большой разницы температуры перегрева, при выводе формул 33 и 34 нельзя сокращать в формуле 32 отношение  $U/N_k : U/N_{k0}$ . В этом случае в правых частях формул 33 и 34 появится еще множитель, выражающий отношение расходов пара на силу-час исследуемого и исходного паровоза. Этот множитель следует взять из диаграммы фиг. 86. Например, если исходный паровоз имеет  $H_n/H = 0,27$ , а исследуемый имеет  $H_n/H = 0,34$ , то полученные по формулам 33 и 34 значения  $z_m$  следует умножить на  $\frac{60}{68}$ , т. е. на 0,88.

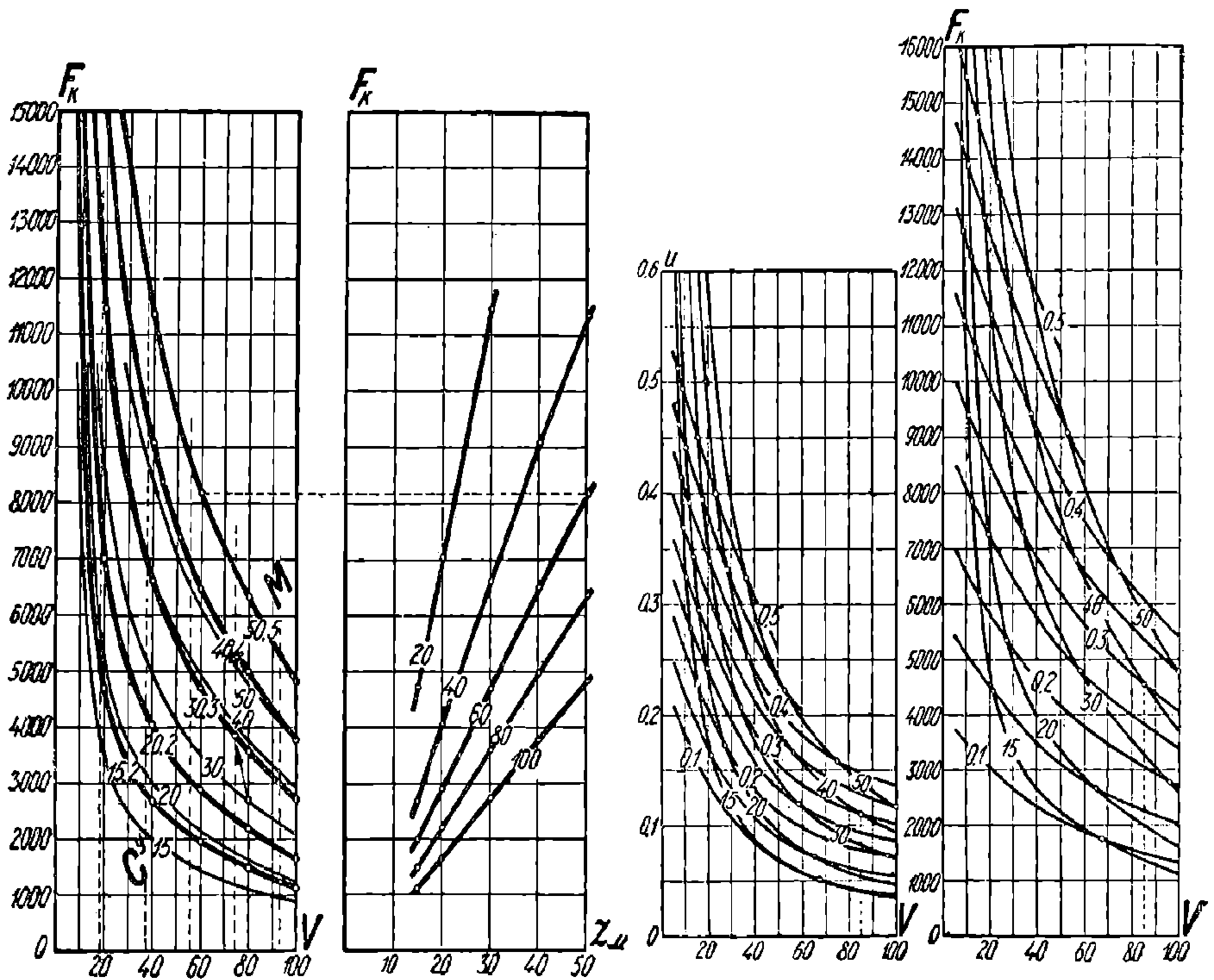
В соответствии со сказанным в п. 25 (последний абзац), для нашего примера на фиг. 88 для большей точности следовало бы умножить значениями  $z_m$  не на 1,01, а на  $1,01 \cdot 1,03 = 1,04$ .

27. Построение кривых  $F_k = f(V, z_m)$  с помощью кривых  $F_k = f(V, \varepsilon, \rho)$  и  $u = f(V, \varepsilon, \rho)$  того же паровоза. В первом способе, изложенном

выше, для построения предположительных кривых  $F_k = f(V, z_m)$  для заданного паровоза были использованы такие же кривые для исходного паровоза, похожего на заданный.

В способе, изложенном ниже, для построения кривых  $F_k = f(V, z_m)$  паровоза используются кривые  $u = f(V, \varepsilon, \rho)$  и  $F_k = f(V, \varepsilon, \rho)$  того же паровоза. Следовательно, эти последние кривые ( $u$  и  $F_k$  по отсечкам) должны быть построены или получены опытным путем до построения кривых  $F_k = f(V, z_m)$ .

Рассмотрим этот способ на примере построения кривых  $F_k = f(V, z_m)$  для паровоза серии М на основании кривых  $F_k$  и в зависи-



Фиг. 88. Построение кривых  $F_k = f(V, z_m)$ . Фиг. 89. Построение кривых  $F_k = f(V, z_m)$ .

мости от  $V, \varepsilon$  и  $\rho$  паровоза М, перестроенных с соответствующих кривых паровоза  $C^y$ . Построение сделано на фиг. 89.

На левой стороне фиг. 89 нанесены две группы кривых  $u = f(V)$  для паровоза М. Одни кривые, отмеченные цифрами 0,1, 0,2 и т. д., представляют зависимость  $u = f(V, \varepsilon)$  для  $\rho = 1$  и непосредственно перенесены с фиг. 87, где они были построены, исходя из соответствующих кривых паровоза  $C^y$ . Другая группа кривых, отмеченных цифрами 15, 20, 30 и т. д., представляет зависимость  $u = f(V, z_m)$  для паровоза М, построенную на основании формулы 25:

$$uV = \frac{\pi D H z_m}{2 \cdot 10^6 n} = \frac{\pi \cdot 1720 \cdot 260}{2 \cdot 10^6 \cdot 3} z_m = 0,230 z_m.$$

Задаваясь  $z_m = 15, 20, 30, 40$  и  $50$ , по этому уравнению равноплечей гиперболы легко построить  $u = f(V)$  для любых  $z_m$ . Очевидно, что точка пересечения кривой  $u = f(V)$  для какого-либо  $\varepsilon$ , например

$\varepsilon = 0,3$ , с кривой  $u = f(V)$  для какого-либо  $z_m$ , например  $z_m = 40$ , дает ту скорость, например 85, при которой получается равновесие между работой котла и машины при выбранных  $\varepsilon$  и  $z_m$ .

На правой стороне фиг. 89 нанесены кривые  $F_k = f(V, \varepsilon)$  для  $\rho = 1$  паровоза серии М, перестроенные с соответствующих кривых паровоза серии С<sup>у</sup>; эти кривые взяты непосредственно с фиг. 85. На кривых  $F_k = f(V, \varepsilon)$  отмечены точки, соответствующие тем скоростям, при которых происходят пересечения кривых  $u = f(V, z_m)$  с кривыми  $u = f(V, z_m)$ . Через эти точки проведены плавные кривые, которые изображают зависимость  $F_k = f(V, z_m)$  для того же  $\rho$ , для которого были взяты исходные кривые. Например  $u$  при  $\varepsilon = 0,3$  и  $z_m = 40$  получилось при  $V = 85$ , поэтому точка  $F_k$ , соответствующая  $\varepsilon = 0,3$  и  $V = 85$ , должна принадлежать кривой  $F_k = f(V)$  для  $z_m = 40$ . Для получения большего количества точек, принадлежащих кривым  $F_k = f(V, z_m)$ , нужно иметь кривые  $u = f(V)$  и  $F_k = f(V)$  для большего количества  $\varepsilon$ . Поэтому на обеих диаграммах проведены кривые  $u$  и  $F_k$  не только для  $\varepsilon = 0,1, 0,2, \dots$ , но и для  $\varepsilon = 0,15, 0,25, \dots$ . Последние кривые взяты с правых диаграмм фиг. 85 и 87.

Этот способ имеет несколько вариантов, дающих одни и те же результаты. Выше описан вариант наиболее простой и требующий затраты наименьшего количества миллиметровки.

Ниже кратко описан другой вариант, несколько более кропотливый, но не требующий построения гипербол  $u = f(V, z_m)$ . На основании формулы 25 и заранее построенных кривых  $u = f(V, \varepsilon)$  при некотором  $\rho$  для того паровоза, для которого требуется построить кривые  $F_k = f(V, z_m)$ , строим кривые  $z_m = f(V, \varepsilon)$  для того же  $\rho$  и для тех  $\varepsilon$ , для которых построены кривые  $F_k = f(V, \varepsilon)$ .

Задаемся некоторым  $z_m$  (напр.  $z_m = 20$ ) и по кривым  $z_m = f(V, \varepsilon)$  определяем скорости, соответствующие этому  $z_m$  при тех отсечках, для которых построены кривые, иначе говоря, определяем скорости, при которых пересекаются кривые с абсциссой изображающей заданный  $z_m$ . Эти скорости—как раз те, при которых в первом варианте описываемого способа гипербола  $u$  для того же  $z_m$  пересекается с кривыми  $u = f(V, \varepsilon)$ . Эти скорости переносим на график  $F_k = f(V, \varepsilon)$ , как и в первом варианте, в виде точек и проводим по ним плавную кривую, которая и является кривой  $F_k = f(V)$  для заданных  $\rho$  и  $z_m$ .

Для увеличения количества точек следует построить кривые  $z_m = f(V)$  и  $F_k = f(V)$  для промежуточных  $\varepsilon$ , или перестроить график  $z_m = f(V, \varepsilon)$  в других координатах, т. е. построить  $z_m = f(\varepsilon, V)$ , для тех  $V$ , для которых были построены кривые  $F_k = f(\varepsilon, V)$ . В последнем случае по графику  $z_m = f(\varepsilon, V)$  определяем отсечки (дробные) для заданного  $z_m$  и скоростей, для которых проведены кривые; по графику же  $F_k = f(\varepsilon, V)$  определяем  $F_k$  для полученных отсечек и этих скоростей и переносим полученные  $F_k$  на график  $F_k = f(V, \varepsilon)$  в виде точек при тех же скоростях.

Во всех вариантах этого способа поправка на неодинаковость температуры перегрева пара делается при построении кривых  $u = f(V, \varepsilon)$  с кривых исходного паровоза; повторять ее при самом построении  $F_k = f(V, z_m)$ , конечно, не нужно.

УДМУТ  
(ДИТ)

В п. 18 было уже указано, что кривые  $F_k = f(V, z_m)$ , получаемые в результате специально поставленных опытов, являются огибающими кривых  $F_k = f(V, z_m, \rho)$ . Иначе говоря,  $\rho$  из них исключается тем, что выбираются кривые, дающие наибольшие  $F_k$ .

Применяя в первом способе именно эти кривые  $F_k = f(V, z_m)$  исходного паровоза, мы получаем кривые  $F_k = f(V, z_m)$  для исследуемого паровоза. При втором же способе, применяя кривые только для  $\rho=1$ , мы получаем кривые  $F_k = f(V, z_m)$  для  $\rho=1$ . Чтобы исключить  $\rho$ , следовало бы сделать построения для нескольких  $\rho$  и выбрать из них дающие наибольшие  $F_k$ . Для большинства серий паровозов, в том числе для  $S^V$  и  $M$ ,  $\rho=1$  является наивыгоднейшим, и кривые  $F_k = f(V, z_m)$  для  $\rho=1$  совпадают с кривыми  $F_k = f(V, z_m)$ . Для некоторых же серий паровозов кривые  $F_k = f(V, z_m)$  для малых  $z_m$  идут выше кривых  $F_k = f(V, z_m)$  для  $\rho=1$ .

В наших примерах построение  $F_k = f(V, z_m)$  для  $\rho=1$  по второму способу дало тот же результат, что и построение кривых  $F_k = f(V, z_m)$  по первому способу, поэтому правая диаграмма фиг. 88, построенная для выравнивания и графической интерполяции кривых, построенных по первому способу, послужила и для выравнивания кривых фиг. 89, построенных по второму способу.

Второй способ значительно уступает первому в простоте, но им приходится пользоваться в том случае, если применение первого способа встретит затруднения из-за необходимости большой экстраполяции для получения кривой, соответствующей нужному  $z_m$ . Кроме того, этот способ имеет применение при построении кривых  $F_k = f(V, z_m)$  на основании полученных опытным путем кривых  $F_k = f(V, \varepsilon, \rho)$  и  $u = f(V, \varepsilon, \rho)$  для того же паровоза, так как получить непосредственно опытно точки для кривых  $F_k = f(V, z_m, \rho)$  не представляется возможным.

**28. Двойная и тройная тяга.** Сила тяги локомотива не меняется от того, тянет ли он состав или толкает его. Если в поезде работают несколько локомотивов, то суммарная сила тяги их, действующая на поезд, равна сумме сил тяги каждого из локомотивов. Но вследствие неизбежной несогласованности работы бригад локомотивов, худших условий работы второго и третьего локомотивов и во избежание чрезмерных реакций и обрывов в поезде расчетный предел силы тяги, действующей на поезд, принимается при всех скоростях не равным сумме расчетных пределов силы тяги каждого локомотива в отдельности, а несколько уменьшается, именно по следующей формуле:

$$F = F_1 + aF_2 + bF_3, \quad (35)$$

где:  $F$  — суммарный расчетный предел силы тяги при какой-либо скорости,  $F_1, F_2, F_3$  — расчетные пределы силы тяги первого (головного), второго и третьего локомотивов, а  $a$  и  $b$  — коэффициенты, зависящие от размещения второго и третьего локомотивов в поезде:

$a = 90$ , если второй локомотив сцеплен непосредственно с головным локомотивом;

$a = 0,80$ , если второй локомотив является толкачом (сцепленным или несцепленным с составом), или находится среди состава;

$b = 0,80$  во всех случаях тройной тяги.

Например, если во главе поезда паровоз Э с расчетным  $F_k$  по сцеплению 15 200 кг, а в хвосте паровоз О<sup>В</sup> с расчетным  $F_k$  по сцеплению 8 750 кг, то расчетный предел  $F_k$  обоих паровозов по сцеплению равен:  $15\,200 + 0,80 \cdot 8\,750 = 22\,200$  кг.

В случае четверной тяги, сила тяги четвертого локомотива  $F_4$  входит в сумму с коэффициентом  $c = 0,80$ .

При наличии благоприятных местных условий коэффициенты  $a$ ,  $b$  и  $c$  могут быть повышены вплоть до единицы. Примером возможности повышения этих коэффициентов является тройная и четверная тяга на горных участках с кривыми малых радиусов: при расположении паровозов в трех местах (в голове, в середине и в хвосте) один из них, сбоксавший в кривой или на покрытом смазкой месте пути, может быть всегда поддержан другими паровозами, находящимися в более благоприятных условиях.

**29. Расчетная сила тяги и фактор сцепления в САСШ.** В САСШ для расчета силы тяги употребляются другие формулы и способы, чем в СССР, соответственно иным условиям работы паровозов. Основные из этих формул и понятий следует знать для правильного понимания американской тяговой литературы.

Американская ассоциация железных дорог рекомендует следующие формулы для определения расчетной силы тяги (rated tractive force) на обode при трогании с места: для паровозов с машиной однократного расширения

$$F_n = \frac{nd^2lp_n}{200D} \xi;$$

для паровозов-компаунд

$$F_n = \frac{n_n d_n^2 l p_n}{200D(m+1)} \xi.$$

Обе формулы приведены к нормальным обозначениям и измерениям СССР. Коэффициент  $\xi$  принимается по следующей таблице:

| Наибольшая<br>отсечка<br>главных<br>окон | Коэффициент $\xi$  |   |
|--|--|---|
|  | Золотниковое<br>зеркало без до-<br>полнительных<br>впускных окон | Золотниковое зеркало с<br>дополнительными впуск-<br>ными окнами, дающими<br>отсечку не меньше 0,8 |
| 0,90                                     | 0,85   | —   |
| 0,80                                     | 0,80   | 0,80  |
| 0,70                                     | 0,74   | 0,78  |
| 0,60                                     | 0,68   | 0,77  |
| 0,50                                     | 0,60   | 0,75  |

Под дополнительными впускными окнами понимаются маленькие окна в лице золотниковой коробки (втулки) порядка 300 мм<sup>2</sup> для облегчения трогания поезда с места при так называемой ограниченной отсечке. Такие окна имеются у паровозов СССР 1—5—1 ФД и 1—4—2 ИС, у которых предельная отсечка главных окон при спущенной гайке переводного винта равна 0,6.

В САСШ нет понятия, соответствующего нашему понятию о коэффициенте сцепления. Под термином „фактор сцепления“ (factor

of adhesion) понимается один из строительных коэффициентов паровоза, а именно—отношение сцепного веса паровоза к силе тяги по машине при трогании с места, вычисленной по вышеприведенным формулам. Для обеспечения большой силы тяги по машине при трогании с места американцы так выбирают размеры машины, чтобы фактор сцепления был не больше 4,0—4,2.

Расчет же составов поездов производится не по фактору сцепления, а по опытным поездкам. Поэтому американский фактор сцепления вовсе не является величиной, обратной нашему коэффициенту сцепления.

Кроме вышеприведенных формул силы тяги и понятия о факторе сцепления, в САСШ нет других рекомендованных или вышедших во всеобщее употребление расчетов силы тяги.

---



## ГЛАВА III

### СОПРОТИВЛЕНИЕ ПОЕЗДА

**30. Определения и общие формулы.** Под сопротивлениями движению поезда понимаются проекции на направление, противоположное движению поезда, внешних, не управляемых человеком сил, действующих на поезд. Управляемые человеком искусственные сопротивления—тормозные силы, вводимые по мере надобности, в понятие сопротивления поезда не входят. Также не входят в понятие сопротивления поезда и силы инерции.

Силы сопротивления исходят от рельс, воздуха и центра тяжести земли (проекция на направление, противоположное движению поезда, сил протяжения земли). Силы сопротивления могут быть положительные, если они направлены против движения поезда, и отрицательные, если их направление совпадает с направлением движения поезда. Отрицательными могут быть только силы сопротивления от спуска (уклона), т. е. составляющие силы тяжести на спуске, и сила от попутного ветра.

Говоря о полном сопротивлении поезда, можно подразумевать три различных понятия, подобно тому, как говоря о силе тяги локомотива, можно подразумевать  $F_n$ ,  $F_k$  или  $F_i$ . Эти три различных понятия—следующие:

1) полное сопротивление состава, т. е. вагонов поезда  $W_n$ , равное силе тяги на крюке  $F_n$  в случае равномерного движения поезда при отсутствии тормозной силы. Следовательно, в данном случае мы имеем дело только с составом, а локомотив мы рассматриваем, как постороннее тело, из которого исходит внешняя по отношению к составу сила тяги  $F_n$ ;

2) полное сопротивление поезда как ряда сцепленных повозок  $W_k$ , равное действительной силе тяги на ободу  $F_k$  в случае равномерного движения поезда при отсутствии тормозной силы. Следовательно, локомотив рассматривается совместно с вагонами, и в  $W_k$  включается сопротивление локомотива как повозки; внешней же силой тяги является  $F_k$ . Если при  $W_n$  мы не имеем дела со всем локомотивом, то при  $W_k$  мы не имеем дела только с сопротивлением машины локомотива;

3) полное сопротивление поезда  $W_i$ , равное индикаторной силе тяги  $F_i$ , в случае равномерного движения поезда при отсутствии тормозной силы. В  $W_i$  мы должны включить, кроме сопротивления вагонов, также сопротивление локомотива как повозки и сопротивление машины локомотива. Когда мы определяли индикаторную силу тяги  $F_i$ , мы отнесли ее к ободу движущих колес, но искусственно не вычли из нее сопротивления машины локомотива;

НБ  
УДУНТ  
(ДІТ)

теперь мы должны включить в  $W_i$  это сопротивление машины локомотива.

Для расчетов может быть принято любое из этих трех понятий о сопротивлении поезда, но принятое понятие о сопротивлении поезда должно всегда соответствовать принятому понятию о силе тяги. Принимая для расчетов силу тяги  $F_k$ , мы должны взять сопротивление поезда  $W_k$ .

Почти все силы сопротивления, действующие на единицу подвижного состава (вагон или локомотив), пропорциональны ее весу; поэтому в тяговых расчетах сопротивление всегда представляется в виде произведения двух множителей: веса поезда или паровоза, вагона (в тоннах) и сопротивления (в килограммах), действующего на каждую тонну его веса. Сопротивление в килограммах на тонну называется удельным сопротивлением и обозначается буквой  $w$  с различными значками, показывающими, о каком именно удельном сопротивлении идет речь.

Обозначая уд. сопротивление вагонов через  $w''$  в кг на тонну веса вагона, а вес состава (вагонов) через  $Q$  т, имеем:

$$W_n = Qw'' \quad (36)$$

Обозначая уд. сопротивление локомотива (паровоза с тендером) как поковки, т. е. без учета сил трения в машине, через  $w'$  в кг на тонну веса локомотива (паровоза с тендером)  $P$  т, имеем:

$$W_k = Qw'' + Pw' \quad (37)$$

Обозначая уд. сопротивление машины паровоза при открытом регуляторе

$$\frac{F_i - F_k}{P} = w_m$$

в килограммах на тонну веса паровоза с тендером, имеем:

$$W_i = Qw'' + Pw' + Pw_m \quad (38)$$

Для удобства расчетов сопротивления  $w''$  и  $w'$  представляем каждое в виде суммы трех слагаемых:

$$w'' = w_0'' + i + w_r'' \quad \text{для вагонов,} \quad (39)$$

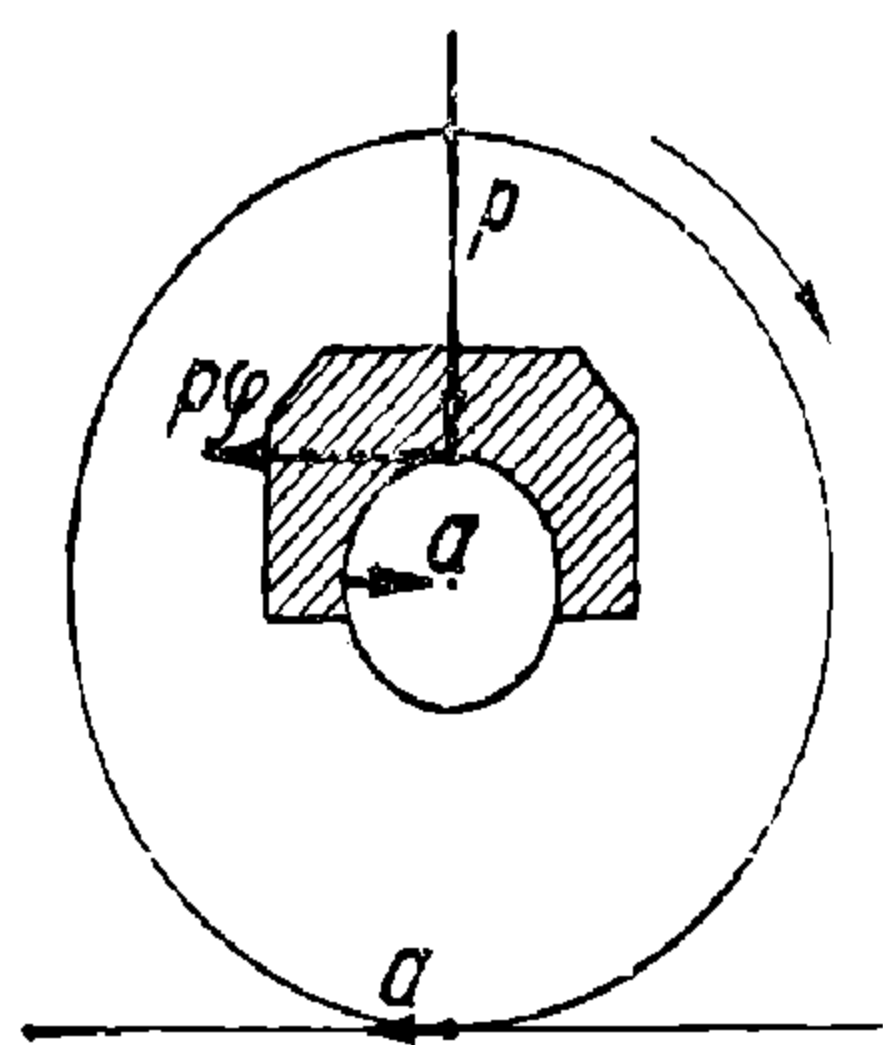
$$w' = w_0' + i + w_r' \quad \text{для паровозов.} \quad (40)$$

В этих суммах первое слагаемое есть уд. сопротивление на прямом и горизонтальном пути; второе слагаемое есть уд. сопротивление от уклона (подъема или спуска); оно одинаково для всех повозок; третье слагаемое есть уд. сопротивление от кривой; оно принимается одинаковым для паровозов и всех вагонов, т. е.  $w_r' = w_r'' = w_r$ . Первое слагаемое — основное: оно всегда существует и всегда положительное, т. е. всегда направлено в сторону, противоположную движению поезда. Второе слагаемое ( $i$ ) — добавочное; на горизонтальном пути оно равно нулю, на подъеме — положительное, на спуске — отрицательное. Третье слагаемое — тоже добавочное; оно равно нулю на прямом пути и положительно в кривой; отрицательных значений  $w_r$  иметь не может.

**31. Происхождение сопротивления на прямой горизонтали.** Сопротивление повозок на прямом горизонтальном рельсовом пути складывается из многих сопротивлений, являющихся следствиями разнообразных причин, которые удобно объединить в следующие пять групп:

- 1) трение в шейках осей;
- 2) трение качения на ободу колес;
- 3) трение скольжения на ободу колес;
- 4) потери живой силы от ударов и колебаний;
- 5) сопротивление воздушной среды.

Ниже вкратце поясняется, от чего зависят эти слагаемые силы сопротивления. Для того, чтобы слагаемые силы можно было алгебраически складывать между собой и с силой тяги, их всегда следует приводить к такому виду, чтобы путь, проходимый силой в направлении ее действия, был равен пути, проходимому поездом.



Фиг. 90. Сопротивление от трения в шейке.

1. Трение в шейках осей играет наиболее существенную роль в сопротивлении подвижного состава на прямой горизонтали. Если на шейку оси давит сила  $p$  (фиг. 90), то при вращении колеса появляется сила трения  $p\varphi$ , направленная перпендикулярно к силе  $p$  в сторону, противоположную движению, и приложенная от подшипника к шейке;  $\varphi$ —коэффициент трения между шейкой и подшипником. Момент силы трения  $p\varphi$ , сопротивляющийся вращению колеса вокруг его оси, равен  $p\varphi r$ , где  $r$ —радиус шейки. Для преодоления этого момента необходимо приложить от рамы к шейке силу  $a$ , которая с силой  $a$  от рельса к колесу должна составить момент, равный  $p\varphi r$ . Иначе говоря,  $aR = p\varphi r$ , где  $R$  есть радиус колеса. Сила  $a$ , приложенная от рамы к шейке в сторону движения оси, есть часть силы тяги (или силы инерции, или отрицательной силы сопротивления), а сила  $a$ , приложенная от рельса к колесу, есть часть (слагаемое) сопротивления единицы подвижного состава, зависящее от трения в данной шейке.

Итак,

$$a = \frac{p\varphi r}{R} = \frac{p\varphi d}{D};$$

следовательно, сопротивление от трения в шейках обычных букс скользящего трения прямо пропорционально нагрузке на шейку, диаметру шейки и коэффициенту трения и обратно пропорционально диаметру колеса.

Отношение диаметра колеса к диаметру шейки в наших вагонах от 7 до 10, следовательно, если вес вагона принять равным сумме нагрузок на его шейки, то удельное сопротивление вагона от трения в шейках  $w_w$  равно:

$$w_w \approx \frac{1000\varphi}{8} = 125\varphi \text{ кг/т} \quad (41)$$

НБ  
УДУНТ  
(ДПТ)

Коэффициент трения смазанных тел  $\phi$  в условиях работы букс подвижного состава в свою очередь зависит от очень многих факторов: скорости, вязкости смазки, состояния поверхностей шейки и подшипника, толщины слоя смазки, удельного давления на шейку

Если вагон стоит, слой смазки очень тонок, потому что она выдавилась во время стоянки; поверхность подшипника местами даже может непосредственно касаться поверхности шейки, смазка—холодная и поэтому обладает большой вязкостью. В результате коэффициент трения в формуле 41 очень велик—грубо говоря, раз в десять больше его среднего значения при  $V = 10—20$  км/ч. В теплую погоду он несколько повышается, так как уменьшается вязкость смазки; при морозах же сильно повышается, так как шейка приклеивается к подшипнику тонким слоем очень густой смазки. Как только вагон тронулся, коэффициент  $\phi$  немедленно падает, так как первый же сдвиг нарушает установившееся сцепление частиц смазки, а работа трения частиц смазки превращается в тепло и в первые же обороты повышает температуру слоя смазки и понижает ее вязкость. По мере увеличения времени, протекшего от момента трогания вагона, температура смазки и всей буксы повышается от превращения в тепло работы сил трения, вязкость смазки понижается, в работу входят свежая смазка, слой ее между шейкой и подшипником увеличивается и коэффициент  $\phi$  понижается.

При установившемся состоянии коэффициент трения сначала быстро падает от  $V = 0$  примерно до  $V = 10$  км/ч, затем медленно падает до  $20—40$  км/ч и далее начинает медленно повышаться. При скоростях порядка  $10—20$  км/ч коэффициент трения  $\phi$  около  $0,005—0,01$ , что по формуле 41 дает сопротивление от трения в шейках порядка  $1$  кг/т. При трогании с места коэффициент трения зависит от времени стоянки: после непродолжительной стоянки (минуты) он порядка  $0,05$ , тогда как после длительной стоянки (часы) увеличивается до  $0,10—0,15$ . Эти цифры относятся к летнему времени; зимою они еще выше.

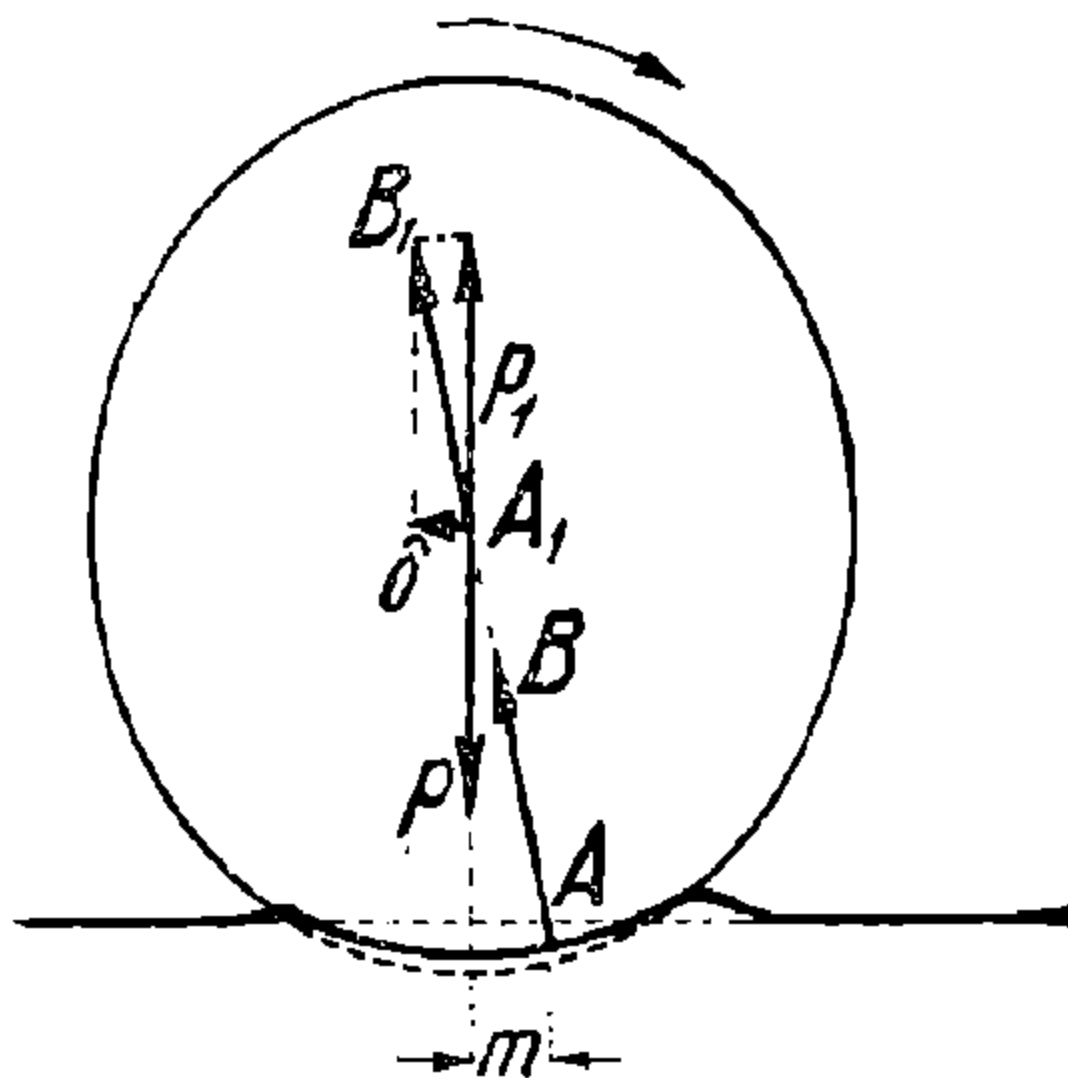
Коэффициент трения увеличивается с увеличением вязкости смазки, но практически это имеет место только при хорошем уходе за буксами, потому что при смазке с малой вязкостью в жаркое время года слой смазки может быть настолько тонок, что будет происходить частичное касание всухую точек шейки и подшипника (при не вполне гладких поверхностях), что повлечет задиры шейки и значительное увеличение сопротивления. Но во всяком случае, при смазках с очень большой вязкостью (так называемых твердых и полутвердых) сопротивление значительно больше, чем при обычных, но зато опасность задира шейки меньше, конечно при хорошем подводе смазки к трущимся поверхностям; при плохом же подводе густой смазки (например нижняя подача с плохой подбивкой) при разгоне после долгой стоянки шейка может получить задиры раньше, чем смазка разогреется и начнет поступать под подшипник.

Коэффициент трения уменьшается с увеличением удельного давления. Это общий закон для трения смазанных и несмазанных тел. Но это явление имеет место на практике только при хорошем

содержании букс; в противном случае, задиры шейки могут значительно повысить коэффициент трения при увеличении нагрузки.

Наконец, гладкость и правильность поверхностей шейки и подшипника влияет на коэффициент трения не только уменьшением трения между этими поверхностями и смазкой, но и уменьшением возможности задира.

Естественно, что конструкция буксы имеет большое влияние на коэффициент трения; особенно важно обеспечение подачи смазки под подшипник и предохранение утечки смазки и загрязнения ее в буксе через неплотности заднего затвора буксы.



Фиг. 91. Сопротивление от перекатывания.

При роликовых подшипниках сопротивление от трения скольжения в шейках заменяется значительно меньшим сопротивлением от трения качения роликов.

Наибольшую выгоду дают роликовые подшипники при трогании с места (особенно в холодное время года) и при малых скоростях.

При трогании с места сопротивление от трения в роликовых буксах составляет, всего около 10% от соответствующего сопротивления в обычных буксах трения и почти не зависит от продолжительности стоянки: при скоростях

10—30 км/ч—около 20—30%; далее с повышением скорости сопротивление от роликовых букс стремится приблизиться к сопротивлению от букс трения.

2. Трение качения на ободу колес. При перекатывании колеса по рельсу колесо вдавливаются в рельс (фиг. 91) и соприкасается с ним на некоторой овальной площади порядка нескольких мм<sup>2</sup>. Перекатываясь, колесо гонит перед собой упругую волну на головке рельса; такая же волна, меньших размеров, следует за колесом. В результате этого несимметричного вдавливания точка A приложения равнодействующей АВ реакций рельса на колесо смещается несколько вперед на величину *m*. Допустим, что эта равнодействующая проходит через центр колеса, перенесем ее в центр и получим силу A<sub>1</sub>B<sub>1</sub>. Разложим ее на две составляющие: *p*<sub>1</sub> и *b*. Составляющая *p*<sub>1</sub> должна быть равна нагрузке от колеса на рельс *p* и должна ее уравновесить. Составляющая же *b* является силой сопротивления движению от трения качения на ободу колеса. Взяв ур-ние моментов сил относительно точки A, получим:

$$b = p \frac{2m}{D},$$

а в килограммах на тонну веса, приходящегося на колесо:

$$w_n = \frac{2 \cdot 1000 \cdot m}{D}. \quad (42)$$

В действительности величина *w<sub>n</sub>* несколько больше по двум причинам: 1) сила АВ проходит не через центр колеса, а несколько

отклонена вперед, и 2) в точках касания колесо и рельс отчасти сжимаются, отчасти растягиваются, вследствие чего происходит трение скольжения, увеличивающее  $w_n$  в формуле 42.

Итак, удельное сопротивление от перекатывания колеса по рельсу обратно пропорционально диаметру колеса и уменьшается с увеличением жесткости поверхностей колеса и рельса (величина  $m$ ). Величина  $w_n$  — порядка 0,3—0,5 кг/т. В момент трогания с места оно больше, так как вдавливание колеса в рельс достигает своей наибольшей величины и колесу приходится как бы приподниматься из углубления, тогда как при движении полное вдавливание не успевает произойти за кратковременность.

3. Трение скольжения на ободу колес. Скольжение, точнее говоря, подкальзывание одновременно с перекатыванием, есть следствие нескольких причин: коничности поверхностей катания колес, неравенства диаметров колес одной и той же колесной пары или спаренных колесных пар у локомотивов, неправильной установки колесных пар и виляния вагонов.

Вследствие коничности колеса колесо принуждено катиться по рельсу окружностями разного диаметра. Но качение без скольжения возможно только одной окружностью, поэтому точки колеса, соприкасающиеся с головкой рельса, но не лежащие на этой окружности, должны непрерывным проскальзыванием догонять (точки, принадлежащие окружности меньшего диаметра, чем катящаяся окружность) или поджидать (точки, принадлежащие окружности большего диаметра) точки, принадлежащие катящейся окружности. Это сопротивление порядка 0,1 кг/т при малых скоростях. При трогании с места оно значительно больше, при больших скоростях — несколько меньше.

Неравенство диаметров колес одной и той же колесной пары или спаренных колес у локомотивов, происходящее от неправильной обточки или от неодинакового износа, ведет к тому же, что и коничность бандажа, т. е. к непрерывному подкальзыванию колес во время их качения.

Представим себе, что диаметр одного колеса меньше диаметра другого колеса той же оси на 0,1%, например 1000 мм и 999 мм, следовательно, 0,001 · 0,5 пути, проходимого обоими колесами, проходит скольжением. Если бы весь путь обоих колес проходил скольжением вместо перекатывания, то это скольжение дало бы силу сопротивления 1000  $\varphi$  кг/т, где  $\varphi$  — коэффициент трения скольжения колеса по рельсу; в нашем же случае сопротивление равно 1000  $\varphi$  · 0,001 · 0,5 = 0,5  $\varphi$  кг/т. Относительная скорость этого скольжения при поступательной скорости колеса  $V$  равна 0,001 · 0,5  $V$ , т. е. весьма малая. Если принять  $\varphi$  для этих условий 0,2, то сопротивление окажется равным 0,1 кг/т.

Вредное влияние неравенства диаметров колес одной и той же оси значительно уменьшается коничностью колес (которая сама является причиной непрерывного подкальзывания), так как коническая колесная пара всегда стремится занять такое положение, при котором круги катания обоих колес одинаковы.

Неправильная (косая) установка колесных пар вследствие неточности сборки или заедания шкворня и скользунов

тележек ведет к тому, что колесная пара стремится катиться несколько вбок, а рельсы непрерывно возвращают ее со скольжением на правильный путь. Кроме того, набегающий на рельс гребень одного колеса третью о головку рельса.

Если тангенс угла перекоса  $\alpha$  и  $0,001$ , что, например, соответствует продольному сдвигу одного бокового швеллера двухосного вагона против другого на  $2$  мм (при расстоянии между швеллерами  $2000$  мм), или такому повороту тележки, при котором одна ось уходит вбок относительно другой на  $2$  мм (при расстоянии между осями  $2000$  мм), то на каждый метр продольного перемещения колес приходится  $0,001$  м их поперечного скольжения. Следовательно сила сопротивления равна  $1000 \varphi \cdot 0,001$  кг/т. При  $\varphi$ , равном  $0,2$ , сила сопротивления  $0,2$  кг/т.

Колесная пара как с коническими, так и с цилиндрическими (напр. сильно изношенными коническими) поверхностями катания колес, катится с вилянием, т. е. во время движения перемещается на некоторую величину то в одну, то в другую сторону. Характер этого виляния при конических и цилиндрических колесах разный.

При конических колесах движущаяся колесная пара стремится установиться в поперечном направлении так, чтобы круги катания обоих колес были одинаковы. Но из этого положения равновесия колесную пару выводят неправильности пути; выведенная из равновесия, она стремится вернуться к нему, ибо колесо с большим кругом катания опережает и постепенно сдвигает колесную пару в сторону колеса с меньшим диаметром катания, отчего оба диаметра уравниваются. Придя в положение равновесия, колесная пара не удерживается в нем, а с разбега переходит на другую сторону, затем снова возвращается и т. д. Получаются затухающие колебания, потому что затуханию способствуют силы трения. Но вследствие частого действия различных боковых сил (особенно при плохом содержании и неустойчивости пути) не успевают затухнуть одни волны, как начинаются другие, и колесная пара с коническими поверхностями катания фактически идет по плавной волнистой линии (фиг. 92 А). Виляние ведет за собой скольжение, как продольное (вследствие неравенства кругов катания), так и поперечное (вследствие перемещения колес поперек пути), и как результат — силу сопротивления.

С увеличением продольной растягивающей силы по сцепным приборам (напр. на подъеме) сила сопротивления от виляния уменьшается, потому что уменьшается само виляние, а при продольном сжатии поезда (например на спуске) сила сопротивления от виляния увеличивается, а также увеличивается возможность косоного положения осей и трение гребней о головки рельс.

Колесная пара с цилиндрическими или с сильно изношенными коническими поверхностями катания ведет себя иначе. Она не стремится занять какое-то среднее положение равновесия, а боковыми ударами перекидывается то в одну, то в другую сторону (фиг. 92 Б). В том случае, если цилиндрические поверхности не вполне одинакового диаметра, колесная пара будет стремиться катиться с прижатым к рельсу гребнем колеса меньшего диаметра и

только сильные боковые удары в это колесо от неправильностей пути будут временами перебрасывать колесную пару на короткое время в противоположную сторону (фиг. 92 В).

В результате, колеса с обычными коническими поверхностями катания оказываются спокойнее на ходу и дают меньше сопротивление движению, чем цилиндрические, особенно, если учесть неточность обточки.

Сила сопротивления от виляния очень переменна и может быть оценена в  $0,05-0,2 \text{ кг/т}$ .

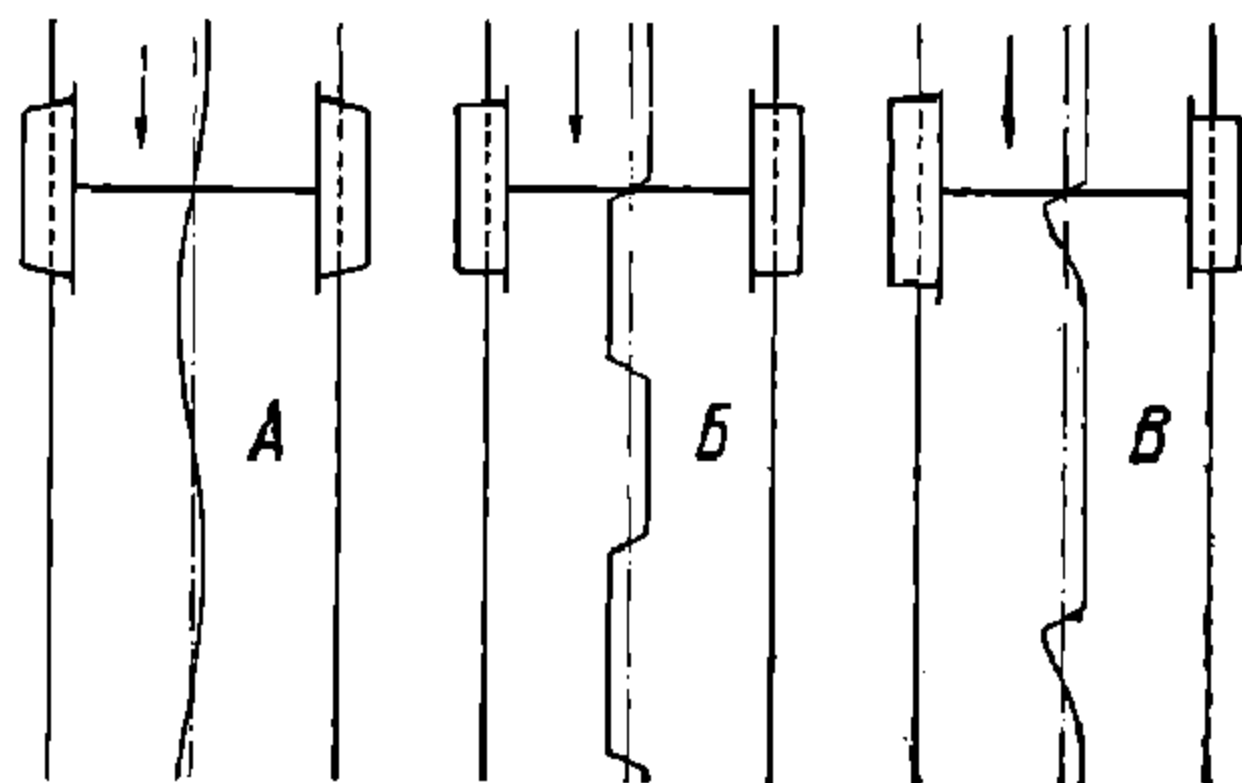
4. Потери живой силы от ударов и колебаний на стыках, неровностях пути в профиле и плане, в буксовых направляющих, в рессорах, сцепных и ударных приборах, от лысин на колесах и т. п. зависят главным образом от состояния рельсового пути и поверхностей катания колес. При каждом ударе происходит потеря живой силы единицы подвижного состава, каковая потеря должна быть восполнена работой силы тяги локомотива за период до следующего удара. Следовательно, сопротивление от потерь живой силы следует определить как постоянную фиктивную силу, приложенную к поезду в направлении, противоположном его движению, работа каковой силы на некотором пути поезда равна сумме потерь живой силы от ударов на том же пути.

Главная причина возникновения ударов — рельсовые стыки. Сила ударов в стыках зависит, конечно, от величины зазоров между торцами рельс, но в гораздо большей степени от изношенности концов рельс и накладок и от состояния шпал и баласта под стыками. Аналогичные удары происходят от неправильности рельс в профиле и плане. Тяжелые рельсы и хорошее содержание верхнего строения пути значительно уменьшают сопротивление от ударов.

Следующей по важности причиной ударов являются лысины и прочие изъяны на поверхностях катания колес, происходящие от износа при не однородном материале и от скольжения колес по рельсам при сильном торможении.

К этой же группе сопротивлений мы относим потери в сцепных и ударных приборах при изменениях величины передаваемой по ним силы. Потери эти происходят от трения крюкового стержня в его розетке и направляющих, буферных стержней в стаканах, буферных тарелок друг о друга, от неполной отдачи пружинами работы, затраченной на их сжатие. Эти потери возрастают до значимых величин при малых скоростях при паровозе с большой неравномерностью силы тяги, когда начинается дерганье — предвестник остановки поезда.

5. Сопротивление воздушной среды. При движении тела в спокойном воздухе происходят следующие основные явления. У лобовой поверхности воздух сжимается, у тыловой — разрежается, а у боковой поверхности воздух трется о тело и увлекается



Фиг. 92. Виляние вагонов.



им с собой. Одновременно у всей поверхности тела происходит завихривание воздуха. В результате, воздух прилагает к каждой точке поверхности тела силы, направленные против движения тела. Сопротивление воздуха движению, во-первых, возрастает с увеличением поверхности тела, причем основное влияние имеет лобовая поверхность, меньшее — тыловая, и еще меньшее — боковая; во-вторых, мало ощутимо при скоростях порядка 10—20 км/ч, но быстро возрастает с увеличением скорости (почти пропорционально квадрату скорости); в-третьих, сильно зависит от формы тела: чем глаже поверхность тела (особенно боковая), тем меньше сопротивление воздуха.

В поезде каждая единица имеет и лобовую, и тыловую, и боковую поверхности, и выступающие части со всех сторон. При малых скоростях, порядка 10—30 км/ч, эта большая поверхность поезда создает практически неощутимое сопротивление воздуха, но при скоростях порядка 80—120 км/ч сопротивление воздуха является наибольшим слагаемым всего сопротивления на прямой горизонтали. Поэтому, если на гладкость очертаний товарных вагонов можно не обращать внимания, то при проектировании пассажирских вагонов, особенно предназначенных для скорых поездов, наружным очертаниям следует придавать возможно большую гладкость и хорошо обтекаемую форму: устранять или уменьшать все выдающиеся части на крыше и на боковых стенах, напр. вентиляторы, воздухоотбойные защитки у окон, разного рода накладки, скруглять все углы и ребра, ставить закрытые переходы между вагонами. Для примера следует указать, что закрытые переходы между вагонами, уничтожающие только небольшие части лобовых и тыловых поверхностей вагонов, при обычных расстояниях между вагонами порядка 1200 мм дают при скоростях 100 км/ч уменьшение сопротивления поезда на прямой горизонтали порядка 5—10%; при скоростях 10—30 км/ч влияние этих закрытых переходов неощутимо.

Ветер практически всегда увеличивает сопротивление воздушной среды. Только в редких случаях, когда ветер дует точно в направлении движения поезда, расположенного на прямой, он уменьшает сопротивление воздушной среды и даже может сделать его отрицательным, т. е. направленным в сторону движения поезда.

Лобовой ветер увеличивает сопротивление поезда от воздушной среды, потому что скорости ветра и поезда складываются; точнее говоря, при таком сложении (и вычитании при попутном ветре) скорость ветра следует вводить с некоторым коэффициентом, меньшим единицы, порядка 0,8, потому что продольный ветер мало влияет на скорость нижней поверхности поезда относительно смежного с ней воздуха.

Боковой ветер увеличивает сопротивление поезда, во-первых, вследствие увеличения бокового трения воздуха и завихриваний между вагонами; во-вторых, потому, что сдвигает движущийся поезд вбок, отчего получается неравенство кругов катания колес одной и той же оси и даже прилегание гребней к головкам рельс с трением значительной силы. На фиг. 93 изображен в плане вагон. Боковой ветер, давя на вагон, создает небольшую поперечную силу  $OA$ , которая, пока вагон стоит, не может сдвинуть его вбок и

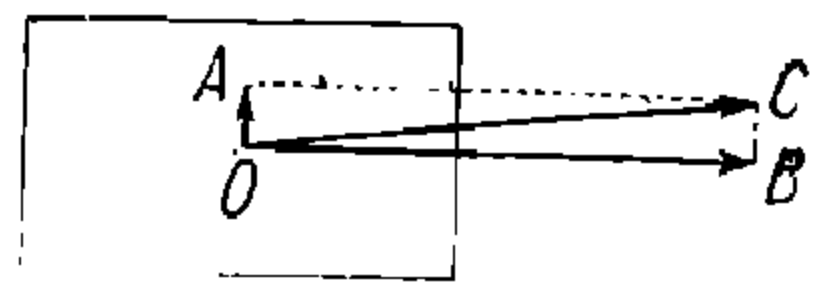
прижать гребни колес одной стороны вагона к головкам рельс. Но, когда вагон пришел в движение под влиянием продольной силы  $OB$  (напр. силы тяги), то сила  $OA$ , складываясь с силой  $OB$ , дает равнодействующую силу  $OC$ , под влиянием которой вагон будет двигаться вперед и одновременно передвигаться вбок до тех пор, пока сила  $OA$  не будет уравновешена силой, появляющейся в результате неравенства кругов катания, или (при достаточно большой силе  $OA$ ) пока гребни не прижмутся к рельсам.

Практически боковой ветер оказывает сопротивление поезду не меньшее, чем лобовой той же скорости, а при длинном поезде из порожних вагонов—значительно большее. Так как при движении поезда, ввиду наличия кривых, ветер любого направления может быть боковым, то на практике приходится обычно не делать различия в направлении ветра.

На основании многочисленных опытов можно принимать, что дополнительное сопротивление от ветра, дующего со скоростью от 10 до 15 м/с (от свежего до крепкого),—от 0,5 до 1,0 кг/т; от ветра, дующего со скоростью от 15 до 20 м/с (от крепкого до очень крепкого и шторма)—, от 1,0 до 2,0 кг/т.

Эти цифры—некоторые средние. При тяжелых груженых вагонах они понижаются; при двухосных порожних—повышаются: при порожних вагонах с открытыми дверями повышаются еще более.

В таблице 9 представлена принятая в СССР метеорологическая шкала силы ветра.



Фиг. 93. Сдвигание движущегося вагона вбок силой ветра.

ТАБЛИЦА 9

В е т е р

| Шкала Бофорта | Название ветра | Действие ветра   | Скорость в м/с |
|---------------|----------------|--|----------------|
| 0             | Штиль          | Тишина, дым идет прямо вверх   | 0              |
| 1             | Тихий          | Отклоняет дым, почти не чувствуется человеком                          | 1<br>2—3       |
| 2             | Легкий         |  |                |
| 3             | Слабый         |  |                |
| 4             | Умеренный      | Шевелит листья. . . . .  | 4—5            |
| 5             | Свежий         | Шевелит небольшие ветки. . . . .                                       | 6—8            |
| 6             | Сильный        | Колеблет более значительные ветки, для человека неприятен . . . . .    | 9—10           |
| 7             | Крепкий        | Колеблет большие ветки, слышен по действиям на дома и пр. . . . .      | 11—13          |
| 8             | Очень крепкий  | Колеблет небольшие стволы . . . . .                                    | 14—17          |
| 9             | Шторм          | Колеблет деревья. Задерживает человека, идущего против ветра . . . . . | 18—20          |
| 10            | Сильный шторм  | Срывает железные листы крыши . . . . .                                 | 21—24          |
| 11            | Жестокий шторм | Опрокидывает деревья. . . . .  | 25—28          |
| 12            | Ураган         | Действует разрушительно  | 29—33          |
|               |                | Полное разрушение . . . . .  | 34 и более     |

Из изложенного выше о природе сопротивления подвижного состава на прямой горизонтали следует, что каждая из элементар-

ных причин сопротивления, т. е. каждая элементарная слагаемая суммарной силы сопротивления, зависит от множества факторов, находящихся в сложной зависимости между собой.

Для целей практики было бы совершенно нежизненно и даже неосуществимо учитывать все эти многочисленные факторы в отдельности. Поэтому приходится довольствоваться средними суммарными величинами сопротивления, полученными в результате массового опытного измерения их. При этом из всех факторов мы отбираем три главных независимых: 1) род подвижного состава, 2) скорость и 3) вес вагона, и три добавочных независимых, 4) трогание с места, 5) температура и 6) ветер; сопротивление товарных вагонов мы определяем в килограммах на тонну веса вагона в зависимости от трех вышеуказанных основных факторов для постоянных трех вышеуказанных добавочных факторов: некоторого установившегося движения при температуре не ниже  $-10^{\circ}$  и при силе ветра не выше  $10 \text{ м/с}$ . В случае трогания с места, мороза и сильного ветра мы вводим поправку в сопротивление. Остальные, более мелкие факторы мы не учитываем; обычно они более или менее компенсируют друг друга по закону больших чисел, но при неблагоприятных условиях могут существенно повысить сопротивление, а при благоприятных — понизить его. В результате, сопротивление на прямой горизонтали, вычисленное в зависимости от трех основных факторов, т. е. для определенного рода и веса вагонов и определенной скорости в теплую, тихую погоду, в действительности изменяется на  $10\%$  вверх и на  $10\%$  вниз в зависимости от неучитываемых факторов (напр. качества смазки, легких задиров шеек, заедания шкворней), причем обычно оказывается невозможным объяснить, какие именно факторы повлияли на уменьшение или увеличение сопротивления. Реже бывают случаи, когда увеличение сопротивления достигает  $20\%$  и еще реже — когда уменьшение сопротивления достигает  $20\%$ ; но в этих случаях обычно можно выяснить причину.

Для сопротивления подвижного состава было предложено очень много формул. Здесь приводятся только те формулы, которые испытаны в условиях СССР, при этом для каждого случая практики приводится только одна, наиболее подходящая формула. Все эти формулы — для обычных подшипников трения.

**32. Удельное сопротивление товарных вагонов на прямой горизонтали  $w_0''$ .** Для товарных вагонов, если заранее неизвестны род и вес вагона, принимаем, что  $w_0''$  зависит только от скорости по следующей простейшей формуле:

$$w_0'' = 1,5 + \frac{V}{20} = 1,5 + 0,05 V, \quad (43)$$

где  $w_0''$  — в килограммах на тонну веса вагона, а  $V$  — в километрах в час. При  $V$ , меньшем  $10 \text{ км/ч}$ , следует принимать  $w_0''$  таким же, как для  $V = 10 \text{ км/ч}$ . Это правило относится ко всем формулам для  $w_0''$ . Эта формула иногда называется формулой Балдина.

УДМУТ  
(ДИТ)

Если род и вес вагонов известны, то следует пользоваться более точными формулами:

Для двухосных вагонов товарного парка:

$$w_0'' = 1,4 + \left(0,04 + \frac{0,32}{q}\right) V, \quad (44)$$

где  $q$  — вес вагона брутто (полный вес вагона) в тоннах.

Эта формула, называемая иногда формулой Харьково-Николаевской железной дороги, представлена графически на фиг. 94. По некоторым опытам, она дает несколько преуменьшенные значения сопротивления порожних вагонов при малых скоростях, но за неимением достаточно надежных данных для ее исправления, она остается в силе.

Если вес каждого двухосного вагона неизвестен, но известно, что вагоны груженные или что вагоны порожние, то для товарных двухосных груженных вагонов:

$$w_0'' = 1,4 + 0,05 V, \quad (45)$$

а для товарных двухосных порожних вагонов:

$$w_0'' = 1,4 + 0,08 V. \quad (46)$$

Формулы 45 и 46

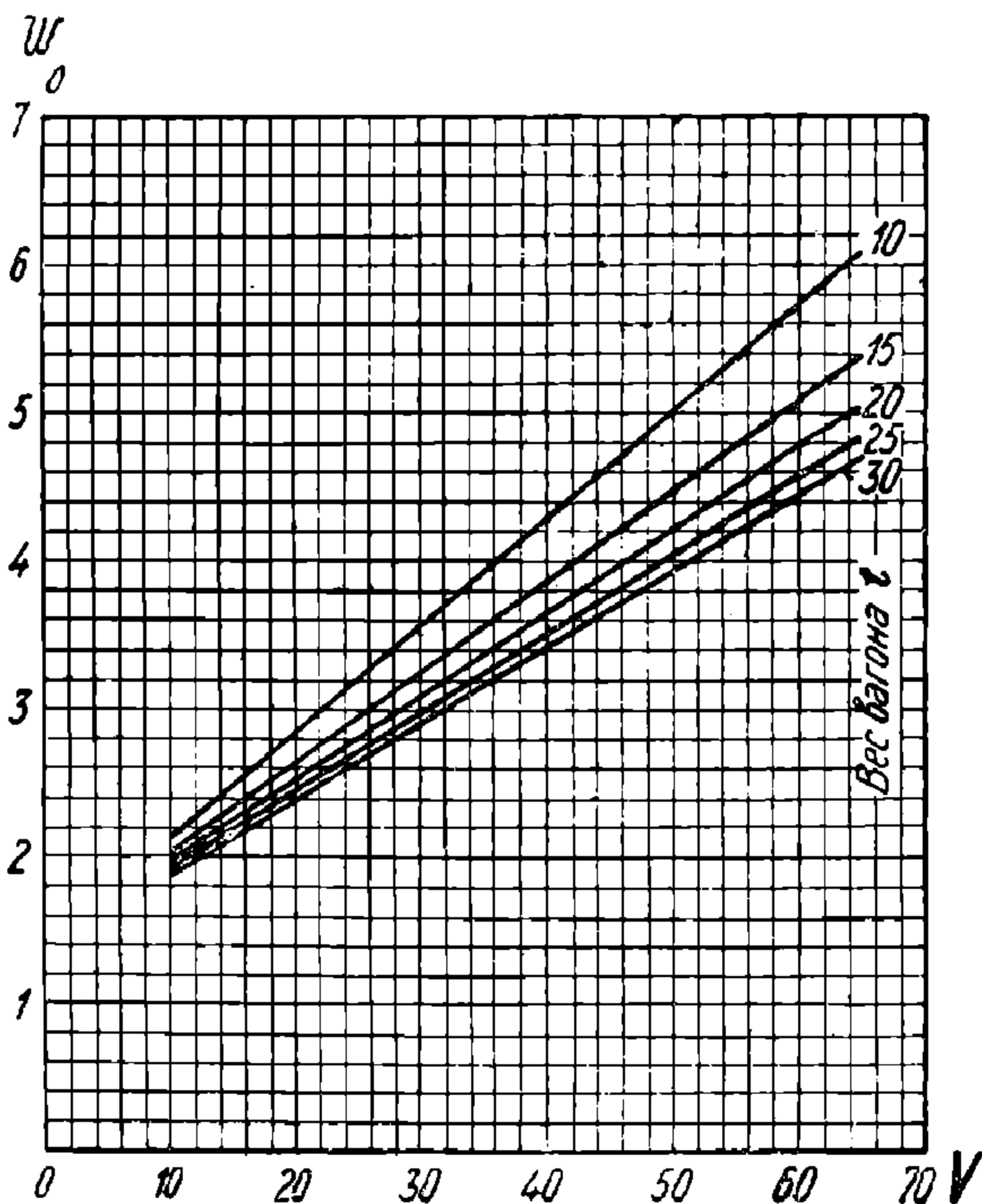
являются следствием Фиг. 94. Товарные двухосные вагоны,  $w_0'' = f(V, q)$ . формулы 44.

Для товарных четырехосных вагонов (на тележках):

$$w_0'' = \frac{V + 65}{12 + 0,55 q}. \quad (47)$$

Эта формула представлена графически на фиг. 95. Она предложена и проверена Институтом Реконструкции Тяги НКПС на основании опытов, произведенных в САСШ Иллинойским университетом над четырехосными товарными вагонами, отличающимися от наших в ходовой части меньшим диаметром колес. Но уменьшение сопротивления от увеличения диаметра колес (порядка  $0,2 \text{ кг/т}$ ) примерно компенсируется увеличением сопротивления от более плохого качества рельсового пути.

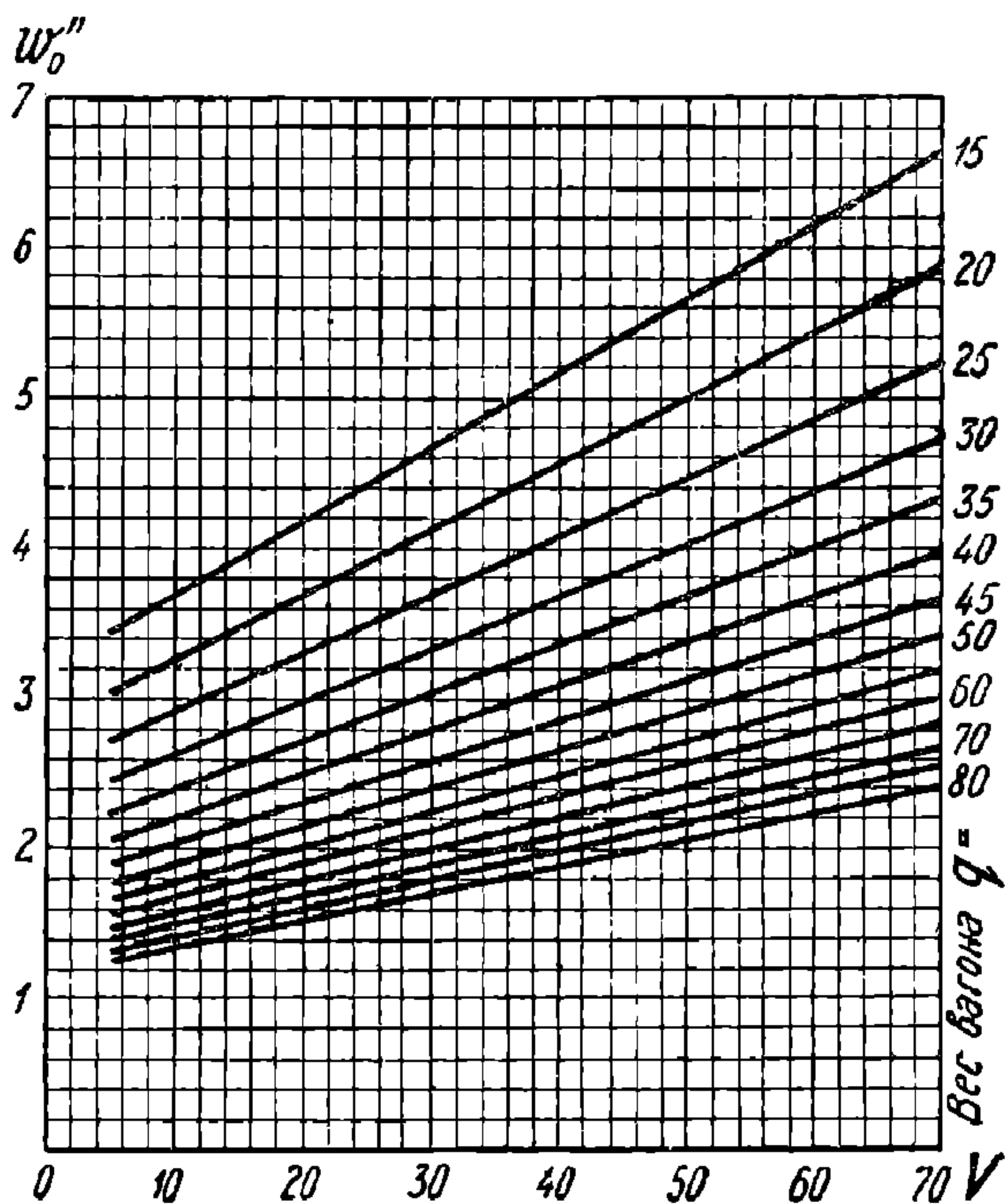
Из сравнения графиков фиг. 94 и 95 видно, что при одинаковых малых скоростях ( $V=10—20 \text{ км/ч}$ ) и при одинаковых малых давлениях на ось (порядка  $4—7 \text{ т}$ ) двухосные вагоны имеют меньшее



УДМУБ  
(ДПТ)

сопротивление, чем четырехосные. Причинами этого являются: малая база поворотных тележек четырехосных вагонов, позволяющая им при свободных боковых скользях легко вращаться на шкворнях и занимать косое положение на прямом пути (сила трения гребней о рельсы не зависит от нагрузки на ось), большая жесткость и очень малое затухание цилиндрических ходовых рессор и гораздо больший процент тормозных вагонов с трением колодок о колеса при отпущенном состоянии тормоза. Последняя причина — наличие тормозных колодок — практически главная. Трение колодок всегда имеет место в части тормозных вагонов поезда даже при удовлетворительном содержании тормозной передачи. Особенно

увеличивается оно при неисправности тормоза (подтормаживании) одного или нескольких вагонов в поезде, идущем на автоматическом тормозе. Чем легче вагон, тем больше на каждую тонну его приходится сопротивления от трения колодок о колеса и гребней о рельсы. При больших скоростях сопротивление от трения колодок и гребней уменьшается, а большее количество промежутков между вагонами при двухосных вагонах ведет к повышению их сопротивления от воздуха.



Фиг. 95. Товарные четырехосные вагоны;  $w_0'' = f(V, q)$ .

Естественно, что, по мере увеличения процента тормозных среди двухосных вагонов, среднее удельное сопротивление их будет повышаться, особенно при малых давлениях на ось и малых скоростях.

Из сравнения фиг. 94 и 95 следует также, что двухосные вагоны выгодны при малых нагрузках на ось и малых скоростях; четырехосные — при больших нагрузках на ось и больших скоростях.

Если вес каждого четырехосного вагона в составе (или средний вес четырехосного вагона в составе) неизвестен, но известно, что вагоны груженые или что вагоны порожние, то для товарных четырехосных груженых вагонов

$$w_0'' = 1,5 + 0,02 V, \tag{48}$$

а для товарных четырехосных порожних вагонов:

$$w_0'' = 2,5 + 0,04 V. \tag{49}$$

Формулы 48 и 49 являются следствием формулы 47.

НБ  
УДУМТ  
(ДПТ)

Для шестиосных вагонов (на трехосных тележках) следует пользоваться теми же формулами, что и для четырехосных с одинаковым давлением на ось, т. е. с заменой  $q$  на  $\frac{2}{3} q$ .

Формулы 43—49 представлены в виде таблицы 10, а формулы 43, 45, 46, 48 и 49 представлены графически на фиг. 96.

В таблице 10 и на фиг. 96 представлены и другие формулы—для товарных паровозов. Номер, стоящий у кривой, соответствует номеру формулы в тексте и в таблице 10.

Эти формулы имеют силу для скоростей не ниже 10 км/ч, установившегося движения, при температуре не ниже  $-10^\circ$  и при ветре не выше 10 м/с. При несоблюдении этих условий должны вводиться поправки согласно п. 40—42.

**33. Удельное сопротивление пассажирских вагонов на прямой горизонтали  $w_0''$ .** Для пассажирских двухосных и трехосных вагонов:

$$\begin{aligned} w_0'' &= 1,6 + 0,3 V \frac{V+90}{1000} = \\ &= 1,6 + 0,027 V + \\ &\quad + 0,0003 V^2. \quad (50) \end{aligned}$$

Эта формула иногда называется формулой Надаля.

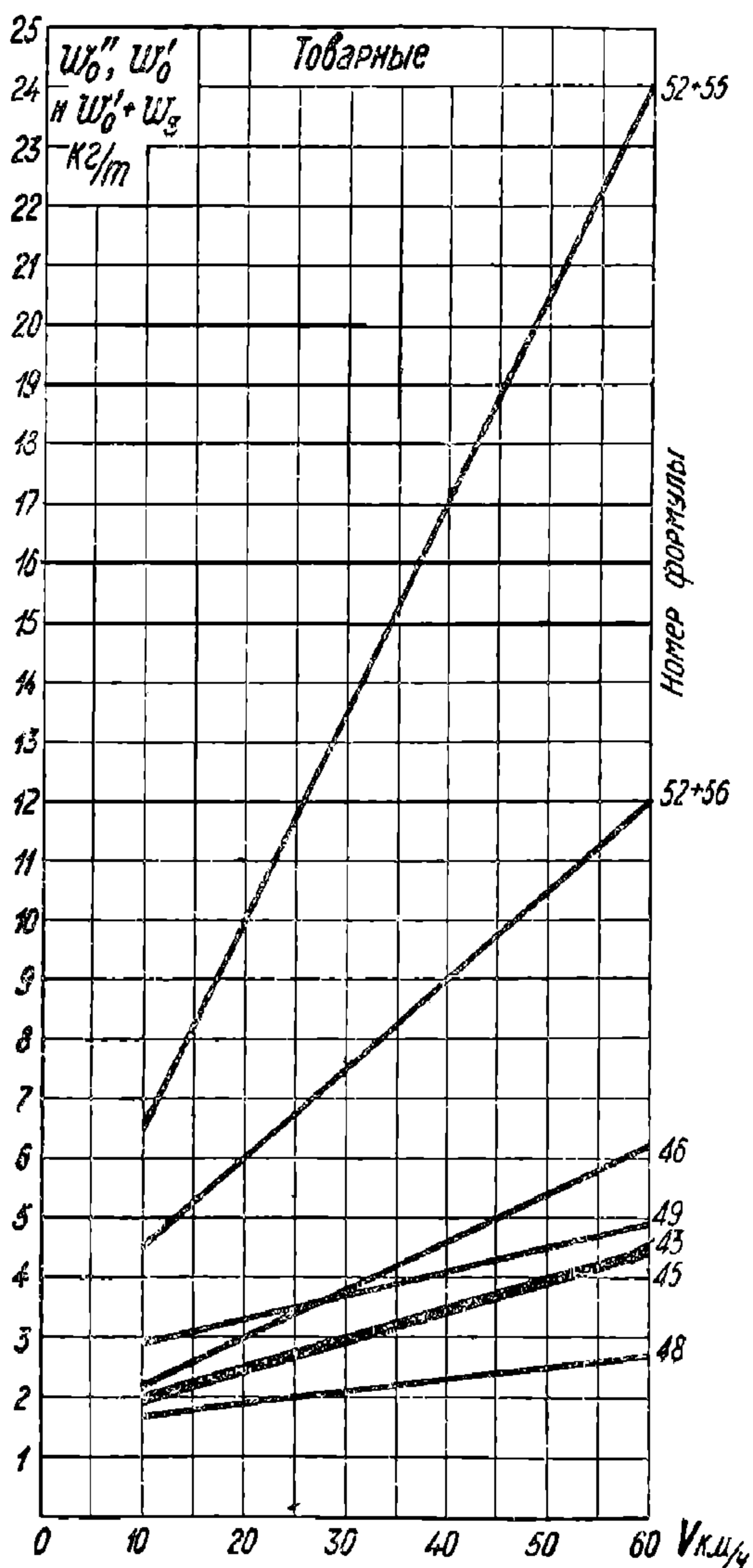
Для пассажирских четырехосных и шестиосных вагонов на тележках:

$$\begin{aligned} w_0'' &= 1,4 + \frac{V}{50} + \frac{V^2}{5000} = \\ &= 1,4 + 0,02 V + \\ &\quad + 0,002 V^2. \quad (51) \end{aligned}$$

Эта формула иногда называется формулой Ломоносова.

Обе формулы помещены в таблице 11 и представлены в виде кривых на фиг. 97.

Вес пассажирского вагона мало меняется в зависимости от того, груженный он или порожний, поэтому вес вагона в формулы 50 и 51 не входит. Но зато скорость сильно влияет на сопротивление,



Фиг. 96. Удельное сопротивление товарных вагонов и паровозов.

УДМУТ  
(ДИТ)

ТАБЛИЦА 10

## Удельное сопротивление товарных вагонов и паровозов на прямом горизонтальном пути

| Род товарного подвижного состава     | Номер формулы в тексте и на фигуре и формула |  | Удельное сопротивление (в кг/т) на прямом горизонтальном пути для разных скоростей V |                            |      |       |       |       |       |       |
|--------------------------------------|--|--|--|----------------------------|------|-------|-------|-------|-------|-------|
|                                      | №  | формула                                    | 10   | 20                         | 30   | 40    | 50    | 60    |       |       |
| В<br>а<br>г<br>о<br>н<br>ы           | В среднем                                    | 43   | $w_0'' = 1,5 + 0,05V$  | 2,00                       | 2,50 | 3,00  | 3,50  | 4,00  | 4,50  |       |
|                                      | Порожние двухосные                           | 46   | $w_0'' = 1,4 + 0,08V$  | 2,20                       | 3,00 | 3,80  | 4,60  | 5,40  | 6,20  |       |
|                                      | Груженые двухосные                           | 45   | $w_0'' = 1,4 + 0,05V$  | 1,90                       | 2,40 | 2,90  | 3,40  | 3,90  | 4,40  |       |
|                                      | Двухосные в зависимости от веса вагона q     | 44   | $w_0'' = 1,4 + \left(0,04 + \frac{0,32}{q}\right)V$                                  |                            |      |       |       |       |       |       |
|                                      |  | $q = 5 \text{ т}$                          |  | 2,44                       | 3,48 | 4,52  | 5,56  | 6,60  | 7,64  |       |
|                                      |  | $q = 10 \text{ т}$                         |  | 2,12                       | 2,84 | 3,56  | 4,28  | 5,00  | 5,72  |       |
|                                      |  | $q = 15 \text{ т}$                         |  | 2,01                       | 2,63 | 3,24  | 3,85  | 4,47  | 5,08  |       |
|                                      |  | $q = 20 \text{ т}$                         |  | 1,96                       | 2,52 | 3,08  | 3,64  | 4,20  | 4,76  |       |
|                                      |  | $q = 25 \text{ т}$                         |  | 1,93                       | 2,46 | 2,98  | 3,51  | 4,04  | 4,57  |       |
|                                      |  | $q = 30 \text{ т}$                         |  | 1,91                       | 2,41 | 2,92  | 3,43  | 3,93  | 4,44  |       |
|                                      | Порожние четырехосные                        | 49   | $w_0'' = 2,5 + 0,04V$  | 2,90                       | 3,30 | 3,70  | 4,10  | 4,50  | 4,90  |       |
|                                      | Груженые четырехосные                        | 48   | $w_0'' = 1,5 + 0,02V$  | 1,70                       | 1,90 | 2,10  | 2,30  | 2,50  | 2,70  |       |
|                                      | Четырехосные в зависимости от веса вагона q  | 47   | $w_0'' = \frac{V + 65}{12 + 0,55q}$  |                            |      |       |       |       |       |       |
|                                      |  | $q = 20 \text{ т}$                         |  | 3,26                       | 3,70 | 4,13  | 4,57  | 5,00  | 5,44  |       |
|                                      |  | $q = 30 \text{ т}$                         |  | 2,63                       | 2,98 | 3,33  | 3,69  | 4,03  | 4,39  |       |
| $q = 40 \text{ т}$                   |  |  | 2,21   | 2,50                       | 2,79 | 3,09  | 3,38  | 3,68  |       |       |
| $q = 50 \text{ т}$                   |  |  | 1,90   | 2,15                       | 2,41 | 2,66  | 2,91  | 3,16  |       |       |
| $q = 60 \text{ т}$                   |  |  | 1,67   | 1,89                       | 2,11 | 2,33  | 2,55  | 2,78  |       |       |
| $q = 80 \text{ т}$                   |  |  | 1,35   | 1,52                       | 1,70 | 1,88  | 2,05  | 2,23  |       |       |
| Как поковки                          | 52   | $w_0' = 1,5 + 0,05V$                       | 2,00   | 2,50                       | 3,00 | 3,50  | 4,00  | 4,50  |       |       |
| П<br>а<br>р<br>о<br>в<br>о<br>з<br>ы | При закрытом регуляторе                      | Машины без раздвижных золотников           | 55   | $w_3 = 1,5 + 0,3V$         | 4,50 | 7,50  | 10,50 | 13,50 | 16,50 | 19,50 |
|                                      |  | Машины при раздвижных золотниках           | 56   | $w_3 = 1,5 + 0,1V$         | 2,50 | 3,50  | 4,50  | 5,50  | 6,50  | 7,50  |
|                                      |  | Повозки и машины без раздвижных золотников | 52+55  | $w_0' + w_3 = 3,0 + 0,35V$ | 6,50 | 10,00 | 13,50 | 17,00 | 20,50 | 24,00 |
|                                      |  | Повозки и машины при раздвижных золотниках | 52+56  | $w_0' + w_3 = 3,0 + 0,15V$ | 4,50 | 6,00  | 7,50  | 9,00  | 10,50 | 12,00 |

НЕ  
УДУНТ  
(ДИТ)

ТАБЛИЦА 11

Удельное сопротивление пассажирских вагонов и паровозов на прямом горизонтальном пути

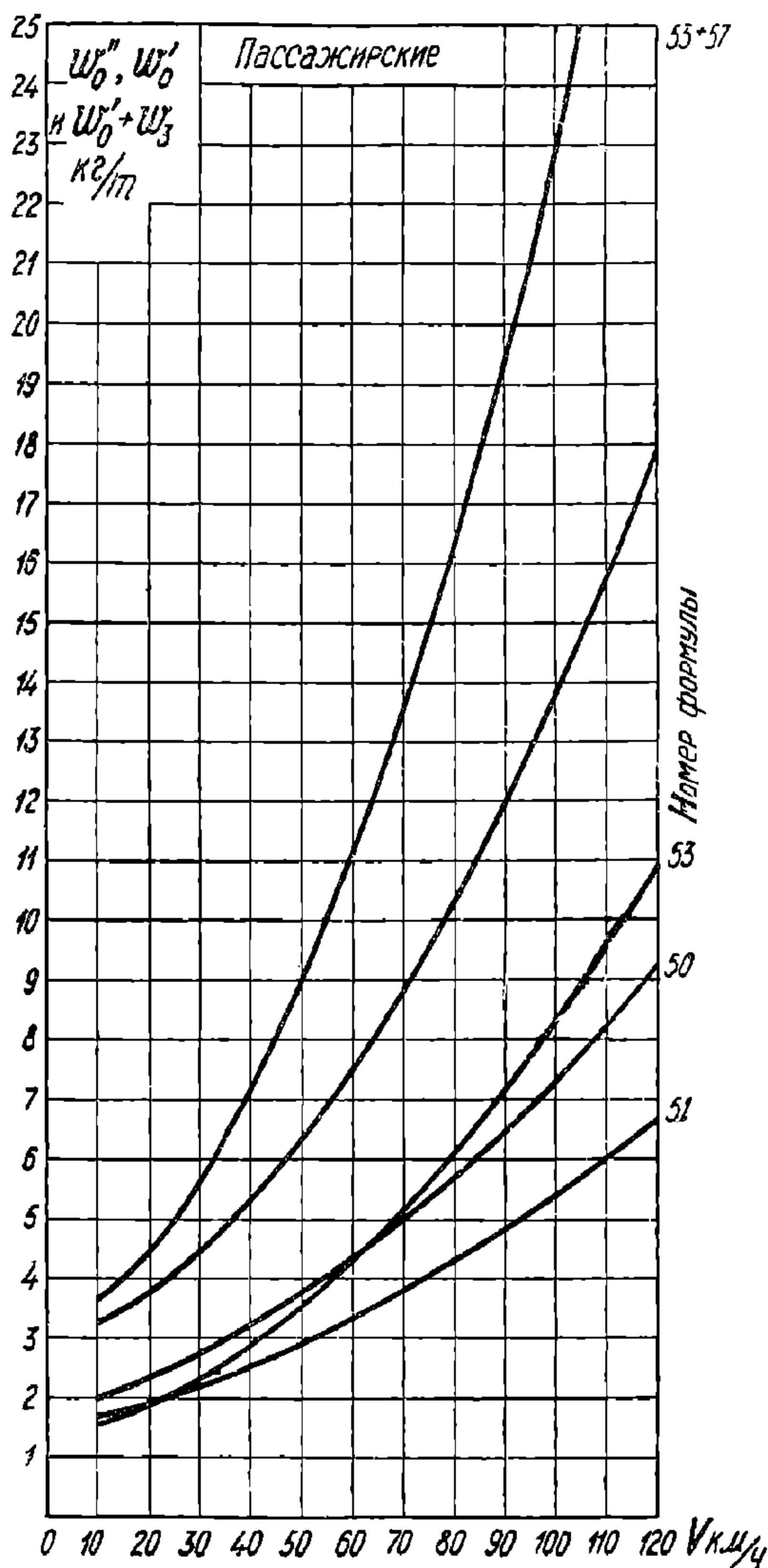
| Род пассажирского подвижного состава       | Номер формулы в тексте и на фигурах и формула |  | Удельн. сопротивление (в кг/т) на прямом горизонтальн. пути для разных скоростей V |                                       |      |       |       |       |       |       |
|--|---|--|--|---------------------------------------|------|-------|-------|-------|-------|-------|
|  | №   | Формула                                    | 20   | 40                                    | 60   | 80    | 100   | 120   |       |       |
| Вагоны                                     | Двухосные и трехосные                         | 50   | $w_0'' = 1,6 + 0,027V + 0,0003V^2$   | 2,26                                  | 3,16 | 4,30  | 5,68  | 7,30  | 9,16  |       |
|  | Четырехосные и шестиосн. (на тележках)        | 51   | $w_0'' = 1,4 + 0,02V + 0,0002V^2$  | 1,88                                  | 2,52 | 3,32  | 4,28  | 5,40  | 6,68  |       |
| Паровозы                                   | Как поковки                                   | 53   | $w_0' = 1,3 + 0,02V + 0,0005V^2$   | 1,90                                  | 2,90 | 4,30  | 6,10  | 8,30  | 10,90 |       |
|  | При закрытом регуляторе                       | Машины без раздвижных золотн.              | 57   | $w_3 = 1,5 + 0,03V + 0,001V^2$        | 2,50 | 4,30  | 6,90  | 10,30 | 14,50 | 19,50 |
|  |   | Машины при раздвижных золотн.              | 58   | $w_3 = 1,5 + 0,01V + 0,0003V^2$       | 1,82 | 2,38  | 3,18  | 4,22  | 5,50  | 7,02  |
|  |   | Повозки и машины без раздвижных золотников | 53+<br>+57   | $w_0' + w_3 = 2,8 + 0,5V + 0,0015V^2$ | 4,40 | 7,20  | 11,20 | 16,40 | 22,80 | 30,40 |
| Повозки и машины при раздвижных золотниках | 53+<br>+58                                    | $w_0' + w_3 = 2,8 + 0,03V + 0,008V^2$      | 3,72   | 5,28                                  | 7,48 | 10,32 | 13,80 | 17,92 |       |       |

НБ  
УДУНТ  
(ДИТ)



поэтому в формулах скорость входит и в первой и во второй степени.

Было бы точнее иметь зависимость от нагрузки на ось и для пассажирских вагонов, подобно тому, как это сделано для товарных, но пока еще нет достаточно надежных цифровых данных для расчетного уменьшения



Фиг. 97. Удельное сопротивление пассажирских вагонов и паровозов.

следованных паровозов опытным путем получены специальные зависимости  $w_0'$  от скорости, но для практических целей с достаточной точностью можно разделить все паровозы на две группы: товарные и пассажирские и пользоваться следующими формулами.

Для товарных паровозов:

$$w_0' = 1,5 + \frac{V}{20} = 1,5 + 0,05 V.$$

удельного сопротивления пассажирского вагона с увеличением нагрузки на ось, хотя наличие такого влияния несомненно. Точно так же было бы точнее ввести коэффициент с  $V^2$  и в формулы сопротивления товарных вагонов, но это усложнило бы расчеты, а уточнение далеко не вышло бы за пределы точности формулы.

К формулам 50 и 51 относится все сказанное в последнем абзаце предыдущего параграфа относительно наименьшей скорости (10 км/ч), установившегося движения, температуры не ниже  $-10^\circ$  и ветра не больше 10 м/с.

**34. Удельное сопротивление паровоза (с тендером) как повозки на прямой горизонтали  $w_0'$ .** Под сопротивлением паровоза как повозки практически понимается сопротивление паровоза (с тендером) со снятыми ведущими дышлами. Для некоторых серий ис-

НБ  
УДУРАТ  
(ДИТ)

Эта формула одинакова с формулой 43 для товарных вагонов. Для пассажирских паровозов:

$$w_0' = 1,3 + 0,02 V + 0,0005 V^2. \quad (53)$$

Эта формула называется иногда формулой Лебедева.

К формулам 52 и 53 относится все сказанное в последнем абзаце п. 32 относительно наименьшей скорости (10 км/ч), установившегося движения, температуры не ниже  $-10^\circ$  и ветра не больше 10 м/с.

**35. Удельное сопротивление машины паровоза.** Под удельным сопротивлением машины паровоза понимается величина:

$$\frac{F_i - F_k}{P}.$$

При работе паровоза с открытым регулятором эта величина, обозначаемая  $w_0$ , мало зависит от скорости, но довольно существенно зависит от величины силы  $F_k$ . При ведении расчетов по  $F_k$ , эта величина, как уже учтенная при определении  $F_k$ , нигде не должна вводиться в расчет.

Когда паровоз идет с закрытым регулятором, то  $F_i$  и  $F_k$  не равны нулю, а отрицательны, т. е. направлены в сторону, противоположную направлению движения поезда. Отрицательное значение  $F_i$  является следствием отрицательной площади индикаторных диаграмм в результате перекачивания воздуха в цилиндрах.  $F_k$ , равное  $F_i - P w_0$ , тоже отрицательное и по абсолютной величине больше  $F_i$ . Если бы мы вводили в расчеты при закрытом регуляторе отрицательные значения силы тяги, то формулы 37 и 38 были бы правильны и для холостого хода паровоза. Но, чтобы не иметь дела с отрицательной силой тяги, условимся считать ее положительным сопротивлением машины, а силы  $F_i$  и  $F_k$  условимся считать равными нулю, что с физической точки зрения даже и правильнее. Поэтому для хода паровоза с закрытым регулятором принимаем, что  $F_k = F_i = 0$ , а формулы 37 и 38 заменяем формулой:

$$W_k = W_i = Q w'' + P w' + P w_s = Q w'' + P (w' + w_s), \quad (54)$$

где  $w_s$  есть сопротивление машины паровоза при закрытом регуляторе в килограммах на тонну веса паровоза с тендером. Значок  $s$  напоминает о слове закрытый.

$w_s$  зависит главным образом от устройства перепускных приборов на цилиндрах, так как сопротивление от трения в движущем и парораспределительном механизмах при закрытом регуляторе меньше сопротивления перекачивания воздуха в цилиндрах. Ввиду того, что на паровозах одной и той же серии могут стоять различные приборы холостого хода (воздушные клапана, паровоздушные клапана, байпасы разных систем, раздвижные золотники), то приводим здесь формулы  $w_s$ , дающие приблизительные, но вполне достаточные для всех практических расчетов величины для четырех групп паровозов: товарных и пассажирских, с перепускными приборами или клапанами и с раздвижными золотниками.

Для товарных паровозов без раздвижных золотников:

$$w_s = 1,5 + 0,3 V, \quad (55)$$

Для товарных паровозов с раздвижными золотниками:

$$w_3 = 1,5 + 0,1 V. \quad (56)$$

Для пассажирских паровозов без раздвижных золотников:

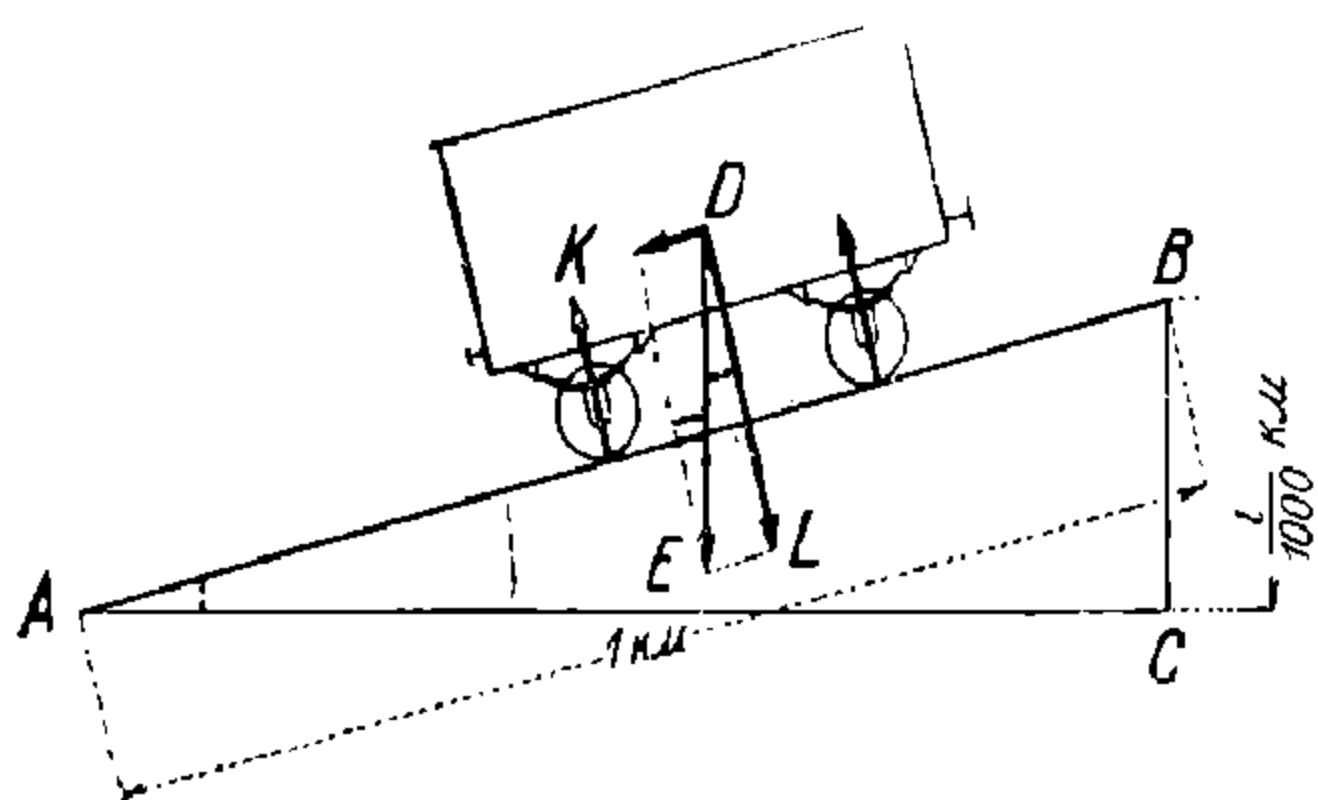
$$w_3 = 1,5 + 0,03 V + 0,001 V^2. \quad (57)$$

Для пассажирских паровозов с раздвижными золотниками:

$$w_3 = 1,5 + 0,01 V + 0,0003 V^2. \quad (58)$$

Формулы 55 — 58 предложены Институтом Тяги НКПС. В этих формулах, так же как и в соответствующих формулах для вагонов,

принята линейная зависимость от  $V$  для товарного подвижного состава и второго порядка — для пассажирского подвижного состава.



Фиг. 98. Сопротивление от уклона (подъема или спуска).

36. Удельное сопротивление поезда на прямой горизонтали. Для того, чтобы в дальнейшем не иметь дела с разными формулами уд. сопротивления поезда при рабочем и холостом ходе паровоза, будем

под  $w_0$  понимать уд. сопротивление поезда на прямой горизонтали, отнесенное к весу всего поезда, в предположении расчета по  $F_k$ , т. е. без учета  $w_w$  при открытом регуляторе, но с учетом  $w_s$  при закрытом регуляторе.

При открытом регуляторе:

$$w_0 = \frac{P w_0' + Q w_0''}{P + Q}; \quad (59)$$

при закрытом регуляторе:

$$w_0 = \frac{P (w_0' + w_3) + Q w_0''}{P + Q}. \quad (60)$$

37. Удельное сопротивление от уклона (подъема или спуска)  $i$ . Крутизна уклона элемента профиля измеряется отношением возвышения одного пункта над другим к расстоянию между ними. Эта величина, умноженная на тысячу, обозначается буквой  $i$  и выражается в тысячных ( $\text{‰}$ ), обычно с одним знаком после запятой. Цифровому выражению величины  $i$  придается знак  $+$ , если имеется в виду подъем, и знак  $-$ , если имеется в виду спуск. Например,  $i = -6,2\text{‰}$  означает спуск, у которого на 1000 м длины высота головки рельса над уровнем моря (отметка) уменьшается на 6,2 м.

На фиг. 98 изображена единица подвижного состава весом  $q$  т на подъеме  $AB$ , характеризующемся тем, что на 1 км его длины разность высот  $BC = h$  м.  $AC$  — горизонталь. Очевидно,  $BC$ , измеренное в метрах, равно подъему  $i$  в тысячных:

$$\frac{BC}{AB} = \frac{BC}{1} = i\text{‰}.$$

Вес  $q$ , изображаемый отрезком  $DE$ , разлагаем на две составляющих: одна из них,  $DK$ , параллельна направлению движения, т. е. линии  $AB$ , а другая,  $DL$ , перпендикулярна ему в вертикальной плоскости. Сила  $DL$  уравнивается нормальной реакцией рельс, а сила  $DK$  является сопротивлением от подъема, добавочным к основному сопротивлению на прямой горизонтали.

Имеем:

$$\frac{DK}{DE} = \frac{DK}{q} = \frac{BC}{AB} = i,$$

т. е. удельное сопротивление от подъема как раз равно  $i$ . Так как под сопротивлением мы понимаем проекцию внешней силы  $DE$  на направление, противоположное движению поезда, то удельное сопротивление от подъема равно  $i$  и по величине и по знаку. Это сопротивление  $i$  является добавочным к сопротивлению на прямой горизонтали  $w_0$ . Если, например,  $w_0 = 2 \text{ кг/м}$ , а  $i = +9,2\text{‰}$  (поезд идет по подъему), то уд. сопротивление на этом подъеме равно  $2 + (+9,2) = 11,2 \text{ кг/м}$ , если же  $i = -9,2\text{‰}$  (поезд идет по спуску), то уд. сопротивление на этом спуске равно  $2 + (-9,2) = -7,2 \text{ кг/м}$ .

**38. Удельное сопротивление от кривой  $w_r$ .** Под сопротивлением от кривой понимается разница между уд. сопротивлением единицы подвижного состава, проходящего кривую (закругление пути) и идущего по прямому пути. Это добавочное сопротивление в кривой всегда существует и всегда положительно.

Добавочное сопротивление единицы подвижного состава в кривой является следствием поперечного скольжения бандажей по рельсам, трения гребней о рельсы, трения буртов подшипников о шейки осей и увеличения продольного скольжения бандажей вследствие неравенства кругов катания колес одной и той же оси в результате коничности бандажей. Кроме того, у вагонов на тележках при входе в кривую и при выходе из кривой происходит поворачивание тележек и трение шкворней и боковых скользунов.

Удельное сопротивление от кривой не может быть выражено так же точно, как удельное сопротивление от уклона, потому что зависит от очень многих причин: радиуса кривой, скорости, расстояния между осями, числа осей, разбега осей, возможности поворота осей друг относительно друга, зазоров между гребнями бандажей и головками рельс, степени изношенности бандажей, силы по сцепным и ударным приборам и т. п. Помимо этих более или менее поддающихся учету обстоятельств, очень большее влияние имеют случайные явления: заклинивание тележки вследствие плохого устройства скользунов или плохой смазки их, влага или смазка на гребнях и головках рельс, свинченность стяжек и т. п.

Поэтому, при расчете величины удельного сопротивления от кривой принимается во внимание только главная и легко поддающаяся учету причина—радиус кривой, по формуле:

$$w_r' = w_r'' = w_r = \frac{750}{R} \text{ кг/м}, \quad (61)$$

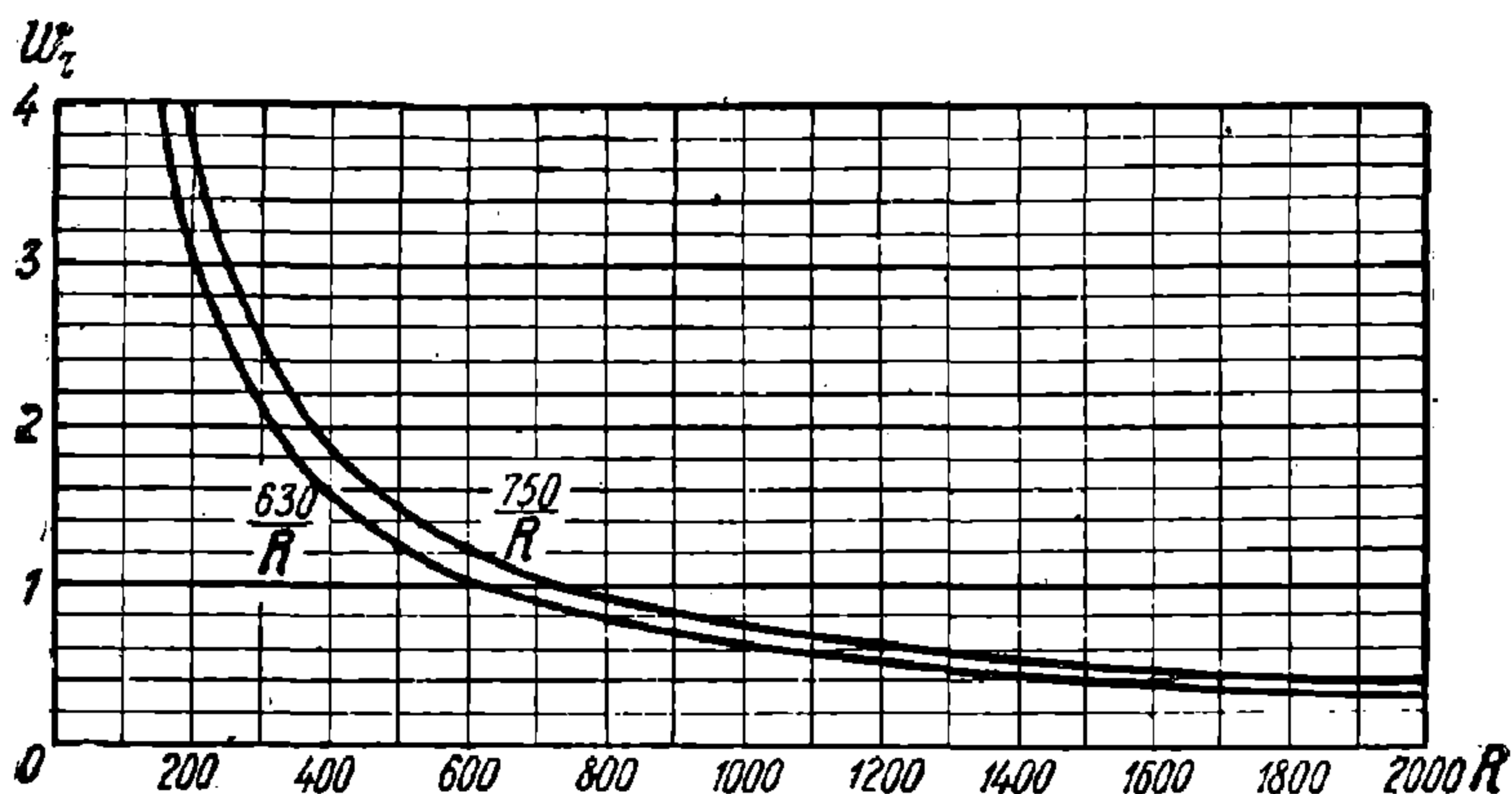
где  $R$  есть радиус кривой в метрах. Если радиус кривой выражен в саженьях ( $R_c$ ), то  $w_r = 350 : R_c \text{ кг/м}$ .

УДКУНБ  
(ДІТ)

Для магистральных дорог усиленного и нормального типов, с преимущественным обращением вагонов на автосцепке без боковых буферов сопротивление от кривой допускается принимать несколько меньшим, а именно:

$$w_r = \frac{630}{R} \quad (62)$$

Формулы 61 и 62 представлены графически на фиг. 99. Сопротивление паровозов от кривых ( $w_r'$ ) выше даваемого формулами 61 и 62, а сопротивление вагонов от кривых ( $w_r''$ )—немного ниже, следовательно, формулы дают среднее уд. сопротивление для всего поезда. Для кривых, имеющих радиус меньше 200 м, формулы 61 и 62 дают несколько преуменьшенные значения  $w_r$ , особенно при порожних вагонах и малых скоростях.



Фиг. 99. Удельное сопротивление от кривой.

Основными причинами добавочного сопротивления в кривых  $w_r$  является добавочное скольжение колес по рельсам и трение шкворней и боковых скользунов тележек при входе в кривую и при выходе из нее. Формулы 61 и 62 предполагают, что коэффициент трения скольжения есть величина постоянная. В действительности, коэффициент трения колеса по рельсу уменьшается с увеличением скорости и (при имеющих место давлениях) уменьшается с увеличением давления. Поэтому,  $w_r$  при малых скоростях больше, чем при больших, и при порожних вагонах больше, чем при груженных.

Если  $\alpha^\circ$  есть центральный угол кривой, равный углу поворота пути (фиг. 100), а  $s_r$ —длина кривой в метрах, то:

$$\alpha^\circ = \frac{360}{2\pi} \cdot \frac{s_r}{R} = 57,3 \frac{s_r}{R} \quad (63)$$

Подставляя  $R$  из формулы 63 в формулы 61 и 62, имеем:

$$w_r = \frac{750}{R} = \frac{13\alpha^\circ}{s_r} \text{ (нормальная формула);} \quad (64)$$

$$w_r = \frac{630}{R} = \frac{11\alpha^\circ}{s_r} \text{ (специальная формула).} \quad (65)$$

Формулы 61, 62, 64 и 65 дают добавочное сопротивление той части поезда, которая находится в кривой, в килограммах на тонну веса этой части поезда; но, чтобы не иметь дела с частью веса поезда, мы распространяем сопротивление от кривой на весь поезд, т. е. считаем  $w_r$  в килограммах на тонну веса всего поезда одним из следующих трех способов:

1) Вне зависимости от длины кривой считаем, что формулы 61 и 62 дают уд. сопротивление всего поезда от кривой в килограммах на тонну веса поезда. В случае короткой кривой расчетное сопротивление получается несколько больше действительного. Этот расчет сопротивления от кривой применяется при расчете предельного веса состава (п. 75) эксплуатируемых дорог. Так как измерение уд. сопротивления (килограммы-сила на тысячу килограммов-сила) и измерение крутизны уклона (тысячные) математически тождественны, то обычно удельное сопротивление от кривой заменяется фиктивным увеличением подъема (или уменьшением спуска) в пределах кривой. Этот фиктивный прямой уклон  $i_k$ , дающий такое же сопротивление, как и действительный уклон совместно с кривой, называется приведенным подъемом или приведенным спуском:

$$i_k = i + w_r, \quad (66)$$

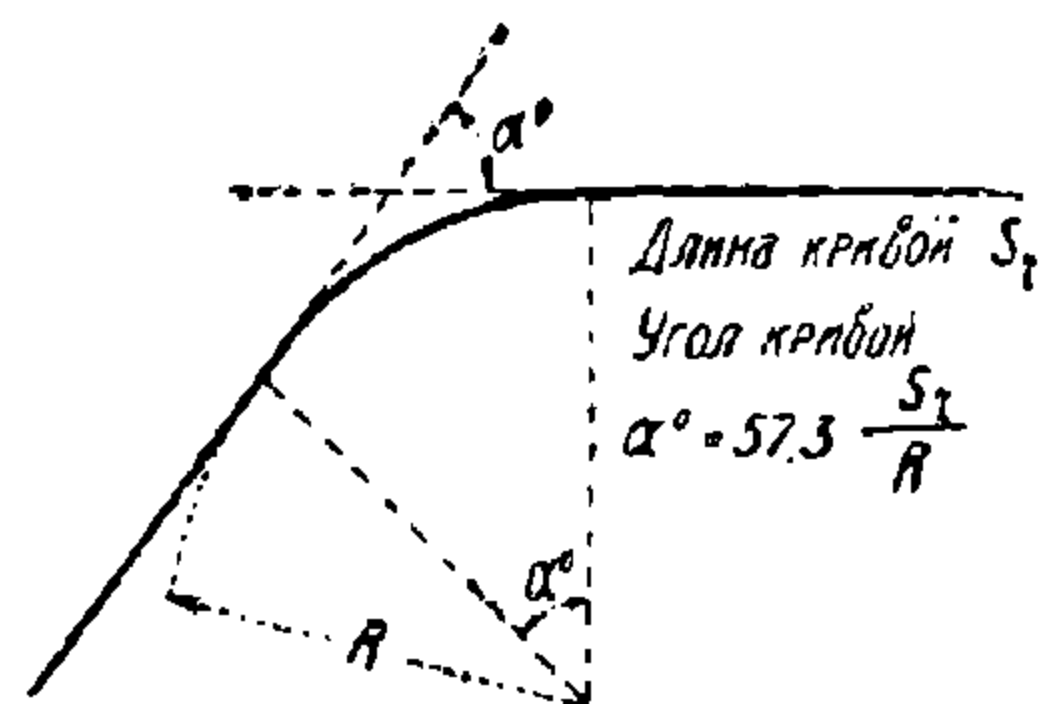
где  $w_r$  вычисляется по формуле 61 или 62. Так как  $w_r$  всегда положительно (или нуль), а  $i$  положительно при подъеме и отрицательно при спуске, то абсолютные величины  $i_k$  для спуска и подъема, вообще говоря, не совпадают.

2) Для того, чтобы сопротивление идущего по подъему поезда не увеличивалось при вхождении его в кривую, подъем может быть так построен, что в кривых крутизна подъема уменьшается на величину сопротивления от кривой. Предельные подъемы строящихся дорог прокладываются именно так. Уменьшение подъема производится не только в пределах самой кривой, но и на некоторых расстояниях по обе ее стороны, во избежание совпадения переделов профиля с началами кривых. При наличии таких компенсированных кривых сопротивление от них подсчитывается по формулам:

$$w_r = \frac{13\alpha^\circ}{l_k} \left( \text{вместо } \frac{750}{R} \right); \quad (67)$$

$$w_r = \frac{11\alpha^\circ}{l_k} \left( \text{вместо } \frac{630}{R} \right), \quad (68)$$

где  $l_k$  — длина компенсирующей кривую смягченного подъема.  $l_k$  формул 67 и 68 всегда несколько больше  $s_r$  формул 64 и 65, поэтому, если длина поезда меньше длины кривой, то при нахождении всего поезда в кривой его сопротивление будет несколько больше расчетного, зато при вступлении в кривую и при выходе из нее сопротивление будет несколько меньше расчетного.



Фиг. 100. Угол кривой.

УДМУТТ  
(ДМУТ)

Если несколько кривых разделены короткими прямыми вставками, то вместо компенсации каждой из этих кривых в отдельности, что повело бы к большому количеству переломов профиля, допускается компенсирование кривых совместно однообразным уменьшением подъема в пределах всех кривых, прямых вставок между ними и коротких прямых участков за крайними кривыми. В этом случае уменьшение подъема и равное ему сопротивление от кривых подсчитывается как среднее, а именно, по формулам:

$$w_r = \frac{13\Sigma\alpha^\circ}{l_k} \left( \text{вместо } \frac{750}{R} \right), \quad (69)$$

$$w_r = \frac{11\Sigma\alpha^\circ}{l_k} \left( \text{вместо } \frac{630}{R} \right), \quad (70)$$

где  $l_k$ —длина всего компенсирующего кривые смягченного подъема, а  $\Sigma\alpha^\circ$ —сумма углов кривых в пределах смягченного подъема.

Формулы 67—70 имеют применение при расчете предельного веса состава для строящихся железных дорог. Формула 66 для приведенного подъема  $i_k = i + w_r$  сохраняет силу и в данном случае.

При компенсации кривых по формулам 69 и 70 могут быть значительные местные повышения сопротивления за счет значительных местных понижений сопротивления. Поэтому компенсирование кривых по формулам 69 и 70 и пользование ими для определения  $i_k$  допустимы, если местные превышения сопротивления не превосходят 0,1 кг/т при расчетных подъемах до 7‰, 0,2 кг/т—при расчетных подъемах от 7 до 10‰ и 0,3 кг/т—при расчетных подъемах 10‰ и выше. Действительное местное сопротивление подсчитывается в предположении длины поезда  $\frac{3000}{i_k} + 150$  м.

3) При расчете времени хода поездов и во всех тех случаях, когда местные небольшие превышения сопротивления над средним не имеют значения,  $w_r$  определяются по формулам 69 и 70, но вместо  $l_k$  берется длина того участка, в пределах которого выводится среднее  $w_r$  (п. 91). Сумма  $i + w_r$ , вычисленная таким образом, обозначается через  $i_c$ .

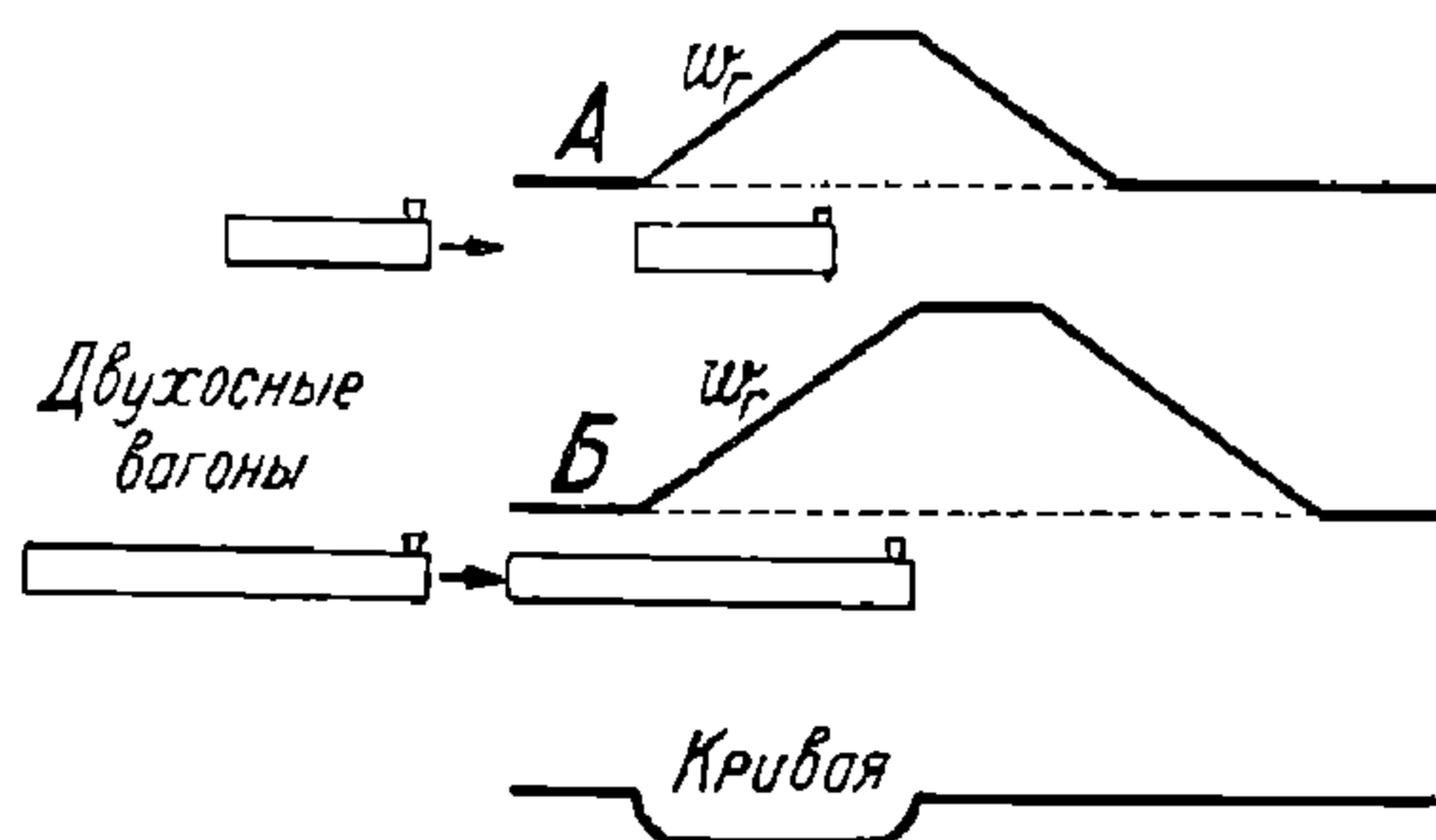
Как уже выше указывалось, расчет сопротивления от кривой по необходимости приходится делать по грубым формулам, не учитывающим многие переменные факторы. В результате, мы недооцениваем сопротивление от кривых при двухосных вагонах с большой базой, недооцениваем при малых скоростях и порожних вагонах и переоцениваем—при больших скоростях и груженых вагонах. Кроме того, мы недооцениваем сопротивление четырехосных вагонов на коротких кривых, разделенных короткими прямыми вставками, в тех случаях, когда состав располагается одновременно на нескольких кривых, и, иначе говоря, когда в составе одновременно у нескольких вагонов поворачиваются тележки, входящие в кривые и выходящие из кривых.

На фиг. 101 и 102 представлен характер изменения сопротивления от кривой поезда, проходящего кривую некоторой длины, в четырех случаях:

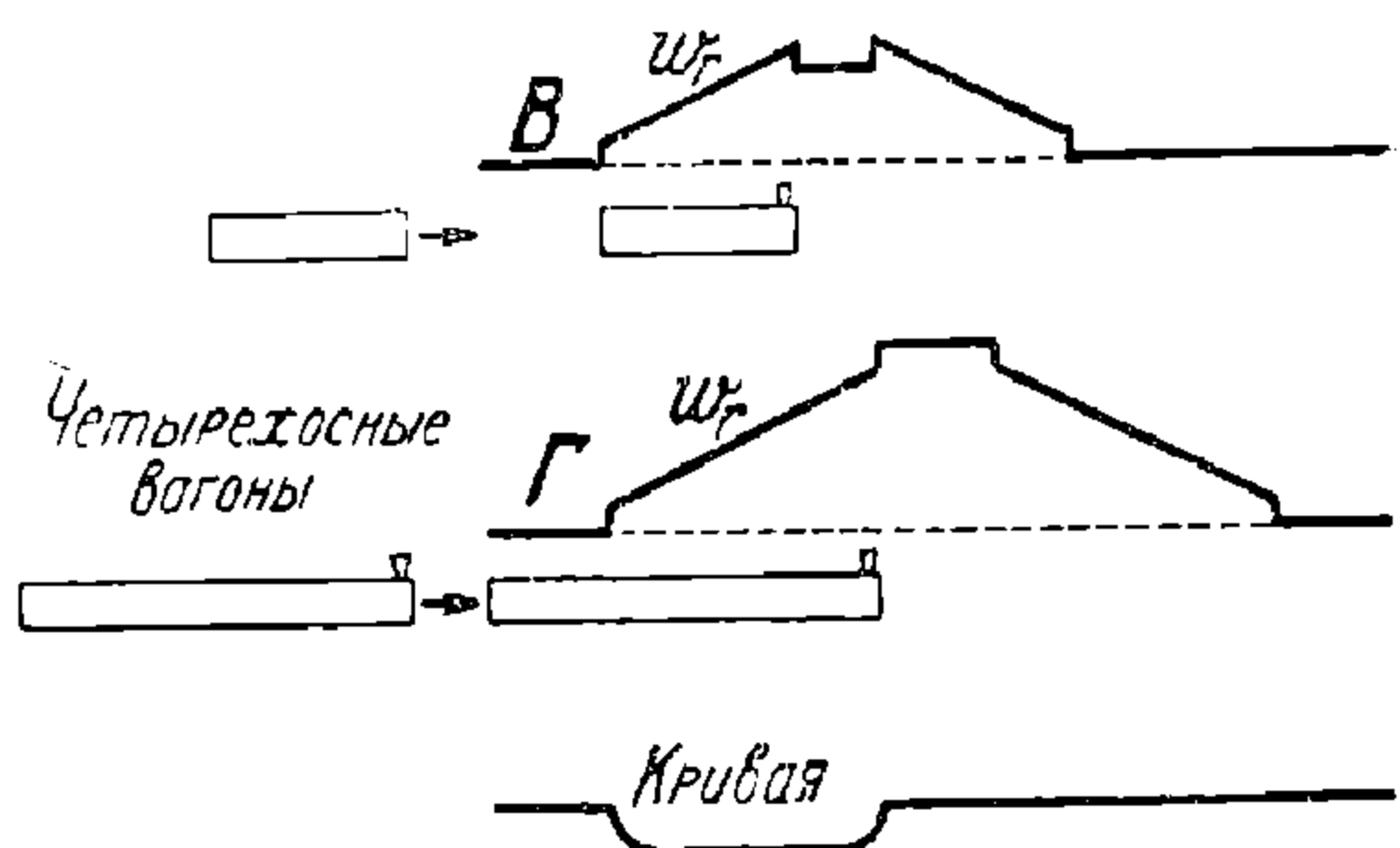
А. Двухосные вагоны; поезд короче кривой. Сопротивление от кривой возрастает от нуля в момент входа в кривую головы до максимума в момент входа на кривую всего поезда, остается постоянным до момента начала выхода из кривой и затем убывает до нуля в момент выхода последнего вагона из кривой.

Б. Двухосные вагоны; поезд длиннее кривой. Сопротивление от кривой возрастает от нуля в момент входа в кривую головы до максимума в момент выхода из кривой головы, остается постоянным до момента входа в кривую хвоста и затем убывает до нуля в момент выхода последнего вагона из кривой.

В. Четырехосные вагоны; поезд короче кривой. В момент входа головы поезда в кривую сопротивление быстро возрастает на некоторую величину, так как начнется поворачивание тележек относительно рам вагонов. По мере входа поезда в кривую сопротивление медленно возрастает из-за трения между возрастающим количеством колес и рельсами, до максимума в момент входа последней тележки в кривую. Как только последняя тележка повернулась, сопротивление быстро падает на ту же величину, на которую оно возросло при входе в кривую головы, так как прекращается поворачивание тележек относительно рам вагонов. Пока весь поезд находится в кривой, сопротивление постоянно, но в момент начала выхода головы поезда из кривой возрастает (начало поворачивания тележек); далее, по мере выхода поезда на прямую, медленно убывает и сразу падает до нуля в момент выхода из кривой последнего вагона.



Фиг. 101. Сопротивление в кривой; двухосные вагоны.



Фиг. 102. Сопротивление в кривой; четырехосные вагоны.

Г. Четырехосные вагоны; поезд длиннее кривой. В момент входа головы поезда в кривую сопротивление быстро возрастает на некоторую величину (начало поворачивания тележек). Далее сопротивление медленно возрастает до момента начала выхода головы поезда из кривой. В момент начала выхода головы поезда из кривой сопротивление опять быстро возрастает (начало поворачивания тележек при выходе из кривой), далее остается постоянным, падает в момент входа хвоста поезда в кривую, медленно падает по мере уменьшения находящейся в кривой части



поезда и затем сразу падает до нуля после того, как встанет в нормальное положение последняя тележка.

Удельное сопротивление от кривой четырехосного вагона с исправными тележками, уже вошедшего в кривую, меньше удельного сопротивления двухосного вагона, но при входе в кривую и при выходе из кривой удельное сопротивление четырехосного вагона больше, чем двухосного. Сопротивление поворачиванию тележек быстро возрастает с уменьшением скорости ниже 12—10 км/ч. Поэтому, когда поезд из четырехосных вагонов находится одновременно в нескольких кривых, и одновременно происходит поворачивание тележек в каждой переходной кривой, то при малой скорости поезда суммарное удельное сопротивление от кривых может оказаться значительно выше рассчитанного по формулам 61—70.

**39. Удельное сопротивление поезда. Общее выражение.** При расчете по  $F_k$  под удельным сопротивлением поезда понимается величина:

$$w_k = \frac{W_k}{P + Q} = w_0 + i_k. \quad (71)$$

В этой формуле, широко применяемой в дальнейшем, в слагаемом  $w_0$  (п. 36) собраны величины, зависящие от скорости, но не зависящие явно от профиля, а в слагаемом  $i_k$  (п. 38) собраны величины, не зависящие от скорости. При расчете составов поездов  $i_k$  расчетный (наиболее тяжелый) обозначается  $i_p$ . При расчете времени хода по спрямленному профилю (п. 91)  $i_k$  заменяется через  $i_c$ .

**40. Добавочное сопротивление от ветра,  $w_0$ .** Как уже выше было указано, формулы  $w_0'$  и  $w_0''$  дают некоторое среднее удельное сопротивление в безветренную погоду или при не сильных ветрах до 10 м/с, при каковых условиях и производились испытания для определения  $w_0'$  и  $w_0''$ . В пределах скорости ветра от 0 до 10 м/с влияние ветра на сопротивление практически неощутимо. При большей же скорости ветра в формулы  $w_0'$  и  $w_0''$  следует вводить поправку по формуле:

$$w_0 = 0,005 (v - 5)^2 \text{ кг/т}, \quad (72)$$

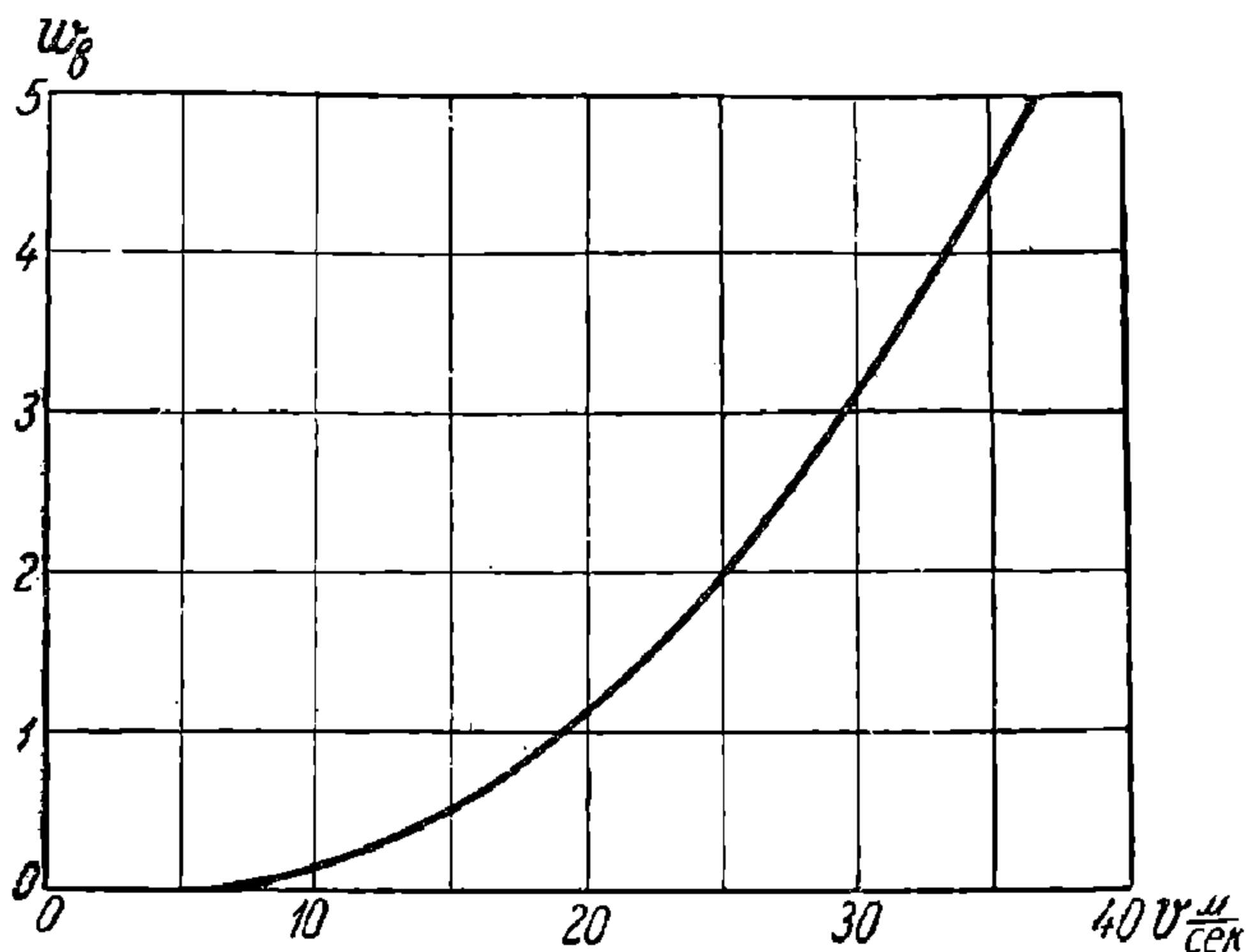
изображенной графически на фиг. 103. Здесь  $w_0$  есть добавочное слагаемое, которое должно включаться в  $w_0$ , а  $v$ —скорость ветра в м/с, независимо от его направления. Формула—грубая и дает только порядок цифр, поскольку не учитывает направление ветра, род и нагрузку вагонов, длину поезда; предложена Институтом Тяги на основании собственного опыта и опыта дорог.

**41. Добавочное сопротивление от низкой температуры  $w_0$ .** Как выше было указано, формулы  $w_0'$  и  $w_0''$  дают удельное сопротивление при температурах воздуха выше—10°. При морозах сопротивление возрастает за счет увеличения вязкости смазки в буксах. При роликовых подшипниках увеличение сопротивления незначительно; при обычных подшипниках трения увеличение  $w_0$  очень велико при малых скоростях и менее значительно при больших скоростях.

На фиг. 104 изображен характер влияния низкой температуры на сопротивление при разных скоростях. Если сплошная нижняя кривая изображает удельное сопротивление  $w_0$  по одной из фор-

УДК 62-50  
(ДНТ)

мул 43—53, т. е. для установившегося движения при тихой погоде и температуре выше  $0^\circ$ , то средняя сплошная кривая изображает  $w_0$  при тех же условиях, но при температуре  $-20^\circ$ , а верхняя кривая—при температуре  $-40^\circ$ . Все три кривые—примерные и дают только порядок цифр. В пределах минимума сопротивления каждая



Фиг. 103. Добавочное сопротивление от ветра.

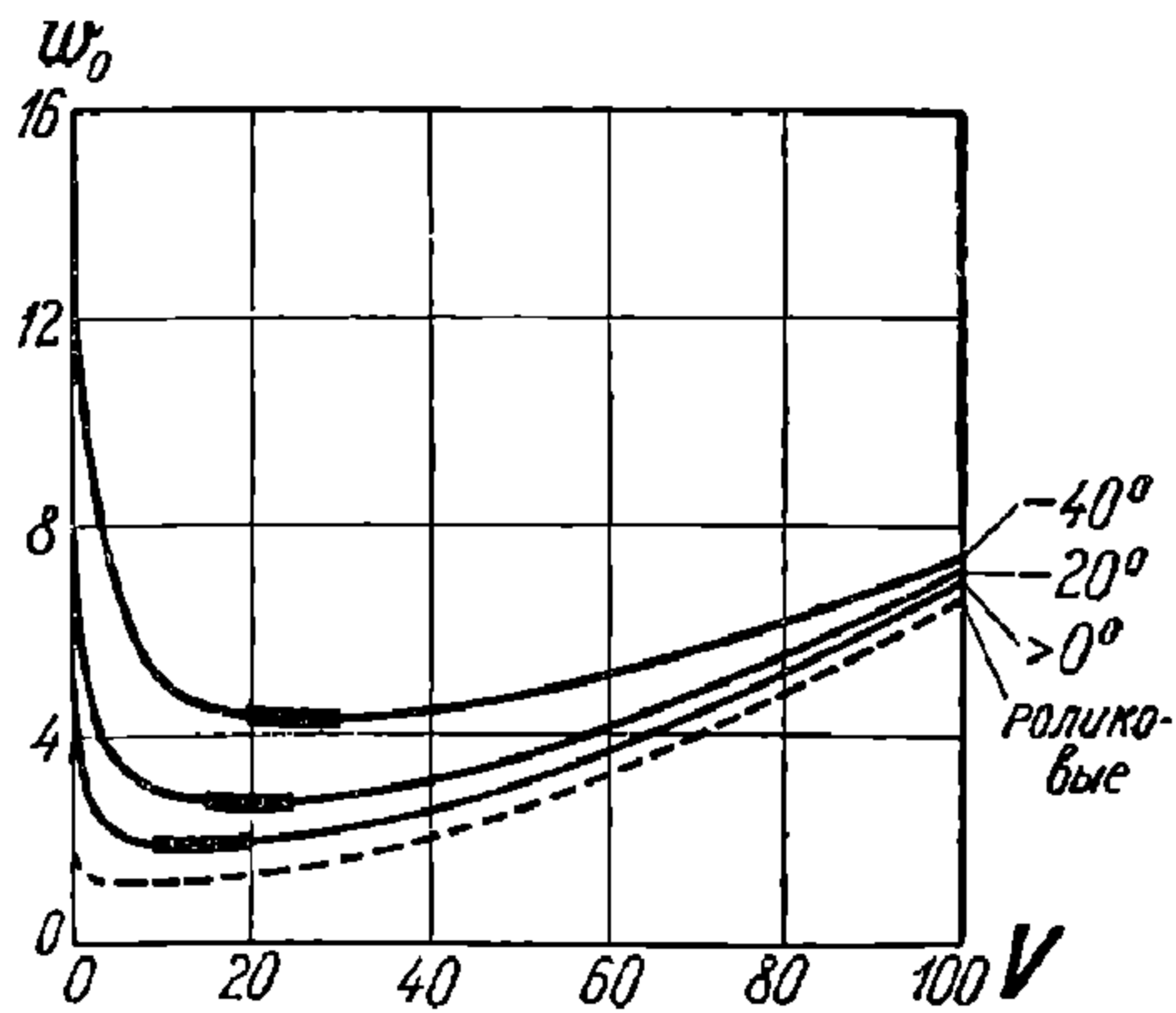
кривая проведена толстой линией: в теплую погоду—от 10 км/ч до 20 км/ч, при  $-20^\circ$  от 15 км/ч до 25 км/ч и при  $40^\circ$ —от 20 км/ч до 30 км/ч. Следовательно, с понижением температуры выгодно повышать скорости. Нижняя пунктирная кривая изображает характер сопротивления при роликовых буксах, практически независимого от температуры (с незначительным повышением при понижении температуры).

При наших обычных скоростях на предельных подъемах (для товарных поездов) от 10 км/ч до 15 км/ч увеличение сопротивления от низкой температуры подчиняется следующей формуле, предлагаемой Институтом Тяги для обычного подвижного состава с буксами трения, на основании многолетнего опыта:

$$w_n = 0,002 t^2 \text{ кг/т}, \quad (73)$$

изображенной графически на фиг. 105. Для установившегося

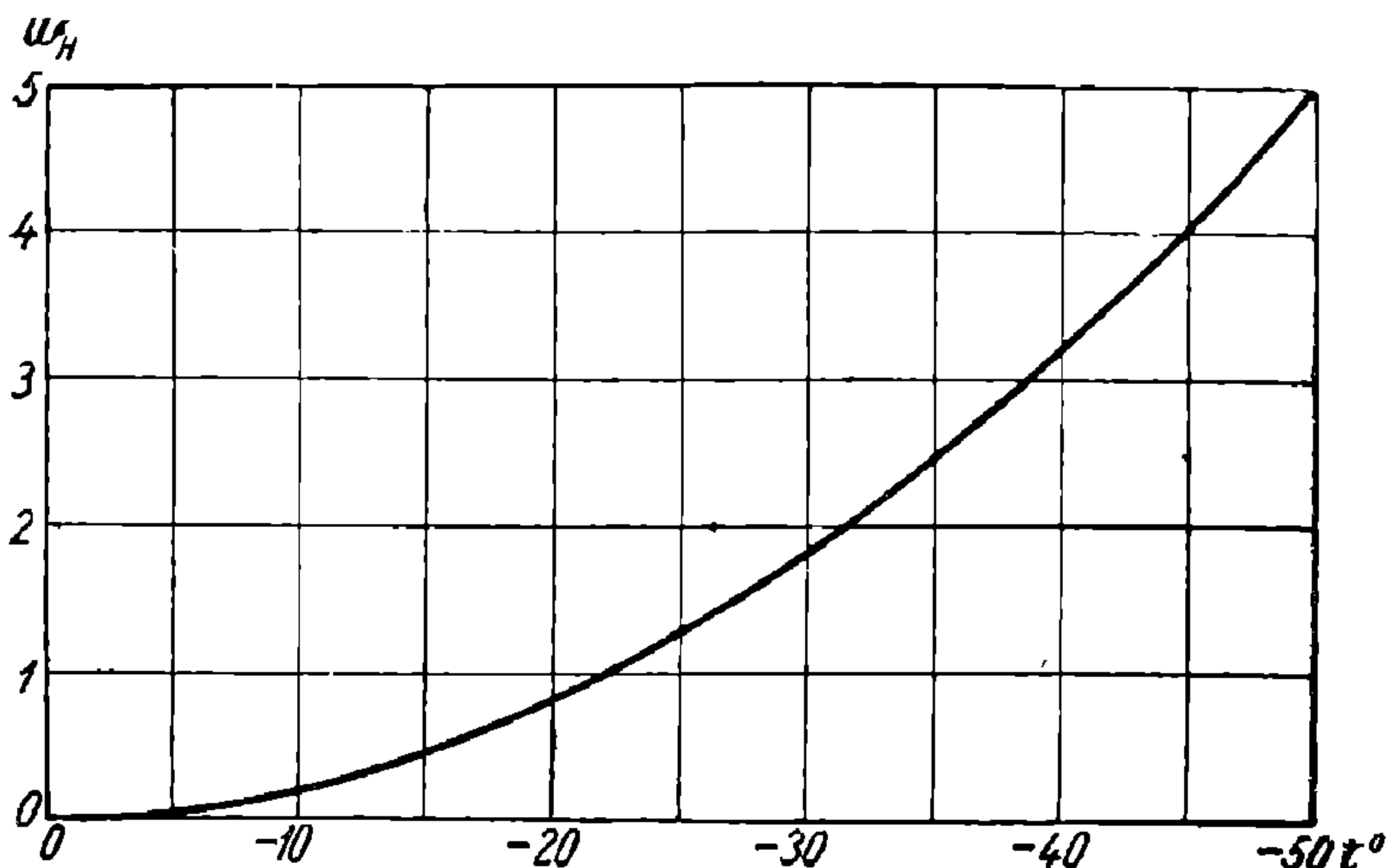
движения, т. е. когда буксы уже нагрелись и их температура перестала повышаться, формула 73 дает несколько преувеличенные результаты, т. е. формула 73 имеет некоторый небольшой запас на не вполне установившуюся температуру букс и на случайное понижение скорости до 7—8 км/ч. Тем не менее, при отправлении со станций после стоянки больше получаса, во всех случаях точных расчетов



Фиг. 104. Влияние низкой температуры на сопротивление.

к сопротивлению поезда на первых 3 км следует прибавить еще 0,5 кг/т.

Итак, например, если в летнюю тихую погоду сопротивление при установившемся движении, при скорости 10—15 км/ч равно 2 кг/т, то при тех же условиях после длительной стоянки, на первых трех километрах оно равно 2,5 кг/т; при этих же условиях, но при температуре  $-20^{\circ}$ , оно равно в среднем  $2 + 0,5 + 0,8 = 3,3$  кг/т; после прохода нескольких километров добавок 0,5 уменьшается до нуля и  $w_0$  становится равным 2,8 кг/т.



Фиг. 105. Добавочное сопротивление от низкой температуры.

**42. Добавочное сопротивление при трогании с места.** В момент трогания с места сопротивление локомотивов и вагонов значительно выше, чем во время движения, что является следствием больших сил сопротивления в осевых шейках и сопротивления перекатыванию колес по рельсам в момент трогания единицы подвижного состава. Повышенное сопротивление в шейках происходит от тонкого слоя смазки между шейкой и подшипником и от повышенной вязкости холодной смазки; повышенное же сопротивление перекатывания колес происходит от вдавливания колес в рельсы. В первые моменты после остановки, сопротивление при трогании с места только немногим превышает нормальное сопротивление во время движения, но с каждой минутой стоянки сопротивление повышается (тем скорее, чем ниже температура), достигает своей наибольшей величины минут через 20—30 после момента остановки и далее остается почти постоянным.

Добавочное сопротивление при трогании очень велико и составляет примерно 15 кг/т в предположении, что все вагоны поезда и паровоз с тендером трогаются в один и тот же момент. В действительности этого никогда не бывает, потому что, как бы сильно ни был растянут поезд, все же единицы его (паровоз, тендер, каждый вагон) трогаются последовательно, а каждая тронувшаяся единица немедленно уменьшает свое сопротивление.

УДУРНТ  
(ДІТТ)

Поэтому, добавочное сопротивление при трогании с места довольно неопределенно, так как зависит от степени натянутости или сжатости сцепных и ударных приборов. Повседневный опыт и специальные измерения силы тяги при трогании указывают на то, что добавочное сопротивление при трогании с места обычных товарных поездов на винтовой стяжке увеличивается с увеличением крутизны подъема, по следующей формуле, дающей некоторые средние цифры:

$$w_m = 2 + 0,3 i_k. \quad (74)$$

Увеличение этого добавочного сопротивления с увеличением крутизны подъема вполне понятно, так как на крутых подъемах поезд сильно растягивается; при толкаче же задняя часть поезда сжимается. Такое состояние поезда заставляет брать его не постепенно (вагон за вагоном), а сразу. Кроме того, при трогании на подъеме задняя часть состава может оказаться еще в процессе отпуска тормозов. Немедленно после трогания с места  $w_m$  падает до нуля.

Например, если поезд остановился на подъеме  $i_k = 9,2\%$ , то для того, чтобы тронуть его с места надо приложить усилие в среднем не меньше  $2 + 9,2 + 2 + 0,3 \cdot 9,2 = 14,1$  кг/т, где первое слагаемое есть  $w_0$  при скорости 10 км/ч. В случае мороза  $-30^\circ$  потребуется уже усилие  $14,1 + 1,8 = 15,9$  кг/т, а при таком же морозе с ветром 15 м/с, потребуется усилие  $15,9 + 0,5 = 16,4$  кг/т.

Если же поезд простоял больше получаса, то во всех случаях надо прибавить для трогания еще 0,5 кг/т.

**Пример.** Какова должна быть сила тяги для трогания поезда с места на прямом подъеме в  $2\%$  при безветренном морозе  $-20^\circ$  и для последующей дачи ему ускорения в 10 км/ч за минуту, т. е., чтобы через одну минуту его скорость была равна 10 км/ч.

Для трогания с места потребуется  $2 + 2 + 2,6 + 0,8 = 7,4$  кг/т, а для последующего ускорения  $2 + 2 + 0,8 + 0,5 + 5 = 10,3$  кг/т.

В действительности, задние вагоны трогаются с места через несколько секунд (иногда — десятков секунд) после трогания передних, и на эти первые секунды потребуется сила, средняя между 7,4 кг/т и 10,3 кг/т.

**43. Важность и возможность уменьшения сопротивления подвижного состава.** С механической точки зрения, вся та тепловая энергия, которая получается в топке паровоза или в цилиндрах внутреннего сгорания тепловоза, или на центральной электрической станции при электрической тяге, — вся эта тепловая энергия может быть разделена на две части. Первая большая часть в виде тепловой же энергии, но уже обесцененной, рассеивается в окружающую среду непосредственно локомотивом или на центральной станции. Другая часть, меньшая, сначала превращается в механическую работу, а затем все-таки тоже в обесцененную тепловую энергию, рассеивающуюся в пространство.

Следовательно, уменьшить расход топлива на передвижение поездов можно двояким путем: или повышать коэффициент полезного действия локомотива (силовой станции), или уменьшать сопро-

тивление подвижного состава. Оба пути совершенно равноценны. Увеличив, например, коэффициент полезного действия локомотива на 20% (вместо 0,05 сделать 0,06 или вместо 0,0 сделать 0,12), мы сократим расход топлива на 20%; уменьшив общее сопротивление подвижного состава на 20% (например, вместо среднего за перегон, включая сопротивление от подъемов и кривых, 4 кг/т, сделать 3,2 кг/т), мы сократим расход топлива на те же 20%.

Реальное и значительное понижение сопротивления может быть достигнуто следующими пятью главными средствами:

1) уменьшением количества и крутизны так называемых вредных спусков, на которых составы приходится тормозить во избежание развития чрезмерных скоростей, т. е. искусственно увеличивать сопротивление поезда; особенно длинные и крутые спуски, не поддающиеся физическому уменьшению, следует электрифицировать с рекуперацией, т. е. с превращением работы искусственного сопротивления (торможения) в электрическую энергию, как это сделано с Сурамским перевалом Закавказья, 2) улучшением качества верхнего строения пути: повышением правильности и жесткости рельсовой колеи, сваркой стыков (к сожалению требующей специального верхнего строения пути для противодействия распылению рельсовой колеи от перемен температуры) щебеночным балластом; 3) повышением средней нагрузки на ось, конечно в разумных пределах, не превосходя 18—20 т при существующем пути; 4) упорядочением буксового хозяйства и введением роликовых подшипников; последнее особенно важно для товарного подвижного состава при равнинном профиле в холодном климате (трогание с места и малые скорости), но требует больших первоначальных затрат; 5) улучшением наружных очертаний подвижного состава, т. е. уничтожением выступающих частей, введением закругленных торцов у крыш, уменьшением промежутков между вагонами, введением закрытых переходов; улучшение наружных очертаний (обтекаемость) имеет значение только для подвижного состава большой скорости.

Понижение сопротивления подвижного состава имеет особенно большое значение для дорог равнинного профиля. Чем зубчатее профиль, тем меньшую роль играет сопротивление  $w_0$  (на прямой горизонтали), особенно товарного подвижного состава, потому что на подъемах первенствующую роль играет сопротивление от подъема, а на спусках товарные (да и пассажирские) поезда все равно приходится тормозить.

## ГЛАВА IV

### ТОРМОЗНАЯ СИЛА ПОЕЗДА

**44. Определения.** Тормозными силами называются положительные проекции на направление, противоположное движению поезда, внешних, вызываемых по мере надобности и управляемых человеком сил, действующих на поезд. То наибольшее значение суммы тормозных сил, на получение которой в случае надобности можно надежно рассчитывать, называется расчетной тормозной силой поезда. Обычно же ее называют тормозной силой поезда, подразумевая ее наибольшее расчетное значение. Тормозные силы вызываются исключительно с помощью рельс следующими тремя способами: 1) прижатием тормозных колодок к колесам или к дискам на осях; 2) превращением паровой машины паровоза в насос (контрпар) или превращением моторов электровоза в генераторы тока (рекуперация); 3) заклиниванием осей башмаками.

Из этих способов общеупотребительным является только первый способ, вследствие возможности получения очень большой тормозной силы при наименьших реакциях между вагонами поезда и наилучшей регулируемости. Вариантом первого способа является прижатие тормозных колодок не к колесам, а к специальным шкивам или дискам на осях (напр., в трамваях).

Второй способ в случае паровоза дешев по первоначальным затратам (не требует почти никакого дополнительного оборудования), но дорог в эксплуатации, так как расстраивает машину паровоза; кроме того, этот способ может применяться только временно, и сила его ограничена сцепным весом паровоза, тогда как тормозная сила при первом способе ограничена весом, приходящимся на все оси, снабженные тормозными колодками.

Второй способ в случае электровоза с рекуперацией очень выгоден в эксплуатации на длинных крутых спусках, требующих длительного сильного торможения, так как работа тормозной силы превращается в энергию электрического тока, возвращаемую на электростанцию. Но он требует специального оборудования электровозов и электрических станций и практически применим только на длинных крутых спусках, при чем в этом случае торможение тормозными колодками является вспомогательным для остановок на станциях и запасным на случай порчи электрического оборудования.

Третий способ вследствие трудности осуществления, ненадежности, порчи колес и рельс, применяется только на маневрах и иногда как предохранительное средство при остановке поезда на подъеме.

45. Тормозная сила как результат нажатия тормозных колодок. На фиг. 106 изображено катящееся вправо колесо с нажатой на него колодкой. Относительное расположение колодки, подвески и колеса и размеры относятся к движущим колесам паровоза серии Э.

На подвеску действует внутренняя по отношению к единице подвижного состава сила  $KL=A$ , исходящая от тормозной передачи. Если колесо стоит, то радиальная равнодействующая сила  $MN=X$ , уравнивающая силу  $A$  относительно точки опоры  $O$ , легко находится из уравнения моментов сил  $A$  и  $X$  относительно точки  $O$ :

$$Xb = Aa,$$

откуда:

$$X = A \frac{a}{b}$$

Но, если колесо вращается, в точках касания колодки и бандажа появляются силы трения, в результате которых в подвеске появится добавочная сила (добавочная — к статическим силам), растягивающая (как в нашем примере) или сжимающая подвеску. Эта добавочная сила в подвеске воздействует на колодку с силой  $MP$ , которая, складываясь со статической силой нажатия  $MN$ , изменит ее в динамическую силу  $MR$ . Переносим эту силу  $MR$  в точку  $S$ , получаем силу  $ST$  и раскладываем ее на радиальную силу  $SF$  (действительную силу нажатия) и тангенциальную силу трения  $SE$ .

Очевидно, что  $SE = SF \cdot \varphi_k$ , где  $\varphi_k$  — коэффициент трения колодки о колесо. С другой стороны, из треугольника  $STF$  следует, что  $SE = SF \operatorname{tg} \alpha$ . Следовательно,  $\operatorname{tg} \alpha = \varphi_k$ .

Можно вывести, что:

$$SE = \frac{X \varphi_k \frac{\cos \alpha}{\cos \beta}}{1 \mp \varphi_k \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \cdot \frac{c}{b} \cdot \frac{D}{D+2d}} = \frac{A \frac{a}{b} \varphi_k \frac{\cos \alpha}{\cos \beta}}{1 \mp \varphi_k \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \cdot \frac{c}{b} \cdot \frac{D}{D+2d}} \quad (75)$$

где:

$$\frac{\cos \alpha}{\cos \beta} = \frac{1}{\varphi_k \sqrt{\frac{1+\varphi_k^2}{\varphi_k^2} \left(\frac{D}{D+2d}\right)^2}} \quad (76)$$

Знак минус в знаменателе относится к случаю, изображенному на фиг. 106: колодка перед колесом, а точка  $e$  — перед точкой  $O$  (по движению колеса); изменение одного из этих двух условий влечет изменение знака.

Для вывода формул 75 и 76 представим себе сначала, что ось вращения подвески  $O$  перенесена в точку  $e$  (фиг. 106), т. е. что силы  $MN$  и  $MP$  составляют между собой прямой угол; силы же  $ST$ ,  $SF$  и  $SE$  остались прежними. Это изображено на фиг. 107.  $O_1$  есть новая ось вращения подвески; вместо силы  $MP$  стала сила  $MP_1$ , вместо силы  $MN$  стала сила  $MN_1$ .

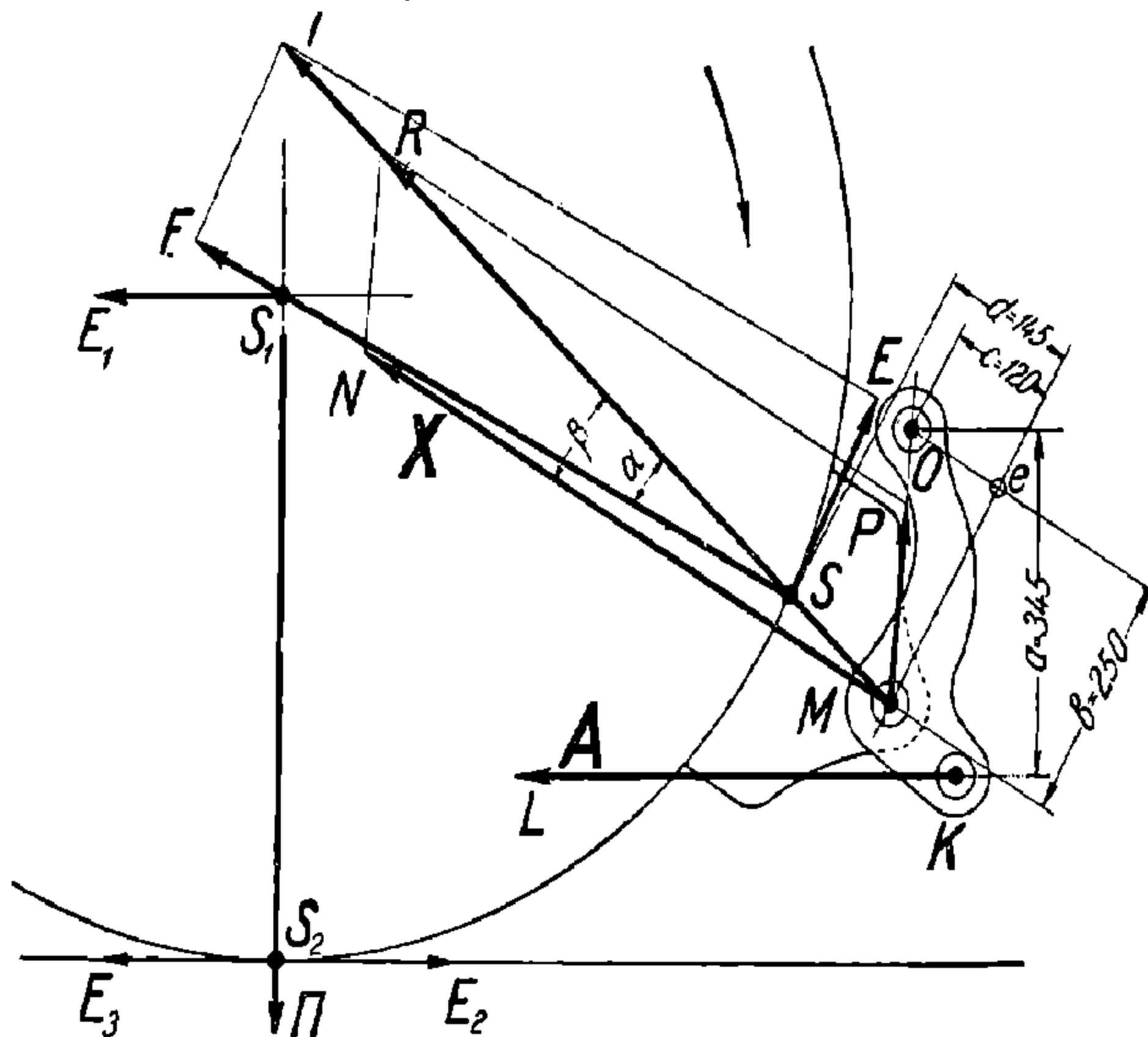
НБ  
УДУНТ  
(ДІТ)

Попрежнему,  $SE = SF \varphi_k$ ,  $SE = SF \operatorname{tg} \alpha$  и  $\operatorname{tg} \alpha = \varphi_k$ . Далее,  $SF = ST \cos \alpha$  и  $ST = MR = \frac{MN_1}{\cos \beta}$ .

Следовательно:

$$SE = MN_1 \varphi_k \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \beta}.$$

Вернемся опять к общему случаю, изображенному на фиг. 106, и определим величину  $\frac{\cos \alpha}{\cos \beta}$  через коэффициент трения  $\varphi_k$ , диаметр



Фиг. 106. Тормозная сила как результат нажатия тормозной колодки (паровоз Э).

колеса  $D$  и толщину колодки (от поверхности трения до шарнира)  $d$ . Из треугольника  $MSS_1$  следует, что:

$$\sin \angle S_1SM = \sin \alpha; \quad \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} = \frac{D}{D+2d};$$

$$\sin \beta = \sin \alpha \cdot \frac{D}{D+2d}; \quad \cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha \left( \frac{D}{D+2d} \right)^2};$$

$$\frac{\cos \alpha}{\cos \beta} = \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha \left( \frac{D}{D+2d} \right)^2}}.$$

Умножим числителя и знаменателя на  $\frac{1}{\sin \alpha}$  и подставим

$$\frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} = \operatorname{tg} \alpha = \varphi_k.$$

Получаем:

$$\frac{\cos \alpha}{\cos \beta} = \frac{1}{\varphi_k \sqrt{1 - \left( \frac{D}{D+2d} \right)^2}}, \quad \text{НО} \quad \frac{1}{\sin^2 \alpha} = \frac{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}{\operatorname{tg}^2 \alpha} = \frac{1 + \varphi_k^2}{\varphi_k^2},$$

что и приводит нас к формуле 76.



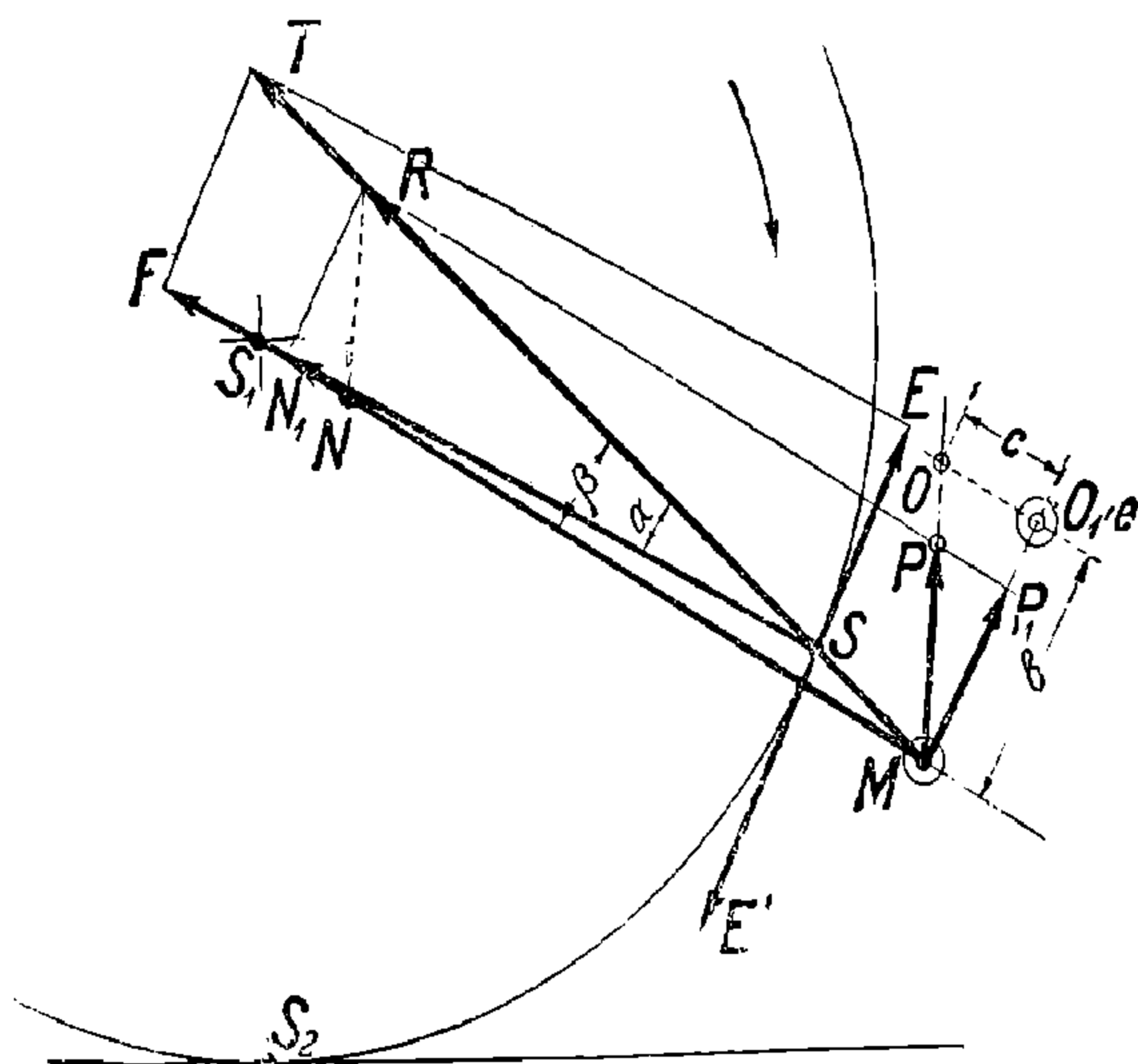
Выведем формулу 75. Для частного случая, изображенного на фиг. 107, мы вывели, что

$$SE = MN_1 \varphi_k \frac{\cos \alpha}{\cos \beta}.$$

Очевидно, что для обобщения нужно величину  $MN_1$  выразить через величину  $X = MN$  общего случая.

$$MN = MN_1 \mp MP_1 \cdot \frac{c}{b}.$$

Сила  $MP_1$  приложена к колодке, а сила  $SE$  приложена от колодки, следовательно, на колодку по закону действия и противодействия



Фиг. 107. Тормозная сила как результат нажатия тормозной колодки (частный случай).

действует сила  $SE'$ , равная силе  $SE$  и противоположно ей направленная. Сумма моментов сил, действующих на колодку, относительно центра колеса  $S_1$ , приводит к уравнению:

$$MP_1 \cdot \frac{D+2d}{2} = SE \cdot \frac{D}{2},$$

отсюда

$$MP_1 = MN_1 \varphi_k \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \cdot \frac{D}{D+2d}$$

Следовательно:

$$\begin{aligned} X = MN &= MN_1 \mp MN_1 \varphi_k \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \cdot \frac{c}{b} \cdot \frac{D}{D+2d} = \\ &= MN_1 \left( 1 \mp \varphi_k \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \cdot \frac{c}{b} \cdot \frac{D}{D+2d} \right). \end{aligned}$$

Если подставить величину  $MN_1$  в формулу

$$SE = MN_1 \varphi_k \frac{\cos \alpha}{\cos \beta},$$

то и получим формулу 75.

Нетрудно доказать, что треугольник  $MSS_1$  вполне определяется только величинами  $\varphi_k$ ,  $\frac{D}{2}$  и  $\frac{D}{2} + d$ . Действительно: К отрезку  $SS_1$ , равному  $\frac{D}{2}$ , проведем в точке  $S$  линию  $TM$  под углом  $\alpha = \arctg \varphi_k$  и засечем эту линию из точки  $S_1$  дугой радиуса  $\frac{D}{2} + d$ ; получим треугольник  $MSS_1$ . Отсюда следует:

1) Если коэффициент трения  $\varphi_k$  не меняется, то расположение точки  $S$  (точки приложения равнодействующей давления колодки на колесо) не зависит от силы нажатия колодки.

2) При увеличении коэффициента трения  $\varphi_k$ , что может быть при уменьшении скорости или при замене материала колодки, точка  $S$  удаляется от средней линии колодки.

3) Односторонний износ колодки увеличивается (при неизменном направлении вращения колеса) с увеличением коэффициента трения  $\varphi_k$  и толщины колодки  $d$ .

4) Наклонность колодки к выворачиванию увеличивается с увеличением коэффициента трения  $\varphi_k$  и толщины колодки. Для обеспечения колодки от выворачивания всегда должно быть соблюдено условие, чтобы половина высоты колодки была не меньше высоты треугольника  $MSS_1$ , проведенной из точки  $S$ .

При  $\varphi_k = 0,2$  и  $\frac{2d}{D} = 0,3$   $\frac{\cos \alpha}{\cos \beta} = 0,99$ ; при  $\varphi_k = 0,4$  и  $\frac{2d}{D} = 0,4$   $\frac{\cos \alpha}{\cos \beta} = 0,96$ ; так как  $\varphi_k$  редко превышает 0,3, а  $\frac{2d}{D}$  редко бывает больше 0,3, то во всех случаях  $\frac{\cos \alpha}{\cos \beta}$  можно принимать равным 1. В этом случае формула 75 принимает вид:

$$SE = \frac{X \varphi_k}{1 \mp \varphi_k \frac{c}{b} \cdot \frac{D}{D+2d}}. \quad (77)$$

Сила трения  $SE$  дает момент относительно оси колеса  $SE \cdot \frac{D}{2}$ .

Этот внутренний момент, имея внешнюю опору в рельсе (в мгновенном центре вращения колеса), создает внешнюю тормозную силу  $S_1 E_1$ , равную силе трения  $SE$  и направленную от колеса через шейку оси на раму единицы подвижного состава. Колесо, следовательно, является промежуточным телом, передающим внешнюю силу, получающуюся благодаря наличию продольного упора в рельсе. На этот упор в рельсе колесо действует с продольной силой  $S_2 E_2$  (равной силе трения  $SE$ ), стремящейся угнать рельс в сторону движения поезда.

Очевидно, что если рама вагона (или локомотива) действует на колесо с моментом  $SE \cdot \frac{D}{2}$ , то, наоборот, колесо действует на

раму с тем же моментом, но направленным в обратную сторону. Тормозную силу можно представить себе приложенной не от осевой шейки к подшипнику, а от рельса к колесу. Для этого, рассматривая единицу подвижного состава, как одно целое, переносим на колесо момент, действующий от колеса на раму; комбинация тормозной силы  $S_1 E_1$ , действующей от шейки, с этим моментом дает тормозную силу  $S_2 E_2$  той же величины, действующую от рельса, и одновременно уничтожает момент.

Точное выражение тормозной силы колодки по формуле 75 и приближенное выражение по формуле 77 в обычных расчетах заменяется более простым (статическим):

$$A \frac{a}{b} \varphi_k = X \varphi_k. \quad (78)$$

Так как величина  $\varphi_k \cdot \frac{c}{b} \cdot \frac{D}{D+2d}$  в применяемых конструкциях очень мала по сравнению с единицей, то отбрасывание ее практически не меняет формулы 77, давая вместе с тем то удобство, что расчетная тормозная сила для хода вперед и назад получается одинаковой и не зависит от толщины тормозной колодки.

Поэтому расчетная тормозная сила одного колеса равна произведению статического нажатия колодки  $X$  на коэффициент трения  $\varphi_k$ .

Разница, даваемая формулами 78, 77 и 75 для паровоза Э при новых (проектных) колодках при  $V=50$  км/ч (расчетный  $\varphi_k=0,15$ ), следующая:

По формуле 76:

$$\frac{\cos \alpha}{\cos \beta} = \frac{1}{0,15 \sqrt{\frac{1+0,15^2}{0,15^2} \left( \frac{1320}{1320+2 \cdot 145} \right)^2}} = 0,995.$$

По формуле 78 (приближенной практической):

$$A \frac{a}{b} \varphi_k = A \frac{345}{250} \cdot 0,15 = 0,207 A = 100\%.$$

По формуле 77 (приближенной динамической):

$$\frac{A \frac{a}{b} \varphi_k}{1 - \varphi_k \cdot \frac{c}{b} \cdot \frac{D}{D+2d}} = \frac{0,207 A}{1 - 0,15 \cdot \frac{120}{230} \cdot \frac{1320}{1320+2 \cdot 145}} = \frac{0,207 A}{1 - 0,059} = 0,220 A = 106\% \text{ (передний ход);}$$

$$\frac{A \frac{a}{b} \varphi_k}{1 + \varphi_k \cdot \frac{c}{b} \cdot \frac{D}{D+2d}} = \frac{0,205 A}{1 + 0,059} = 0,195 A = 94\% \text{ (задний ход).}$$

По формуле 75 (точной динамической):

$$\frac{A \frac{a}{b} \varphi_k \frac{\cos \alpha}{\cos \beta}}{1 \mp \varphi_k \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \cdot \frac{c}{b} \cdot \frac{D}{D+2d}} = \frac{0,207 A \cdot 0,995}{1 \mp 0,059 \cdot 0,995},$$

что дает 0,219 А, т. е. 106%, для переднего хода и 0,194А, т. е. 94% для заднего хода.

При изношенных тормозных колодках точное выражение тормозной силы еще ближе к вычисленному по обычной формуле 78.

При двустороннем торможении тормозную силу колеса будем тоже обозначать упрощенной формулой  $X\varphi_k$ , но под величиной  $X$  будем понимать сумму нажатий на колесо обеих колодок.

В том случае, если колодка действует не на поверхность катания колеса, а на специальный шкив, укрепленный на оси, тормозная сила при том же нажатии колодки уменьшается в отношении диаметров шкива и круга катания колеса.

**46. Коэффициент трения тормозной колодки  $\varphi_k$ .** Коэффициент трения колодки о колесо  $\varphi_k$  зависит, так же как и большинство явлений в природе, от многих причин. Задача техники — выяснить главные причины и отбросить второстепенные для упрощения или даже для практической возможности расчетов. Коэффициент трения колодки  $\varphi_k$  сильно зависит от скорости, а именно, увеличивается с уменьшением скорости; это — главная зависимость.

Кроме того,  $\varphi_k$  зависит от удельного давления колодки на колесо: с уменьшением удельного давления коэффициент трения увеличивается: по этой причине двустороннее торможение колеса выгоднее одностороннего, не говоря уже об отсутствии при последнем горизонтального давления на ось, заклинивающего буксу в буксовых направляющих или изгибающего их;  $\varphi_k$  зависит также от продолжительности нажатия колодки на бандаж: в первые моменты после прижатия  $\varphi_k$  больше, а затем несколько уменьшается вследствие пришлифовки колодки к бандажу;  $\varphi_k$  зависит от условий погоды: влага его уменьшает. Конструкция букс и уход за ними также оказывают влияние на  $\varphi_k$ : при плохой конструкции буксы или при плохом уходе за ее задним затвором смазка из буксы стекает на ступицу колеса, центробежной силой разносится на бандаж, смазывает его и понижает  $\varphi_k$ .

Для расчетов  $\varphi_k$  принимается зависящим только от главного и легко учитываемого обстоятельства — скорости поезда  $V$ , ввиду того, что все остальные факторы  $\varphi_k$  не поддаются учету.

Для неблагоприятных условий коэффициент трения колодки о бандаж принимается по формуле:

$$\varphi_k = 0,2 - 0,002 V + 0,0000065 V^2. \quad (79)$$

При скоростях до 80 км/ч можно пользоваться более простой формулой:

$$\varphi_k = 0,2 - 0,0015 V. \quad (80)$$

Для средних условий коэффициент трения можно считать на 20% выше, по формулам:

$$\varphi_k = 0,24 - 0,0024 V + 0,000008 V^2, \quad (81)$$

$$\varphi_k = 0,24 - 0,0018 V \text{ (до 80 км/ч)}. \quad (82)$$

При благоприятных условиях коэффициент трения  $\varphi_k$  можно считать на 50% выше, по формулам:

$$\varphi_k = 0,3 - 0,003 V + 0,00001 V^2, \quad (83)$$

$$\varphi_k = 0,3 - 0,00225 V \text{ (до 80 км/ч)} \quad (84)$$

Под неблагоприятными условиями понимаются главным образом затяжные спуски с сильным нагреванием колодок и колес и горением смазки, попадающей в разжиженном состоянии из букс на поверхности катания колес, и большие удельные давления на колодки (напр. грузеный режим воздушного тормоза при одностороннем торможении).

Для затяжных спусков свыше 20% значения коэффициентов трения по формулам 79 и 80 должны быть понижены на 5%, а для затяжных спусков свыше 25% — на 10%.

Расчет по формулам 81 и 82 можно допустить только для спусков не круче 15‰.

Расчет по формулам 83 и 84, как общее правило, не допускается.

В таблице 12 представлены числовые величины  $\varphi_k$  по всем шести формулам для разных скоростей  $V$ .

На фиг. 108 эти же формулы представлены графически. Цифры у кривых обозначают номер формулы в тексте и в табл. 12.

ТАБЛИЦА 12

Коэффициент трения колодки о колесо  $\varphi_k$

| № ф-лы<br>$V$ | № ф-лы |       |       |       |       |       |
|---------------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|
|               | 79     | 80    | 81    | 82    | 83    | 84    |
| 0             | 0,200  | 0,200 | 0,240 | 0,240 | 0,300 | 0,300 |
| 10            | 0,180  | 0,185 | 0,217 | 0,222 | 0,271 | 0,277 |
| 20            | 0,162  | 0,170 | 0,195 | 0,204 | 0,244 | 0,255 |
| 30            | 0,145  | 0,155 | 0,175 | 0,186 | 0,219 | 0,232 |
| 40            | 0,130  | 0,140 | 0,157 | 0,168 | 0,196 | 0,210 |
| 50            | 0,115  | 0,125 | 0,140 | 0,150 | 0,175 | 0,187 |
| 60            | 0,103  | 0,110 | 0,125 | 0,132 | 0,156 | 0,165 |
| 70            | 0,092  | 0,095 | 0,111 | 0,114 | 0,139 | 0,142 |
| 80            | 0,082  | 0,080 | 0,099 | 0,096 | 0,124 | 0,120 |
| 90            | 0,073  | —     | 0,089 | —     | 0,111 | —     |
| 100           | 0,065  | —     | 0,080 | —     | 0,100 | —     |
| 110           | 0,059  | —     | 0,073 | —     | 0,091 | —     |
| 120           | 0,054  | —     | 0,067 | —     | 0,084 | —     |
| 130           | 0,050  | —     | 0,063 | —     | 0,079 | —     |
| 140           | 0,047  | —     | 0,060 | —     | 0,076 | —     |

На стоянке коэффициент трения  $\varphi_k$  можно считать во всех случаях равным 0,5.

47. Предел нажатия тормозной колодки на колесо. При постепенном увеличении нажатия  $2X$  колодок на колеса оси будет пропорционально увеличиваться и тормозная сила  $2X\varphi_k$  этой оси, как это графически представлено на фиг. 109. Но тормозная сила оси будет увеличиваться только до тех пор, пока рельсы будут в состоянии давать продольный упор, т. е. до тех пор, пока сила  $2X\varphi_k$  (для обоих колес оси), приложенная от колес к рельсам в направлении движения поезда не сорвет тех мельчайших неровностей,

которыми сцепляются рельс и колесо. Как только сила  $2X\varphi^2$  превзойдет предел сцепления колес с рельсами, который обозначим через  $2П\varphi_0$ , сцепление прекратится, колеса перестанут вращаться и заскользят по рельсам, заклиненные колодками.

Сила  $2X\varphi_k$  (на оба колеса) пропадет и заменится силой трения скольжения колес по рельсам  $2П\varphi_k$ .  $П$  — давление колеса на рельс в килограммах;  $\varphi_0$  — коэффициент трения скольжения катящегося колеса по рельсу, который считаем равным коэффициенту трения скольжения колеса, так как в том и другом случае точки касания колеса и рельса находятся в покое друг относительно друга;  $\varphi$  — коэффициент трения скольжения заклиненного колеса по рельсу;  $\varphi_0$  практически не зависит от скорости;  $\varphi$  всегда меньше, чем  $\varphi_0$ , и уменьшается с увеличением скорости.

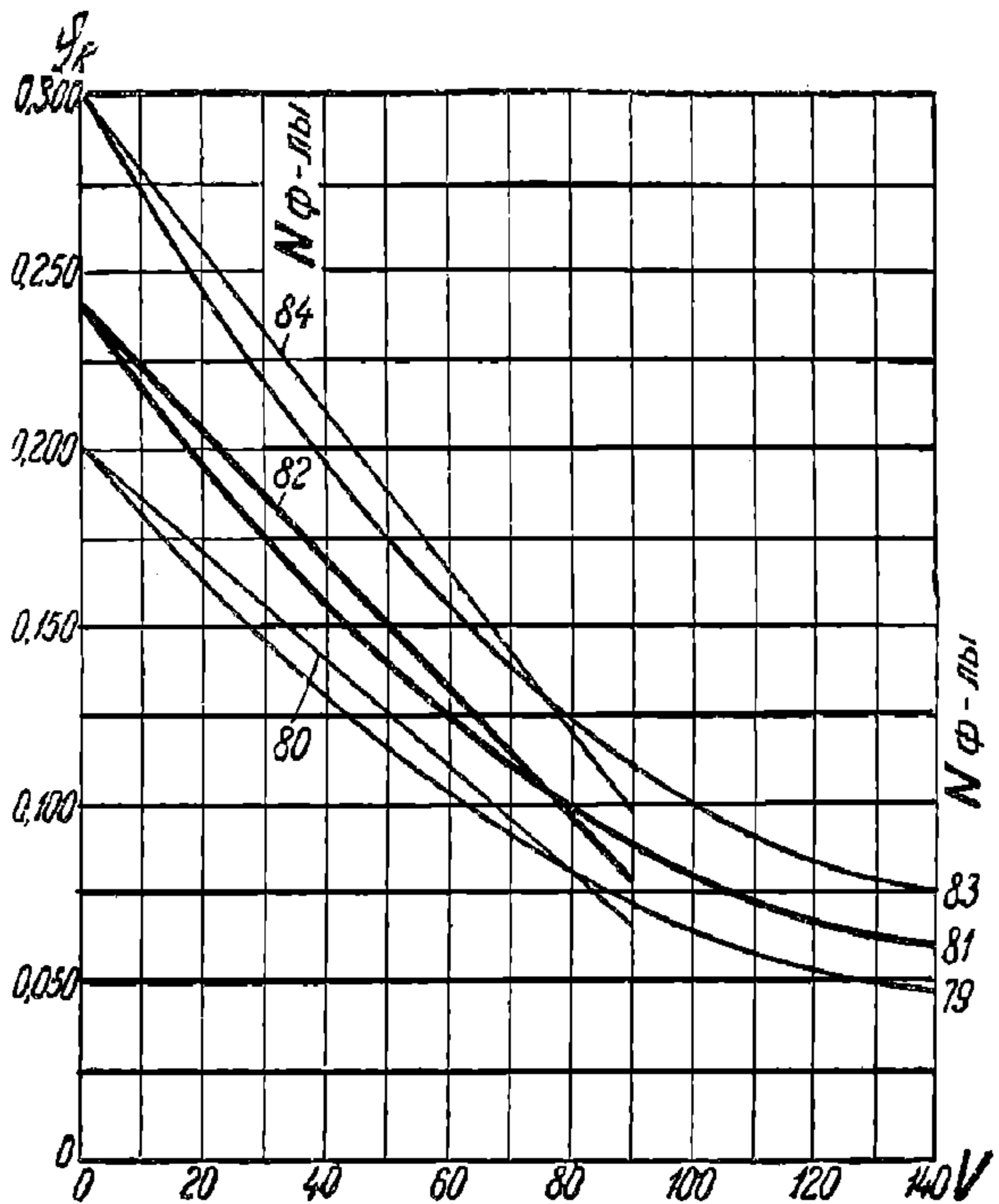
Следовательно, во избежание уменьшения тормозной силы, не говоря уже о выбоинах на бандажах, необходимо, чтобы  $X\varphi_k$  было всегда меньше  $П\varphi_0$ , или чтобы коэффициент нажатия колодки на колесо

$$\frac{X}{П} = \delta$$



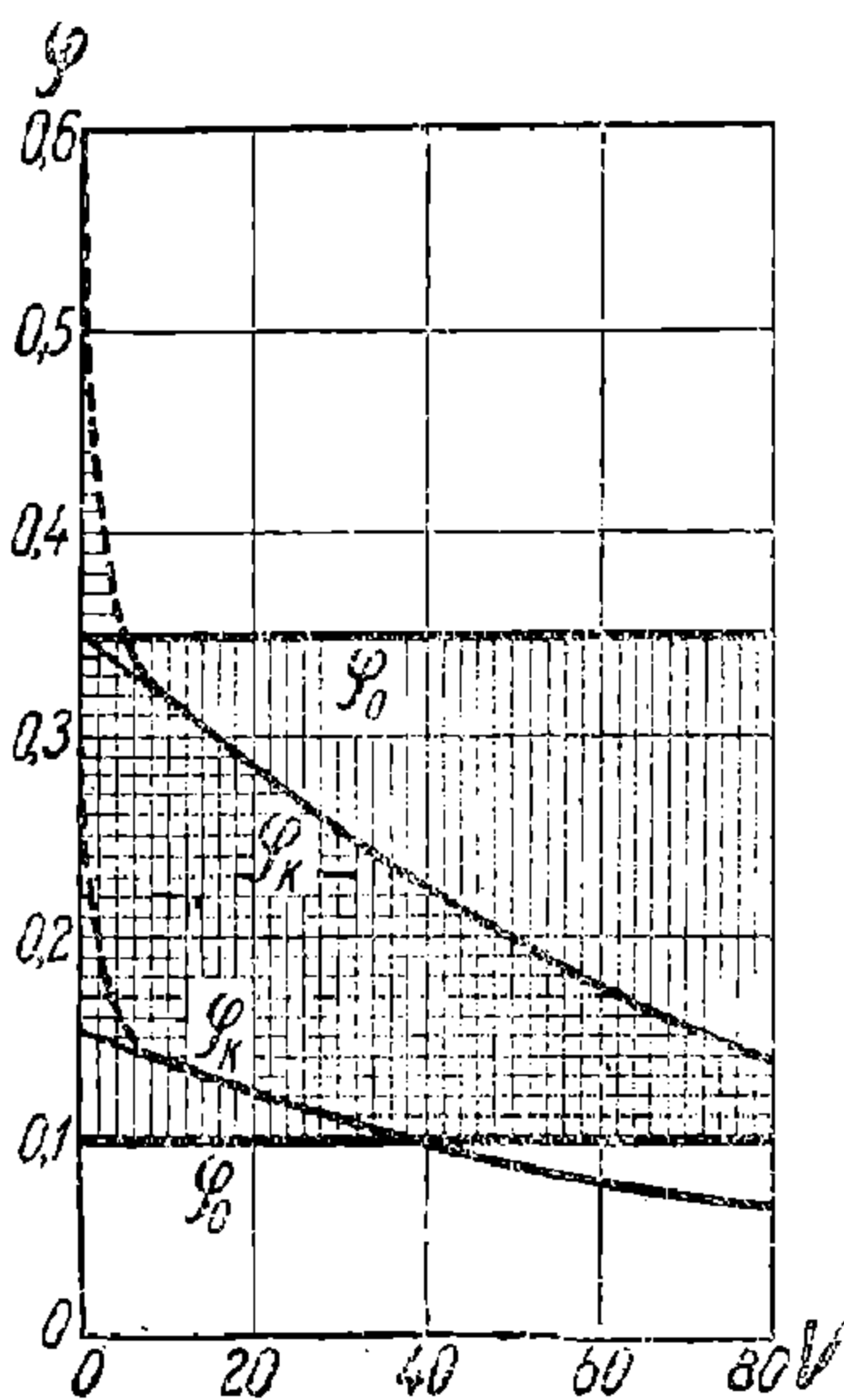
Фиг. 109. Заклинивание колес тормозными колодками.

был меньше  $\varphi_0/\varphi_k$ . Это отношение  $\varphi_0/\varphi_k$  — величина довольно неопределенная. На фиг. 110 представлены примерные пределы колебания коэффициентов  $\varphi_0$  и  $\varphi_k$ . Оба коэффициента сильно зависят от состояния поверхностей рельсов, бандажей и колодок; кроме того,  $\varphi_k$  увеличивается с уменьшением скорости, следовательно, наибольшая опасность заклинивания имеет место при скоростях, близких к нулю.



Фиг. 108. Коэффициент трения колодки о колесо,  $\varphi_k = f(V)$ .

При малых скоростях совпадение максимумов  $\varphi_k$  и  $\varphi_0$  дает  $\delta < \frac{0,35}{0,35} = 1$ , а совпадение минимумов  $\varphi_k$  и  $\varphi_0$  дает  $\delta < \frac{0,10}{0,15} = 0,67$ . При сухих бандажах и чистых сухих рельсах коэффициент нажатия  $\delta$  может быть и выше 1 (теоретически — до  $\frac{0,35}{0,15} = 2,3$  при совпадении максимума  $\varphi_0$  с минимумом  $\varphi_k$ ), а при смазанных рельсах колеса могут заклинить и при  $\delta$  меньшем 0,67 (теоретически — даже при  $\delta = \frac{0,10}{0,35} = 0,29$  при совпадении минимума  $\varphi_0$  с максимумом  $\varphi_k$ ). Так как одно трущееся тело, именно бандаж — общее при коэффициентах  $\varphi_k$  и  $\varphi_0$ , то совпадения максимума с минимумом практически не



Фиг. 110. Примерные пределы колебаний коэффициентов трения  $\varphi_k$  и  $\varphi_0$ .

бывает, но все же даже при  $\delta = 0,5$  нельзя быть гарантированным от случаев (правда, редких) заклинивания колес. При очень малых скоростях (меньше 5 км/ч) коэффициент  $\varphi_k$  может быть значительно выше 0,35; поэтому заклинивания колес в моменты перед самой остановкой поезда — обычное явление, с которым приходится мириться. Так как, с одной стороны, тормозная сила пропорциональна  $\delta$ , а с другой стороны, чем выше  $\delta$ , тем чаще происходят заклинивания колес, то практическим пределом  $\delta$  при малых скоростях является 0,7 — 0,9.

При больших скоростях коэффициент нажатия  $\delta$  может быть значительно повышен без опасения заклинивания колес, так как при больших скоростях  $\varphi_k$  очень мал. Например, для того, чтобы тормозная сила оси при  $V = 100$  км/ч и при  $V = 5$  км/ч была одинакова, нужно было бы при  $V = 100$  иметь нажатие колодки

втрое большим, чем при  $V = 5$ . В обычных тормозах нет такого автомата, который при торможении сам понижал бы нажатие колодок по мере понижения скорости поезда, поэтому во избежание заклинивания колес наибольший  $\delta$  при полном торможении при проектировании подвижного состава приходится принимать не больше 0,7 — 0,9.

В специальных тормозах для скорых поездов, напр. Кунце-Кнорра, Вестингауза, имеются автоматы, понижающие нажатие колодок на колеса при понижении скорости заторможенного поезда. В таких тормозах наибольший  $\delta$  бывает не меньше 1,4 и понижается к моменту остановки поезда примерно до 0,8. В последние годы САСШ уже отказались от таких автоматов и пошли на скольжение колес при экстренных (с повышенным давлением) торможениях. Германия же изыскивает материалы с меньшей зависимостью коэффициента трения от скорости, чем сталь и чугун, с

УДМУТ  
(ДИТ)

переходом на торможение специальных дисков на осях (как в вагонах последних выпусков московского трамвая).

Коэффициент нажатия  $\delta$  колодки на колесо всегда определяется для порожнего подвижного состава потому, что заклинивание колес наиболее вероятно при порожнем состоянии. Исключение составляют локомотивы, давление на ось которых берется для рабочего состояния локомотива.

Воздушный тормоз у товарных вагонов может быть устроен так, чтобы для груженого вагона иметь более высокий  $\delta$ , чем для порожнего. В таком случае при порожнем режиме расчетное  $\delta$  — обычно 0,7—0,8, а при груженом режиме — в пределах 1,2—1,5.

Практически для паровозных осей не превосходят  $\delta = 0,4$  — для сбережения бандажей, для тендеров допускаются  $\delta$  до 1,0, имея в виду, что тендер порожним в работе не бывает.

**48. Расчет нажатия тормозных колодок.** При ручном тормозе наибольшее нажатие колодок сильно зависит от состояния тормозной передачи и от дисциплины и физической силы тормозильщиков. В отдельных случаях коэффициент нажатия  $\delta$  может превосходить 1,0 от тары вагона, но в среднем значительно ниже. Для товарных поездов на ручных тормозах, в тех случаях, когда нет полной уверенности в хорошей слышимости сигналов с паровоза и когда на уход за тормозной передачей не обращается должного внимания, расчетное нажатие колодок на бандажи вагонов приходится принимать не более 0,5 от тары вагона. Например, при tare двухосного вагона 7,2 т, нажатие всех его колодок, независимо от веса груза, при неблагоприятных условиях в среднем равно  $7\,200 \cdot 0,5 = 3\,600$  кг, т. е. 1 800 кг на ось; если этот вагон идет заторможенным при скорости 50 км/ч, то его тормозная сила равна  $3\,600 \varphi_k = 3\,600 \cdot 0,150 = 540$  кг, если  $\varphi_k$  принять по формуле 82.

В тех случаях, когда тормозная передача поддерживается в исправном состоянии и слышимость сигналов удовлетворительная, средний расчетный коэффициент нажатия колодок товарных вагонов можно принимать в 0,6 от тары вагона, что для двухосного нормального вагона дает нажатие  $3\,600 \cdot 0,6 = 2\,160$  кг на ось.

Двухосные вагоны с двухсторонним торможением дают нажатие колодок несколько больше, чем нормальные вагоны, но для упрощения расчетов, для всех товарных вагонов на ручных тормозах можно принимать нажатие на ось в 1 800 кг при неблагоприятных условиях и 2 160 кг при средних расчетных условиях.

Допускается принимать коэффициент нажатия в 0,6 от тары вагона на ручном тормозе, а при вполне исправных тормозах — в 0,75 от тары (т. е., соответственно, 2 160 кг и 2 700 кг) при расчете на остановку оторвавшейся части состава, так как в этом случае отпадает вопрос о слышимости сигналов.

В остальных случаях нажатие тормозных колодок определяется расчетом, исходя из следующих предположений:

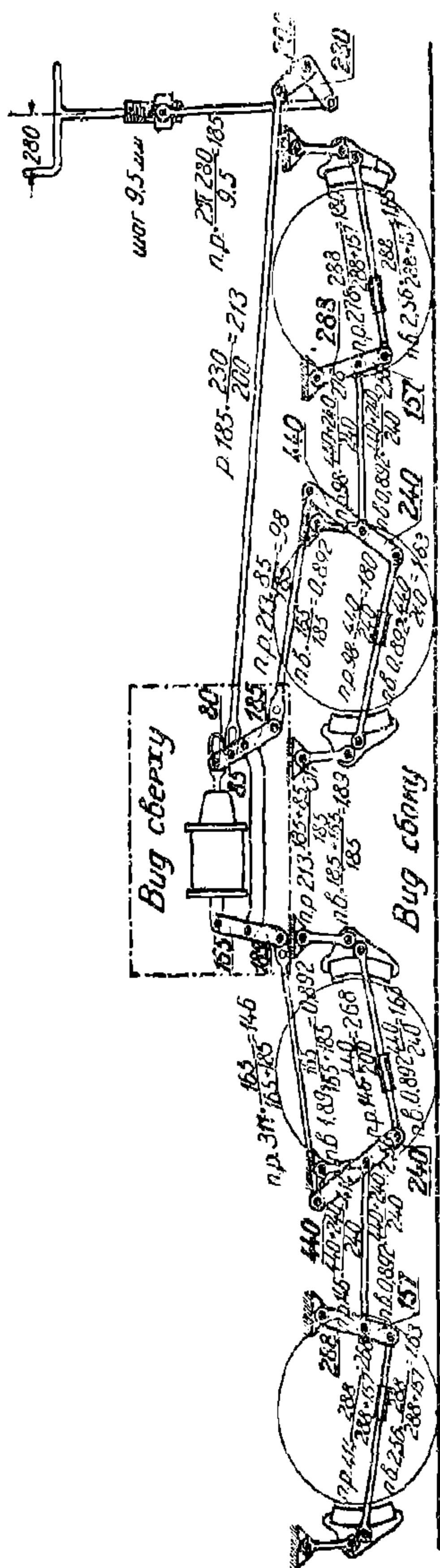
при ручных тормозах усилие на рукоятку равно 32 кг, а полный коэффициент полезного действия 0,50;

при воздушных тормозах коэффициент полезного действия передачи равен 0,90, при чем в случае тормоза Вестингауза давление в тормозном цилиндре равно 3,3 атм, а в случае автоматического



прямодействующего — по его действительной величине (обычно 3,5 атм).

Расчет нажатия колодок сводится к подсчету передаточного числа тормозной передачи. Тормозная передача выполняет три задачи: 1) передает силу от источника ее до тормозных колодок, 2) меняет



Фиг. 111. Тормозная передача четырехосного тендера Э.

ее величину (умножает на передаточное число) и 3) распределяет силу на все тормозные колодки. Под передаточным числом тормозной передачи понимается число, показывающее, во сколько раз сумма нажатий всех тормозных колодок на колеса больше силы, приложенной к рукоятке тормоза или к поршню тормозного цилиндра в предположении отсутствия трения в механизме передачи и оттягивающих пружин.

Для примера приводим расчет нажатия тормозных колодок четырехосного тендера Э для ручного и воздушного тормоза и паровоза Э.

На фиг. 111 изображена схематически тормозная передача четырехосного тендера. Цифры, написанные у плеч рычагов, являются размерами плеч рычагов между двумя ближайшими валиками. Цифры, написанные у тяг, означают передаточные числа до этих тяг: с буквами *п р* — ручного тормоза, с буквами *п. в.* — воздушного тормоза. Для определения передаточного числа до колодок каждой оси предполагаем, что все остальные колодки нажаты до отказа, чем избегаем введения в расчет подвижных опор. Длины плеч сил не являются вполне определенными, поэтому их отношения считаем равными отношениями соответствующих плеч рычагов. Нажатие на пару колодок каждой оси считаем равным силе, передающейся по соответствующему трианглю, так как в данном случае плечи

этих сил относительно опоры подвески практически одинаковы.

Общее передаточное число рукоятки на все колодки для ручной передачи равно:  $180 + 180 + 268 + 268 = 896$ . Следовательно, для того, чтобы приблизить все четыре пары колодок к бандажам на 1 мм в сумме, т. е. на  $\frac{1}{4}$  мм каждую пару, рукоятка тормоза должна пройти путь 896 мм.

Общее расчетное нажатие колодок при ручном тормозе равно:  $32 \cdot 896 \cdot 0,5 = 14350$  кг, что соответствует нажатию колодок семи

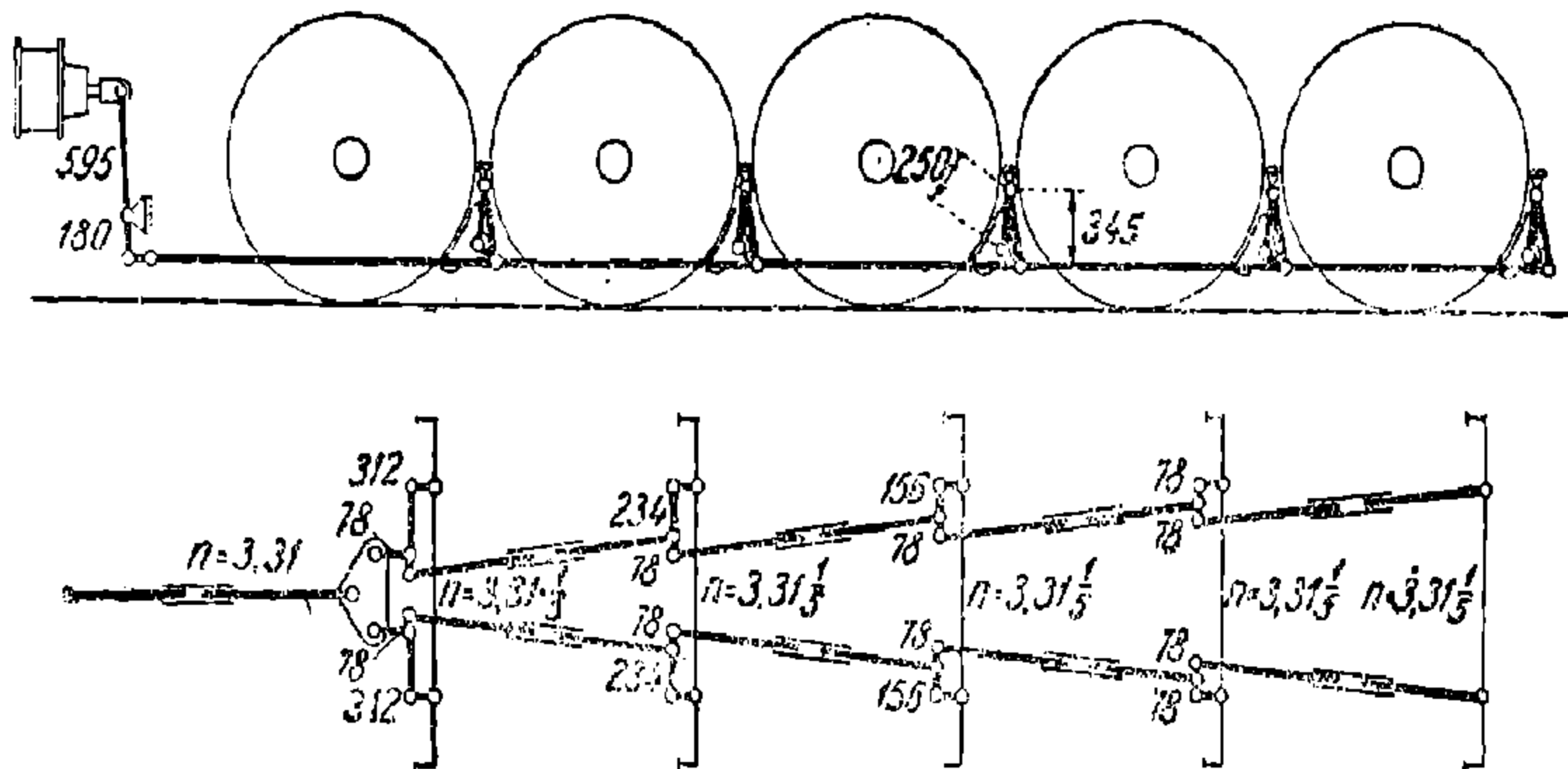
УДМУНБ  
(ДИТ)

осей товарных вагонов на ручных тормозах ( $14\ 350 : 2\ 160 \cong 7$ ). В случае расчета на неблагоприятные условия ( $\delta = 0,5$ )  $14\ 350 : 1\ 800 = 8$ .

Для воздушного тормоза передаточное число для каждой оси равно 1,63, а для всех четырех осей:  $1,63 \cdot 4 = 6,52$ . При 12 дюймовом тормозном цилиндре и давлении в нем 3,3 атм сила по штоку поршня равна  $\frac{\pi \cdot 30,5^2 \cdot 3,3}{4} = 2\ 410$  кг. Общее нажатие колодок на

бандажи при коэффициенте полезного действия рычажной передачи в 0,9 (включая и уменьшение силы оттягивающих пружин) равно:  $2\ 410 \cdot 6,52 \cdot 0,9 = 14\ 150$  кг, что практически одинаково с нажатием при ручном тормозе (14 350 кг) и соответствует расчетному нажатию семи вагонных осей на ручных тормозах.

На фиг. 112 изображена схематически типичная тормозная передача паровоза, именно паровоза Э. Цифры около рычагов—расстояние между соседними валиками; цифры с буквой *n*—пере-



Фиг. 112. Тормозная передача паровоза серии Э.

даточные числа. Источник силы—два 13-дюймовых (330 мм) тормозных цилиндра, расположенных горизонтально под будкой по бокам. Передаточное число вертикальных рычагов равно  $\frac{596}{180} = 3,31$ . От глав-

ной горизонтальной тяги на каждую из пяти тормозных балок передается  $\frac{1}{5}$  силы; следовательно, суммарное передаточное число до всех пяти балок равно 3,31. Подвески колодок дают передаточное число:  $\frac{345}{250} = 1,38$  (см. п. 45), следовательно, общее передаточ-

ное число:  $3,31 \cdot 1,38 = 4,57$ . Общее расчетное нажатие колодок равно  $2\pi \cdot 33^2 \cdot 3,3 \cdot 4,57 \cdot 0,9 : 4 = 23\ 200$  кг, т. е. эквивалентно нажатию колодок 11 вагонных осей на ручных тормозах ( $23\ 200 : 2\ 160 = 11$ ). При расчете на неблагоприятные условия эквивалент равен 13.

Подобный же подсчет для паровоза Щ приводит к выводу, что суммарное нажатие всех его шести колодок при двух тринадцатидюймовых цилиндрах равно 21 500 кг, т. е. эквивалентно 10 вагонным осям на ручных тормозах с нажатием 2 160 кг. Для паровоза ЕФ—30 000 кг, а для тендера ЕФ—19 500 кг.

В случае оборудования паровоза и тендера автономным прямодействующим тормозом расчетным давлением в тормозных цилин-

драх можно принять 3,5 атм, т. е. на 7% выше, что дает суммарный эквивалент тормозной силы паровоза Э и четырехосного тендера  $(11 + 7) \cdot 1,07 = 19$  вагонных осей на ручных тормозах с нажатием 2160 кг.

**49. Тормозная сила и тормозной коэффициент поезда от действия тормозных колодок.** Тормозная сила поезда от действия тормозных колодок  $B_k$  равна сумме тормозных сил  $X\varphi_k$  всех заторможенных колес поезда:

$$B_k = \sum X\varphi_k = \varphi_k \sum X = (X_g + X_n) \varphi_k \text{ кг}, \quad (85)$$

где  $X_n$  — сумма нажатий всех колодок локомотива (включая тендер), а  $X_g$  — сумма нажатий всех колодок вагонов.

Удельная тормозная сила, в килограммах на каждую тонну веса поезда  $P + Q$ , равна

$$b_k = \frac{B_k}{P + Q} = \left( \frac{X_g}{P + Q} + \frac{X_n}{P + Q} \right) \varphi_k \text{ кг/т}. \quad (86)$$

Удобнее выразить  $b_k$  в другом виде, а именно:

$$b_k = 1000 (\vartheta_1 + \vartheta_2) \varphi_k \text{ кг/т}, \quad (87)$$

где:

$$\vartheta_1 = \frac{X_g}{1000(P + Q)}, \quad \vartheta_2 = \frac{X_n}{1000(P + Q)} \quad (88)$$

Здесь  $\vartheta_1$  называется *тормозным коэффициентом* состава и показывает, какую часть веса поезда в килограммах составляет сумма нажатий колодок на вагонные колеса в килограммах;  $\vartheta_2$  называется *тормозным коэффициентом* локомотива (паровоза с тендером) по колодкам и показывает, какую часть веса поезда в килограммах составляет сумма нажатий колодок на бандажи локомотива (паровоза и тендера) в килограммах.

**Пример.** Поезд во главе с паровозом Э имеет состав 1500 т; в составе имеются 8 двухосных вагонов старого нормального типа, на ручных тормозах. Определить расчетную удельную тормозную силу поезда.

$$P = 125; Q = 1500 \text{ т}; X_g = 16 \cdot 2160 = 34500 \text{ кг};$$

$$X_n = 2160 \cdot 19 = 41000 \text{ кг}; \quad \vartheta_1 = \frac{34500}{1000(1500 + 125)} = 0,0212;$$

$$\vartheta_2 = \frac{41000}{1000(1500 + 125)} = 0,0252; \quad b_k = 1000 \cdot (\vartheta_1 + \vartheta_2) \cdot \varphi_k = \\ = 1000(0,0212 + 0,0252) \varphi_k = 46\varphi_k \text{ кг/т}.$$

При  $V$ , например 30 км/ч,  $b_k = 46 \cdot 0,186 = 8,5$  кг/т. Если при такой скорости поезд заторможен на спуске 12‰, то его уд. сопротивление  $w_k$  около  $2,5 - 12 = -9,5$  кг/т. Согласно этому расчету, поезд не остановится, так как равнодействующая сила равна 1 кг/т и действует в сторону движения.

Напоминаем, что расчет относится к *средним* условиям.

**50. Тормозная сила и тормозной коэффициент поезда от действия контрпара.** Понятие о силе контрпара аналогично понятию о силе тяги, только сила контрпара направлена в сторону, противополож-

ную направлению движения локомотива. Так же, как и сила тяги, сила контрпара ограничена размерами машины, размерами котла и сцепным весом паровоза. При расчете силы контрпара принимаем во внимание только ограничение по машине и по сцепному весу; ограничение по котлу не учитываем в предположении кратковременного действия контрпара.

Сила контрпара  $B_n$  по машине на ободу движущих колес определяется формулой, аналогичной формуле  $F_k$  по машине:

$$B_n = M \xi_n \eta_n \text{ кг}, \quad (89)$$

где  $M$  — модуль силы тяги паровоза, — то же, что и при расчете силы тяги;  $\xi_n$  — индикаторный коэффициент контрпара, аналогичный  $\xi$ ;  $\eta_n$  — механический коэффициент полезного действия машины при контрпаре.

Для удобства расчетов действие контрпара заменяем действием добавочных фиктивных тормозных колодок, принимая, что:

$$B_n = M 2\varphi_k, \quad (90)$$

где  $\varphi_k$  — коэффициент трения колодки о бандаж. Иначе говоря, считаем, что  $\xi_n \eta_n = 2\varphi_k$ , что практически близко к истине. Заменой формулы 89 на формулу 90 мы вместо применения контрпара как бы нажали на бандажи сцепных колес добавочными тормозными колодками с суммарным нажатием  $2M$  кг. В действительности, силу контрпара можно получить несколько больше, чем дает расчетная формула 90.

Удельная тормозная сила контрпара (на 1 т веса поезда) равна:

$$b_n = \frac{B_n}{P+Q} = \frac{2M\varphi_k}{P+Q} \text{ кг/т}. \quad (91)$$

Подобно тому, как мы делали в предыдущем параграфе с действительными колодками, обозначим отношение воображаемого нажатия колодок  $2M$  кг к весу поезда  $1000(P+Q)$  через  $\vartheta_3$ , т. е.:

$$\frac{2M}{1000(P+Q)} = \vartheta_3, \quad (92)$$

где  $\vartheta_3$  — тормозной коэффициент контрпара. Тогда:

$$b_n = 1000 \vartheta_3 \varphi_k \text{ кг/т}. \quad (93)$$

Предел силы контрпара по сцеплению выражается формулой:

$$B_n \leq 1000 P_k \psi_k, \quad (94)$$

аналогичной формуле для предела силы тяги  $F_k$  по сцеплению, но коэффициент сцепления  $\psi_k$  при контрпаре принимается при расчетах равным  $1/9$ , чтобы гарантировать от заклинивания колес или вращения их в обратную сторону. В том случае, если одновременно нажимаются тормозные колодки на движущие оси и применяется контрпар, общая расчетная тормозная сила движущих колес паровоза не должна превосходить  $1/9$  его сцепного веса, выраженного в килограммах.

Пример. Определить тормозную силу контрпара  $B_n$  паровоза  $O^B$  при скорости  $V = 40$  км/ч и тормозной коэффициент контрпара  $\vartheta_3$ , если паровоз идет во главе состава весом  $800$  т:

$$M = 16\,000; \varphi_k = 0,168;$$

$$B_n = 2M \varphi_k = 2 \cdot 16\,800 \cdot 0,168 = 5\,640 \text{ кг},$$

что меньше предела по сцеплению, равного:  $1\,000 P_k \text{ ‰} =$

$$= 1\,000 \cdot 52,5 \cdot \text{‰} = 5\,840 \text{ кг}; \vartheta_3 = \frac{2M}{1\,000(P+Q)} =$$

$$= \frac{2 \cdot 16\,800}{1\,000(95+880)} = 0,038; b_n = 1\,000 \vartheta_3 \varphi_k = 38 \varphi_k = 6,4 \text{ кг/т}.$$

Очевидно, что если рассчитывать только на один контрпар, то этот поезд при  $V = 40$  может быть оставлен на спусках не круче

$$w + b_n = 3,5 + 6,4 = 9,9 \cong 10\text{‰}.$$

Сила контрпара, как правило, в расчет не вводится, с одной стороны, чтобы не узаконять этого вредного для паровоза способа торможения, а с другой стороны, чтобы оставить в руках машиниста некоторый запас тормозной силы.

**51. Тормозная сила поезда. Общее выражение.** Тормозная сила поезда

$$B = B_k + B_n \text{ кг}. \quad (95)$$

Уд. тормозная сила поезда (в килограммах на тонну веса поезда):

$$b = b_n + b_n = 1\,000(\vartheta_1 + \vartheta_2 + \vartheta_3) \varphi_k = 1\,000 \vartheta \varphi_k \text{ кг/т}, \quad (96)$$

где  $\vartheta$  — тормозной коэффициент поезда;

$$\vartheta = \vartheta_1 + \vartheta_2 + \vartheta_3 = \frac{X_s + X_n + 2M}{1\,000(P+Q)}. \quad (97)$$

Как уже выше указывалось, величина  $2M$  обычно отбрасывается.

Тормозной коэффициент поезда  $\vartheta$  — всегда дробь, меньшая единицы. В том случае, если все оси поезда — тормозные и коэффициент нажатия колодок  $\delta$  у всех одинаков, то  $\vartheta = \delta$ . Иначе говоря, наибольший возможный  $\vartheta$  при 100% тормозов в поезде, не происходит 0,8. Обычно он значительно меньше: в пассажирских поездах — не более 0,5, в товарных — не более 0,2. Если величину тормозного коэффициента  $\vartheta$  умножить на 100 т, то получим число тонн нажатия тормозных колодок на каждые 100 т веса поезда (с локомотивом). Например,  $\vartheta = 0,129$  означает, что на каждые 100 т веса поезда приходится 12,9 т нажатия тормозных колодок.

## ГЛАВА V

### УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ ПОЕЗДА И ЕГО ИНТЕГРИРОВАНИЕ

**52. Определения.** Под уравнением движения поезда понимается аналитическая зависимость между ускорением поезда (точнее, его центра тяжести) в его поступательном движении и теми силами, действующими на поезд, которые влияют на его поступательное ускорение, т. е. силой тяги, сопротивлением и тормозной силой.

Под интегрированием уравнения движения поезда понимается его преобразование в зависимости (аналитические или графические) между пройденным путем, протекшим временем, изменением скорости и действующей силой.

**53. Вывод уравнения движения поезда.** Наиболее простой и наглядный способ вывода этого уравнения следующий:

Ускорение свободно падающего тела, т. е. при действии силы в  $1\ m$  на массу весом  $u$  поверхности земли в  $1\ m$ , равно, как известно,  $9,81\ m/c^2$  (метров в секунду за секунду). Иначе говоря, за каждую секунду скорость этого тела увеличивается на  $9,81\ m/c$ . Очевидно, что за один час его скорость увеличивается на:  $9,81 \cdot 60 \cdot 60\ m/c$ , т. е. (переводя скорость „метры в секунду“ в „километры в час“) на:  $9,81 \cdot 60^2 \cdot 60^2\ m/ч = 9,81 \cdot 60^2 \cdot 60^2 : 1\ 000\ км/ч$ . Следовательно, ускорение тела при действии силы в  $1\ m$  на массу, весящую  $1\ m$ , равно в системе метр-секунда  $9,81\ m/c^2$ , а в системе километр-час:

$$\frac{9,81 \cdot 60^2 \cdot 60^2}{1\ 000} = 127\ 000\ км/ч^2.$$

Если же масса тела останется прежней, а сила уменьшится в  $1\ 000$  раз, т. е. если на каждую тонну веса тела действует сила в  $1\ кг$ , то ускорение будет.

$$\frac{127\ 000}{1\ 000} = 127\ км/ч^2.$$

Это ускорение имеет место в направлении действия силы независимо от того, действует ли сила вертикально, горизонтально или наклонно. Величина ускорения  $127\ км/ч$  была бы совершенно точна и для поезда при действии на каждую тонну его веса силы в  $1\ кг$ , если бы поезд не имел вращающихся масс (колесных пар, спарников у локомотива и т. п.), которые требуют силы не только для поступательного ускорения, но и для пропорционального ему вращательного ускорения. Поэтому ускорение поезда при действии на него силы в  $1\ кг/т$  меньше  $127\ км/ч^2$  и равно:

$$\zeta = \frac{127}{1 + \gamma} км/ч^2, \quad (98)$$

где  $\gamma$  есть поправка на ускорение вращающихся масс

Легко доказать, что:

$$\gamma = \frac{\sum \frac{J}{R^2}}{M}, \quad (99)$$

где  $M$  — масса поезда,  $\sum \frac{J}{R^2}$  — сумма полярных моментов инерции вращающихся частей (колесных пар), деленных на квадрат радиусов кругов катания колес.

Действительно, кинетическая энергия движущегося поезда равна

$$\frac{MV^2}{2} + \sum \frac{J\omega^2}{2} = \frac{MV^2}{2} + \sum \frac{JV^2}{2R^2} = \frac{V^2}{2} \left( M + \sum \frac{J}{R^2} \right),$$

где  $\omega$  — угловая скорость вращающихся масс, равная  $\frac{V}{R}$ . Следовательно поезд ведет себя в поступательном движении так, как если бы его масса была не  $M$ , а  $M + \sum \frac{J}{R^2}$ , т. е. больше в

$$\frac{M + \sum \frac{J}{R^2}}{M} = 1 + \frac{\sum \frac{J}{R^2}}{M} = 1 + \gamma \text{ раз.}$$

Если же масса в  $1 + \gamma$  раз больше, то ускорение должно быть в  $1 + \gamma$  раз меньше.

Подсчет  $\zeta$  по формулам 98 и 99 для разных типов подвижного состава дает следующие величины:

|                           |                     |                   |
|---------------------------|---------------------|-------------------|
| Товарные порожние вагоны: | $\zeta = 112 - 117$ | км/ч <sup>2</sup> |
| „ грузеные вагоны         | $\zeta = 121 - 123$ |                   |
| Пассажирские вагоны       | $\zeta = 121 - 122$ |                   |
| Паровозы (и тендера)      | $\zeta = 120 - 122$ | „                 |

Эти цифры приблизительны и несколько меняются в зависимости от размеров колесных пар и нагрузки на них. При всех расчетах, даже самых точных, можно принимать:

$$\zeta = 120 \text{ км/ч}^2, \quad (100)$$

т. е., если на поезд действует равнодействующая сила в  $1 \text{ кг/т}$  по направлению его движения (или против направления движения), то

ускорение (или замедление) поезда  $\frac{dV}{dt}$  равно  $120 \text{ км/ч}$  за час или  $\frac{120}{60} = 2 \text{ км/ч}$  за минуту, или  $\frac{120}{60 \cdot 60} = \frac{1}{30} \text{ км/ч}$  за секунду. Например,

если на поезд весом  $2000 \text{ т}$  действует равнодействующая сила  $2000 \text{ кг}$  в направлении его движения, т. е.  $1 \text{ кг/т}$ , и если скорость поезда в данный момент равна  $35 \text{ км/ч}$ , то через полминуты его скорость повысится до  $36 \text{ км/ч}$ , через минуту — до  $37 \text{ км/ч}$  и т. д. Наоборот, если скорость поезда за одну минуту возросла с  $35 \text{ км/ч}$  до  $37 \text{ км/ч}$ , то на поезд действовала сила  $1 \text{ кг/т}$  в направлении его движения; при этом мы предполагаем, что в течение этой минуты сила не менялась, если же сила менялась, то  $1 \text{ кг/т}$  есть величина той средней постоянной силы, которая произвела бы на поезд такое же конечное действие, как и действительная переменная сила.

УДУУТТ  
(ДІТТ)

Так как ускорение прямо пропорционально действующей силе, то ускорение поезда в километрах в час за час равно 120, умноженному на равнодействующую на поезд силу в килограммах на тонну его веса. Это и есть выраженное словами уравнение движения поезда.

В общем случае на поезд действуют силы  $F_k$ ,  $W_k$  и  $B$ .

Следовательно:

$$\frac{dV}{dt} = \zeta \frac{F_k - W_k - B}{P + Q} = \zeta (f_k - w_k - b) = \zeta (f_k - w_0 - i_k - 1000 \vartheta \varphi_k) \text{ км/ч}^2, \quad (101)$$

где  $f_k = \frac{F}{P + Q}$  есть уд. сила тяги на ободе движущих колес в килограммах на 1 т веса поезда. Ур-ние 101 есть ур-ние движения поезда в общем его виде. Ускорение поезда  $\frac{dV}{dt}$  — в километрах в час за час.

Обозначим ускорение в км/ч за час через  $A_u$ , в км/ч за минуту — через  $A_m$ , в км/ч за секунду — через  $A_c$ . Значки  $u, m, c$  напоминают, в каких единицах времени мы измеряем то время, к которому относим приращение скорости; приращение же скорости, так же как и скорость, мы всегда измеряем в км/ч. Очевидно:

$$A_u = 120 (f_k - w_k - b) \text{ км/ч}^2; \quad (102)$$

$$A_m = 2 (f_k - w_k - b) \text{ км/ч} \times \text{м}; \quad (103)$$

$$A_c = 1/30 (f_k - w_k - b) \text{ км/ч} \times \text{с}. \quad (104)$$

В этих ур-ниях  $f_k$  введено со знаком +, потому что для  $f_k$  положительным является направление, совпадающее с направлением движения поезда;  $w_k$  и  $b$  введены со знаком —, так как мы условились считать для них положительным направление, противоположное направлению движения поезда. В ур-ниях 102—104 равно нулю или  $b$  или  $f_k$ ; если регулятор закрыт и торможение отсутствует, то и  $f_k$  и  $b$  равны нулю.

Если мы имели дело не со всем поездом, а только с составом (без паровоза и тендера) или с частью состава, то совершенно так же, как выше мы говорили про ускорение поезда, можно сказать, что ускорение движения состава (или части состава) в километрах в час за час равно  $\zeta$ , умноженной на равнодействующую на состав (или часть состава) силу в килограммах на тонну веса состава (или рассматриваемой его части).

Очевидно, что ур-ния 102—104 для состава переписутся в следующем виде:

$$A_u = 120 \left( \frac{F_\partial}{Q} - w_0'' - i_k - \frac{X_s}{Q} \varphi_k \right) \text{ км/ч}^2; \quad (105)$$

$$A_m = 2 \left( \frac{F_\partial}{Q} - w_0'' - i_k - \frac{X_s}{Q} \varphi_k \right) \text{ км/ч} \times \text{м}; \quad (106)$$

$$A_c = 1/30 \left( \frac{F_\partial}{Q} - w_0'' - i_k - \frac{X_s}{Q} \varphi_k \right) \text{ км/ч} \times \text{с}. \quad (107)$$

54. Приложение ур-ния движения поезда к выводу формул, связывающих динамометрическую силу тяги  $F_\partial$  с действительной силой тяги на ободе  $F_k$ . Напишем ур-ние движения локомотива (с тендером)



как системы тел, заменяя действие состава силой  $F_\theta$ , действительно имеющей место между локомотивом и динамометрическим вагоном и измеряемой динамометром. Предполагаем, что локомотив в момент измерения  $F_\theta$  не тормозится.

$$\frac{dV}{dt} = \zeta \left( \frac{F_k}{P} - w_0' - i - w_r' - \frac{F_\theta}{P} \right).$$

В скобках—равнодействующая всех продольных сил, действующих на локомотив (с тендером) в килограммах на тонну его веса. Так как состав заменен нами силой  $F_\theta$  и вес его безразличен, то удельные силы мы относим не к весу поезда, а только к весу локомотива (с тендером). Если  $\zeta = 120 \text{ км/ч}^2$ , то

$$F_k = F_\theta + A_u \frac{P}{120} + P(w_0' + i + w_r'), \quad (108)$$

$$F_k = F_\theta + A_m \frac{P}{2} + P(w_0' + i + w_r'), \quad (109)$$

$$F_k = F_\theta + A_c \cdot 30P + P(w_0' + i + w_r'), \quad (110)$$

где

$$F_\theta + A_u \frac{P}{120} = F_\theta + A_m \frac{P}{2} = F_\theta + A_c \cdot 30P$$

очевидно равно  $F_n$ , так как

$$F_k = F_n + P(w_0 + i + w_r').$$

Очевидно, что если в пределах времени от  $t_0$  до  $t_1$  сек.  $A_c$  оставалось постоянным (или может быть принято постоянным, если силы менялись очень мало), то

$$A_c = \frac{V_1 - V_0}{(t_1 - t_0)_c}$$

где  $V_0$  и  $V_1$ —скорости в моменты времени  $t_0$  и  $t_1$ .

Тогда

$$F_k = F_\theta + P \left( 30 \frac{V_1 - V_0}{(t_1 - t_0)_c} + w_0' + i + w_r' \right), \quad (111)$$

$$F_n = F_\theta + 30 \frac{V_1 - V_0}{(t_1 - t_0)_c} \cdot P. \quad (112)$$

Если, например,  $P = 150 \text{ т}$ , то при изменении скорости  $\pm n \text{ км/ч}$  за полминуты  $F_n = F_\theta \pm 150 n$ .

Выведем другую зависимость между  $F_k$  и  $F_\theta$ , в которую не входит ускорение поезда ни в явном, ни в неявном виде.

Представим себе, что в общем случае динамометр, показывающий силу  $F_\theta$ , помещен среди состава. Вес части состава перед динамометром  $Q_1$ , вес части состава за динамометром  $Q_2$ , вес всего состава:  $Q = Q_1 + Q_2$ , вес локомотива (с тендером)  $P$ .

Разделим мысленно поезд на две части весом  $P + Q_1$  и  $Q_2$  и напишем для каждой части уравнение движения. Предполагаем, что обе части поезда не тормозятся.

Для передней части

$$\frac{dV}{dt} = \zeta \left( \frac{F_k}{P+Q_1} - \frac{Pw_0'}{P+Q_1} - \frac{Qw_0''}{P+Q_1} - i - w_r - \frac{F_\partial}{P+Q_1} \right).$$

Для задней части:

$$\frac{dV}{dt} = \zeta \left( \frac{F_\partial}{Q_2} - w_0'' - i - w_r \right).$$

Предполагаем, что обе части поезда находятся на одинаковом уклоне, что  $w_r$  для обеих частей одинаково, что  $\zeta$  для обеих частей одинаково и что  $w_0''$  для  $Q_1$  и  $Q_2$  одинаково. Если ускорение обеих частей поезда одинаково, то из вышенаписанных двух уравнений следует:

$$F_k = F_\partial \frac{P+Q}{Q_2} + P(w_0' - w_0''),$$

или

$$F_\partial = F_k \frac{Q_2}{P+Q} - \frac{PQ_2}{P+Q} (w_0' - w_0''). \quad (113)$$

Если, как обычно, динамометр измеряет силу на крюке локомотива (тендера), то  $Q = Q_2$  и

$$F_k = F_\partial \frac{P+Q}{Q} + P(w_0' - w_0''). \quad (114)$$

**55. Приложение ур-ния движения поезда к определению силы по сцепному прибору.** Совершенно так же, как была выведена формула 113 для действительной силы по сцепному прибору в частном случае отсутствия торможения и одинакового сопротивления всего состава, может быть выведена более общая формула для силы по сцепному прибору.

Обозначим:

$P+Q_1$  и  $Q_2$  — веса первой и второй частей поезда, между которыми определяется сила по сцепному прибору  $F_\partial$ ;

$w_{01}''$  и  $w_{02}''$  — уд. сопротивления на прямой горизонтали вагонов первой и второй частей поезда;

$i_1$  и  $i_2$  — уклоны, на которых находятся первая и вторая части поезда;

$w_{r1}$  и  $w_{r2}$  — уд. сопротивления от кривых первой и второй частей поезда;

$X_1$  и  $X_2$  — суммы нажатий тормозных колодок первой и второй частей поезда.

Разделим мысленно поезд на две части и напишем для каждой части ур-ние движения.

Для передней части:

$$\frac{dV}{dt} = \left( \frac{F_k}{P+Q_1} - \frac{Pw_0'}{P+Q_1} - \frac{Q_1 w_{01}''}{P+Q_1} - i_1 - w_{r1} - \frac{X_1}{P+Q_1} - \frac{F_\partial}{P+Q_1} \right),$$

Для задней части:

$$\frac{dV}{dt} = \zeta \left( \frac{F_\partial}{Q_2} - w_{02}'' - i_2 - w_{r2} - \frac{X_2}{Q_2} \right).$$

Предполагаем, что ускорение обеих частей поезда одинаково, следовательно, усилие по сцепному прибору передается без ударов.

Так как  $\zeta$  можно принять одинаковым, то, приравнивая правые части вышеописанных двух уравнений, получаем:

$$F_{\partial} = F_k \frac{Q_2}{P+Q} - \frac{PQ_2}{P+Q} (w_{01}' - w_{02}'') - \frac{Q_1 Q_2}{P+Q} (w_{01}'' - w_{02}'') - \\ - \frac{(P+Q)Q_2}{P+Q} (i_1 - i_2) - \frac{(P+Q)Q_2}{P+Q} (w_{r1} - w_{r2}) - \varphi_k \frac{X_1 Q_2 - X_2 (P+Q)}{P+Q} \quad (115)$$

**56. Аналитическое интегрирование уравнения движения поезда.** В уравнении движения поезда  $\frac{dV}{dt} = 120(f_k - w_k - b)$  величины  $f_k$ ,  $w_k$  и  $b$  суть функции скорости, следовательно, это уравнение есть зависимость ускорения от скорости:

$$\frac{dV}{dt} = f(V).$$

Интегрируя это дифференциальное уравнение, мы можем получить зависимости:

$$V = f(t), \quad V = f(s) \quad \text{и} \quad t = f(s)$$

и таким образом определить скорость поезда в любой момент времени, скорость в любой точке профиля и время, в течение которого поезд достигает этой точки.

Первый интеграл дифференциального уравнения:

$$dt = \frac{dV}{120(f_k - w_k - b)} = \frac{dV}{f(V)}, \quad (116)$$

в пределах времени  $t_n$  и  $t_{n+1}$  и соответствующих этим моментам времени пределах скорости  $V_n$  и  $V_{n+1}$  имеет вид:

$$\int_{t_n}^{t_{n+1}} dt = t_{n+1} - t_n = \int_{V_n}^{V_{n+1}} \frac{dV}{f(V)} = \frac{1}{120} \int_{V_n}^{V_{n+1}} \frac{dV}{f_k - w_k - b}, \quad (117)$$

т. е.  $V = f(t)$ .

Даже в том случае, если бы мы имели аналитическую зависимость  $f_k = f(V)$  (а мы имеем только графическую зависимость), интеграл 117 можно было бы взять без особых затруднений только при некоторых видах функции  $f_k - w_k - b = f(V)$ . Практически же аналитическим интегрированием стоит заниматься только в том случае, если сила  $f_k - w_k - b$  в пределах интеграла, т. е. скоростей  $V_n$  и  $V_{n+1}$  — постоянна или может быть принята постоянной. В этом случае, очевидно:

$$(t_{n+1} - t_n)_u = \frac{V_{n+1} - V_n}{120(f_k - w_k - b)_{n, n+1}} u; \quad (118)$$

$$(t_{n+1} - t_n)_m = \frac{V_{n+1} - V_n}{2(f_k - w_k - b)_{n, n+1}} m; \quad (119)$$

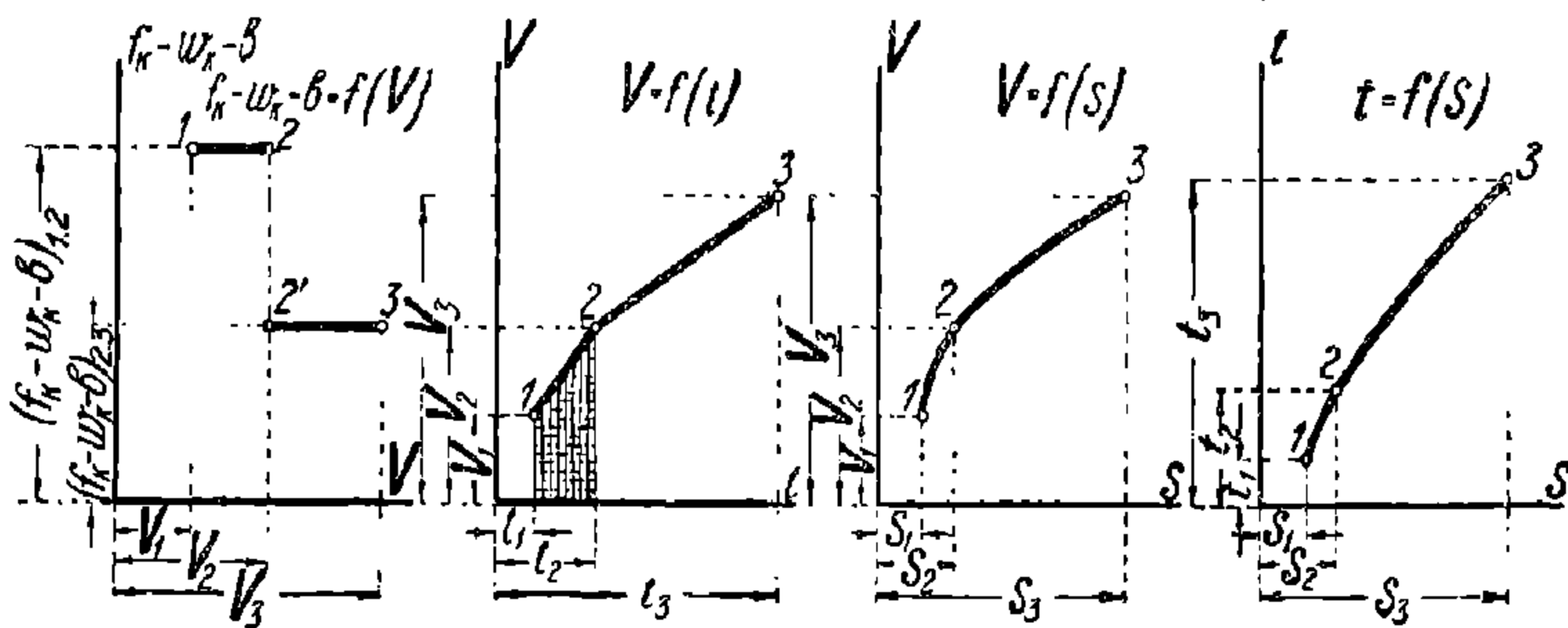
$$(t_{n+1} - t_n)_c = \frac{30(V_{n+1} - V_n)}{(f_k - w_k - b)_n} c. \quad (120)$$

Для состава формула 120 принимает вид:

$$(t_{n+1} - t_n)_c = \frac{30 (V_{n+1} - V_n)}{\left(\frac{F_d}{Q} - w_0'' - t_k - \frac{X_e}{Q} \varphi_k\right)_{n, n+1}} c. \quad (121)$$

Уравнения 118—121 суть уравнения прямой линии, следовательно, зависимость  $V = f(t)$  графически выражается отрезком прямой линии в тех пределах скорости  $V$ , в которых сила—постоянная.

Пример (фиг. 113, первый и второй графики). В момент времени  $t_1 = 23$  с скорость поезда  $V_1 = 10$  км/ч. На поезд действует положительная сила, постоянная в пределах от  $V_1 = 10$  км/ч до  $V_2 = 20$  км/ч и равная  $(f_k - w_k - b)_{1,2} = +8$  кг/т. По достижении скорости  $V_2 = 20$  км/ч сила падает до  $(f_k - w_k - b)_{2,3} = +4$  кг/т и



Фиг. 113. Удельная сила в функции скорости, скорость в функции времени, скорость в функции пути и время в функции пути.

остается постоянной до достижения скорости  $V_3 = 35$  км/ч. Определить моменты времени  $t_2$  и  $t_3$ , соответствующие скоростям поезда  $V_2$  и  $V_3$ .

По формуле 120:

$$t_2 = \frac{30 (20 - 10)}{8} + t_1 = 37,5 + 23 = 60,5 \text{ с};$$

$$t_3 = \frac{30 (35 - 20)}{4} + t_2 = 112,5 + 60,5 = 173 \text{ с}.$$

Для получения зависимости  $V = f(s)$  умножим обе части уравнения 116 на  $V$ :

$$V dt = ds = \frac{V dV}{120 (f_k - w_k - b)} = \frac{V dV}{f(V)}. \quad (122)$$

и берем интеграл этого дифференциального уравнения в пределах пути  $s_n$  и  $s_{n+1}$  и соответствующих этим точкам пути пределах скорости  $V_n$  и  $V_{n+1}$ :

$$\int_{s_n}^{s_{n+1}} ds = s_{n+1} - s_n = \int_{V_n}^{V_{n+1}} \frac{V dV}{120 (f_k - w_k - b)} = \int_{V_n}^{V_{n+1}} \frac{V dV}{f(V)},$$

т. е.  $V = f(s)$ . (123)

Об интеграле 123 можно сказать то же, что было сказано выше об интеграле 117, только взять его аналитически еще труднее. Если

сила  $f_k - w_k - b$  в пределах интеграла, т. е. в пределах скоростей  $V_n$  и  $V_{n+1}$  — постоянна или может быть принята постоянной, то интеграл берется просто, а именно:

$$(s_{n+1} - s_n)_{KM} = \frac{1}{120 (f_k - w_k - b)_{n, n+1}} \int_{V_n}^{V_{n+1}} V dV = \frac{V_{n+1}^2 - V_n^2}{240 (f_k - w_k - b)_{n, n+1}} =$$

$$= \frac{4,17 (V_{n+1}^2 - V_n^2)}{(1000 (f_k - w_k - b)_{n, n+1}} \text{ км}, \quad (124)$$

или:

$$(s_{n+1} - s_n)_M = \frac{100 (V_{n+1}^2 - V_n^2)}{24 (f_k - w_k - b)_{n, n+1}} = \frac{4,17 (V_{n+1}^2 - V_n^2)}{(f_k - w_k - b)_{n, n+1}} \text{ м}. \quad (125)$$

Для состава формула 125 принимает вид:

$$(s_{n+1} - s_n)_M = \frac{4,17 (V_{n+1}^2 - V_n^2)}{\left( \frac{F_{\partial}}{Q} - w_0'' - i_k - \frac{X_{\partial}}{Q} \varphi_k \right)_{n, n+1}} \text{ м}. \quad (126)$$

Уравнения 124—126 суть уравнения параболы с осью, параллельной оси  $s$ ; следовательно, зависимость  $V = f(s)$  графически выражается отрезком параболы с осью, параллельной оси  $s$ , в тех пределах  $V$ , в которых сила постоянна.

Формулы 124—126 правильны не только при постоянной силе в пределах от  $V_n$  до  $V_{n+1}$ , но и при силе, связанной со скоростью линейной зависимостью, т. е. зависимостью вида  $f_k - w_k - b = a + \beta V$ , при чем в этом случае под величиной  $(f_k - w_k - b)_{n, n+1}$  следует подразумевать силу, соответствующую средневзвешенной скорости, определяемой по формуле:

$$V_{n, n+1} = \frac{\int_{s_n}^{s_{n+1}} V ds}{s_{n+1} - s_n} \quad (127)$$

Действительно, представим формулу 125 в виде:

$$(s_{n+1} - s_n) (f_k - w_k - b)_{n, n+1} = 4,17 (V_{n+1}^2 - V_n^2).$$

Предположим, что сила  $f_k - w_k - b$  непостоянна, т. е. зависимость  $f_k - w_k - b = f(s)$  не представляется прямой линией, параллельной оси  $s$ . Разделим кривую  $f_k - w_k - b = f(s)$  на ряд элементов, соответствующих элементам пути  $ds$ , на которых в пределе силу можно считать постоянной, и сложим все элементарные формулы. Квадраты всех промежуточных скоростей сократятся и получим:

$$\int_{s_n}^{s_{n+1}} (f_k - w_k - b)_{n, n+1} ds = 4,17 (V_{n+1}^2 - V_n^2),$$

или:

$$\int_{s_n}^{s_{n+1}} (a + \beta V) ds = a (s_{n+1} - s_n) + \beta \int_{s_n}^{s_{n+1}} V ds = 4,17 (V_{n+1}^2 - V_n^2),$$

т. е. приходим к формулам 125 и 127.

Продолжая предыдущий пример, определим точки пути  $s_2$  и  $s_3$ , в которых скорость поезда равна  $V_2 = 20$  км/ч и  $V_3 = 35$  км/ч,

читая, что к моменту времени  $t_1 = 23$  с поезд прошел путь  $s_1 = 230$  м (фиг. 113, третий график).

По формуле 125:

$$s_2 = \frac{100 (20^2 - 10^2)}{24 \cdot 8} + s_1 = 156 + 230 = 386 \text{ м};$$

$$s_3 = \frac{100 (35^2 - 20^2)}{24 \cdot 4} + s_2 = 859 + 386 = 1245 \text{ м}.$$

Зависимость  $t = f(s)$  можно получить двояким путем: 1) исключая  $V$  из найденных зависимостей  $V = f(t)$  (форм. 117) и  $V = f(s)$  (форм. 123), или, 2) взяв интеграл найденной зависимости  $V = f(t)$ , но предварительно представив ее в виде дифференциального уравнения:

$$V = \frac{ds}{dt} = f(t),$$

или:

$$ds = f(t) dt.$$

Интеграл этого уравнения, являющийся вторым интегралом основного уравнения  $dt = \frac{dV}{f(V)}$ , в пределах времени от  $t_n$  до  $t_{n+1}$  и в соответствующих этим моментам времени пределах пути  $s_n$  и  $s_{n+1}$  есть:

$$s_{n+1} - s_n = \int_{t_n}^{t_{n+1}} V dt = \int_{t_n}^{t_{n+1}} f(t) dt. \quad (128)$$

Очевидно, что  $\int_{t_n}^{t_{n+1}} V dt$  графически есть площадь между кривой

$V = f(t)$  (фиг. 113, второй график), осью  $t$  и ординатами, соответствующими  $t_n$  и  $t_{n+1}$ .

Если в пределах интеграла сила постоянна, то  $V$  есть линейная функция  $t$ , кривая  $V = f(t)$  есть отрезок прямой, а  $s_{n+1} - s_n$  измеряется заштрихованной площадью, равной:

$$(s_{n+1} - s_n)_{км} = \frac{(t_{n+1} - t_n)_{с} (V_n + V_{n+1})}{2} \text{ км}; \quad (129)$$

$$(s_{n+1} - s_n)_{км} = \frac{(t_{n+1} - t_n)_{с} (V_n + V_{n+1})}{120} \text{ км}; \quad (130)$$

$$(s_{n+1} - s_n)_{м} = \frac{100 (t_{n+1} - t_n)_{с} (V_n + V_{n+1})}{12} \text{ м}; \quad (131)$$

$$(s_{n+1} - s_n)_{м} = \frac{(t_{n+1} - t_n)_{с} (V_n + V_{n+1})}{7,2} \text{ м}; \quad (132)$$

Формулы 129 — 132 являются следствием формул 118, 119, 120, 124 и 125 и легко из них выводятся.

Формулы 129 — 132 являются уравнениями параболы с осью, параллельной оси  $s$ ; следовательно, зависимость  $t = f(s)$  графически

Путь (в метрах), на котором изменяется скорость на 5 км/ч под действием течения которого происходит изменение скорости на 5 км/ч

| $V_{n+1} - V_n$<br>км/ч | 0-5 | 5-10 | 10-15 | 15-20 | 20-25 | 25-30 | 30-35 | 35-40 | 40-45 | 45-50 |
|-------------------------|-----|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 1                       | 104 | 312  | 521   | 729   | 937   | 1 146 | 1 354 | 1 563 | 1 771 | 1 979 |
| 2                       | 52  | 156  | 260   | 365   | 469   | 573   | 677   | 781   | 885   | 990   |
| 3                       | 35  | 104  | 174   | 243   | 312   | 382   | 451   | 521   | 590   | 660   |
| 4                       | 26  | 78   | 130   | 182   | 234   | 287   | 338   | 391   | 443   | 495   |
| 5                       | 21  | 63   | 104   | 146   | 187   | 229   | 271   | 312   | 354   | 396   |
| 6                       | 17  | 52   | 87    | 122   | 156   | 191   | 226   | 260   | 395   | 330   |
| 7                       | 15  | 45   | 74    | 101   | 134   | 164   | 193   | 223   | 253   | 283   |
| 8                       | 13  | 39   | 65    | 91    | 117   | 144   | 169   | 195   | 221   | 248   |
| 9                       | 12  | 35   | 57    | 81    | 104   | 128   | 150   | 174   | 197   | 220   |
| 10                      | 10  | 31   | 52    | 73    | 94    | 115   | 135   | 156   | 177   | 198   |
| 11                      | 9   | 28   | 47    | 66    | 85    | 104   | 123   | 142   | 161   | 180   |
| 12                      | 9   | 26   | 43    | 61    | 78    | 95    | 113   | 130   | 148   | 165   |
| 13                      | 8   | 24   | 40    | 56    | 72    | 88    | 104   | 120   | 136   | 152   |
| 14                      | 7   | 22   | 37    | 52    | 67    | 82    | 97    | 112   | 126   | 141   |
| 15                      | 7   | 21   | 35    | 49    | 62    | 76    | 90    | 104   | 118   | 132   |
| 16                      | 6   | 20   | 33    | 45    | 59    | 72    | 85    | 98    | 111   | 124   |
| 17                      | 6   | 18   | 31    | 43    | 55    | 67    | 80    | 92    | 104   | 116   |
| 18                      | 6   | 17   | 29    | 41    | 52    | 64    | 75    | 87    | 98    | 110   |
| 19                      | 5   | 16   | 27    | 39    | 49    | 60    | 71    | 82    | 93    | 104   |
| 20                      | 5   | 16   | 26    | 37    | 47    | 57    | 68    | 78    | 88    | 99    |
| 21                      | 5   | 15   | 25    | 35    | 45    | 55    | 64    | 74    | 84    | 94    |
| 22                      | 5   | 14   | 24    | 33    | 43    | 52    | 62    | 71    | 81    | 90    |
| 23                      | 5   | 14   | 23    | 32    | 41    | 50    | 59    | 68    | 77    | 86    |
| 24                      | 4   | 13   | 22    | 30    | 39    | 48    | 56    | 65    | 74    | 82    |

ТАБЛИЦА 13

постоянной силы (в кг/т, по формуле 125 или 126), и время (в секундах), в под действием той же силы (по формуле 120 или 121)

| 50—55 | 55—60 | 60—65 | 65—70 | 70—75 | 75—80 | 80—85 | 85—90 | 90—95 | 95—100 | 100—105 | 105—110 | кг/т | Секунд на изменение скорости на 5 км/ч |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|---------|---------|------|--|
| 2 187 | 2 396 | 2 604 | 2 813 | 3 021 | 3 229 | 3 437 | 3 646 | 3 854 | 4 062  | 4 271   | 4 479   | 1    | 150                                    |
| 1 094 | 1 198 | 1 302 | 1 406 | 1 510 | 1 614 | 1 719 | 1 823 | 1 927 | 2 031  | 2 135   | 2 240   | 2    | 75                                     |
| 729   | 759   | 868   | 938   | 1 007 | 1 076 | 1 146 | 1 215 | 1 285 | 1 354  | 1 424   | 1 493   | 3    | 50                                     |
| 547   | 599   | 651   | 703   | 755   | 807   | 859   | 912   | 963   | 1 016  | 1 068   | 1 120   | 4    | 37,5                                   |
| 437   | 479   | 521   | 563   | 604   | 646   | 687   | 729   | 771   | 813    | 854     | 896     | 5    | 30                                     |
| 365   | 399   | 434   | 469   | 503   | 538   | 573   | 608   | 642   | 677    | 712     | 747     | 6    | 25                                     |
| 313   | 342   | 372   | 402   | 431   | 461   | 491   | 521   | 551   | 580    | 610     | 640     | 7    | 21,5                                   |
| 273   | 300   | 325   | 352   | 378   | 404   | 430   | 456   | 482   | 508    | 534     | 560     | 8    | 18,7                                   |
| 243   | 266   | 289   | 313   | 336   | 353   | 382   | 405   | 428   | 451    | 474     | 498     | 9    | 16,7                                   |
| 219   | 240   | 260   | 281   | 302   | 323   | 344   | 365   | 385   | 406    | 427     | 448     | 10   | 15                                     |
| 199   | 218   | 237   | 256   | 275   | 294   | 312   | 331   | 350   | 369    | 388     | 407     | 11   | 13,6                                   |
| 182   | 200   | 217   | 234   | 252   | 269   | 286   | 304   | 321   | 339    | 356     | 373     | 12   | 12,5                                   |
| 168   | 184   | 200   | 216   | 232   | 248   | 264   | 280   | 297   | 313    | 329     | 345     | 13   | 11,5                                   |
| 156   | 171   | 186   | 201   | 216   | 231   | 246   | 260   | 275   | 290    | 305     | 320     | 14   | 10,7                                   |
| 146   | 160   | 174   | 188   | 201   | 215   | 229   | 243   | 257   | 271    | 285     | 299     | 15   | 10                                     |
| 137   | 150   | 163   | 176   | 189   | 202   | 215   | 228   | 241   | 254    | 267     | 280     | 16   | 9,4                                    |
| 129   | 141   | 153   | 165   | 178   | 190   | 202   | 214   | 227   | 239    | 251     | 263     | 17   | 8,8                                    |
| 122   | 133   | 145   | 156   | 168   | 179   | 191   | 203   | 216   | 226    | 237     | 249     | 18   | 8,3                                    |
| 115   | 126   | 137   | 148   | 159   | 170   | 181   | 192   | 203   | 214    | 225     | 236     | 19   | 7,9                                    |
| 109   | 120   | 130   | 141   | 151   | 162   | 172   | 182   | 193   | 203    | 213     | 224     | 20   | 7,5                                    |
| 104   | 114   | 124   | 134   | 144   | 154   | 164   | 174   | 184   | 193    | 203     | 213     | 21   | 7,1                                    |
| 99    | 109   | 118   | 128   | 137   | 147   | 156   | 166   | 175   | 185    | 194     | 204     | 22   | 6,8                                    |
| 95    | 104   | 113   | 122   | 131   | 140   | 150   | 159   | 168   | 177    | 186     | 195     | 23   | 6,5                                    |
| 91    | 100   | 109   | 117   | 126   | 135   | 143   | 152   | 161   | 169    | 178     | 187     | 24   | 6,2                                    |



| $V_{n+1} - V_n$<br>км/ч |     |      |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
|-------------------------|-----|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $f_k - w_k - b$<br>кг/т | 0-5 | 5-10 | 10-15 | 15-20 | 20-25 | 25-30 | 30-35 | 35-40 | 40-45 | 45-50 | 50-55 |
| 25                      | 4   | 13   | 21    | 29    | 37    | 46    | 54    | 63    | 71    | 79    | 87    |
| 26                      | 4   | 12   | 20    | 28    | 36    | 40    | 52    | 60    | 68    | 76    | 84    |
| 27                      | 4   | 12   | 19    | 27    | 35    | 42    | 50    | 58    | 66    | 73    | 81    |
| 28                      | 4   | 11   | 19    | 26    | 33    | 41    | 48    | 56    | 63    | 71    | 78    |
| 29                      | 4   | 11   | 18    | 25    | 32    | 40    | 47    | 54    | 61    | 68    | 75    |
| 30                      | 4   | 10   | 17    | 24    | 31    | 39    | 45    | 52    | 59    | 66    | 73    |
| 35                      | 3   | 9    | 15    | 21    | 27    | 32    | 39    | 45    | 51    | 56    | 63    |
| 40                      | 3   | 8    | 13    | 18    | 23    | 29    | 34    | 39    | 44    | 49    | 55    |
| 45                      | 2   | 7    | 12    | 16    | 21    | 25    | 30    | 35    | 39    | 44    | 49    |
| 50                      | 2   | 6    | 10    | 15    | 19    | 23    | 27    | 31    | 35    | 40    | 44    |
| 55                      | 2   | 6    | 9     | 13    | 17    | 21    | 25    | 28    | 32    | 36    | 40    |
| 60                      | 2   | 5    | 9     | 13    | 16    | 19    | 23    | 26    | 29    | 33    | 37    |
| 65                      | 2   | 5    | 8     | 11    | 14    | 18    | 21    | 24    | 27    | 30    | 34    |
| 70                      | 2   | 4    | 7     | 10    | 13    | 16    | 19    | 22    | 25    | 28    | 31    |
| 75                      | 1   | 4    | 7     | 10    | 12    | 15    | 18    | 21    | 24    | 26    | 29    |
| 80                      | 1   | 4    | 7     | 9     | 12    | 14    | 17    | 19    | 22    | 25    | 27    |
| 85                      | 1   | 4    | 6     | 9     | 11    | 13    | 16    | 18    | 21    | 23    | 26    |
| 90                      | 1   | 4    | 6     | 8     | 10    | 13    | 15    | 17    | 20    | 22    | 24    |
| 95                      | 1   | 3    | 6     | 8     | 10    | 12    | 14    | 16    | 19    | 21    | 23    |
| 100                     | 1   | 3    | 5     | 7     | 0     | 12    | 13    | 16    | 18    | 20    | 22    |

Пример 1. Под действием силы в 8 кг/т, направленной в сторону движения в течение 18,7 сек.

Пример 2. Под действием силы в 6 кг/т, направленной в сторону, против 10 км/ч на протяжении:  $122 + 87 = 209$  м, в течение:  $25 + 25 = 50$  сек.

Пример 3. При скорости в 15 км/ч поезд заторможен, при чем: при изменении (поезда), при изменении скорости от 10 км/ч до 5 км/ч действовала сила Путь, пройденный поездом до остановки, равен:  $87 + 45 + 12 = 144$  м, в течение

Пример 4. Скорость поезда упала с 10 км/ч до нуля в течение 60 сек

УДМУТТ  
(ДИТ)

(Продолжение)

| 55—60 | 60—65 | 65—70 | 70—75 | 75—80 | 80—85 | 85—90 | 90—95 | 95—100 | 100—105 | 105—110 | кг/т | Секунд на изменение скорости на 5 км/ч |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|---------|---------|------|--|
| 96    | 104   | 113   | 121   | 129   | 137   | 146   | 154   | 163    | 171     | 179     | 25   | 6                                      |
| 92    | 100   | 108   | 116   | 124   | 132   | 140   | 143   | 156    | 164     | 172     | 26   | 5,8                                    |
| 89    | 97    | 104   | 112   | 120   | 127   | 135   | 143   | 151    | 158     | 166     | 27   | 5,6                                    |
| 86    | 93    | 100   | 108   | 115   | 123   | 130   | 138   | 145    | 153     | 160     | 28   | 5,4                                    |
| 83    | 90    | 97    | 104   | 111   | 119   | 126   | 133   | 140    | 147     | 155     | 29   | 5,2                                    |
| 80    | 87    | 94    | 101   | 108   | 115   | 122   | 128   | 135    | 142     | 149     | 30   | 5                                      |
| 68    | 74    | 80    | 86    | 92    | 98    | 104   | 110   | 116    | 122     | 128     | 35   | 4,3                                    |
| 60    | 65    | 70    | 76    | 81    | 86    | 91    | 96    | 102    | 107     | 112     | 40   | 3,7                                    |
| 53    | 58    | 63    | 67    | 72    | 76    | 81    | 86    | 90     | 95      | 100     | 45   | 3,3                                    |
| 48    | 52    | 56    | 60    | 65    | 69    | 73    | 77    | 81     | 85      | 90      | 50   | 3                                      |
| 44    | 47    | 51    | 55    | 59    | 63    | 66    | 70    | 74     | 78      | 81      | 55   | 2,7                                    |
| 40    | 43    | 47    | 50    | 54    | 57    | 61    | 64    | 68     | 71      | 75      | 60   | 2,5                                    |
| 37    | 40    | 43    | 46    | 50    | 53    | 56    | 59    | 63     | 66      | 69      | 65   | 2,3                                    |
| 34    | 37    | 40    | 43    | 46    | 49    | 52    | 55    | 58     | 61      | 64      | 70   | 2,1                                    |
| 32    | 35    | 38    | 40    | 43    | 46    | 49    | 51    | 54     | 57      | 60      | 75   | 2                                      |
| 30    | 33    | 35    | 38    | 40    | 43    | 46    | 48    | 51     | 53      | 56      | 80   | 1,9                                    |
| 28    | 31    | 33    | 36    | 38    | 40    | 43    | 45    | 48     | 50      | 53      | 85   | 1,8                                    |
| 27    | 29    | 31    | 34    | 36    | 38    | 40    | 43    | 45     | 48      | 50      | 90   | 1,7                                    |
| 25    | 27    | 30    | 32    | 34    | 36    | 38    | 41    | 43     | 45      | 47      | 95   | 1,6                                    |
| 24    | 26    | 28    | 30    | 32    | 34    | 36    | 39    | 41     | 43      | 45      | 100  | 1,5                                    |

поезда, скорость увеличивается от 30 км/ч до 35 км/ч на протяжении 169 м

положную направлению движения поезда, скорость уменьшается от 20 км/ч до

ени скорости от 15 км/ч до 10 км/ч действовала сила в 6 кг/т (против дви- в 7 кг/т, а при изменении скорости от 5 км/ч до 0 действовала сила в 9 кг/т.

$25 + 21,5 + 16,7 = 63,2$  сек.

Какая постоянная сила действовала на поезд? Ответ: 5 кг/т.

НЕ  
УДУНТ  
(ДИТ)

изображается отрезком параболы, с осью, параллельной оси  $s$ , в тех пределах  $V$ , в которых сила постоянна.

Продолжим наш пример и определим  $s_2$  и  $s_3$  с помощью формулы 132 (фиг. 113, четвертый график):

$$s_2 = \frac{37,5(10 + 20)}{7,2} + s_1 = 156 + 230 = 386 \text{ м.}$$

$$s_3 = \frac{112,5(20 + 35)}{7,2} + s_2 = 859 + 386 = 1245 \text{ м.}$$

Формулы 120, 125 и 132 представлены в виде таблицы 13, с помощью которой можно было бы решить весь первый пример в настоящем параграфе (фиг. 113), не прибегая к вычислениям. Таблица вычислена с интервалами скорости через 5 км/ч. На практике никогда не возникает надобности в более мелких интервалах.

Для примера практического пользования этой таблицей решим следующую задачу:

На затяжном подъеме в 12<sup>0</sup>/<sub>00</sub> ночью идет поезд на ручных тормозах со скоростью 10 км/ч. Часть состава обрывается. Определить, через сколько времени и на каком расстоянии от пункта обрыва скорость оторвавшейся части достигнет 40 км/ч вниз, в предположении, что тормозильщики соскочили, не успев затормозить ни одного вагона.

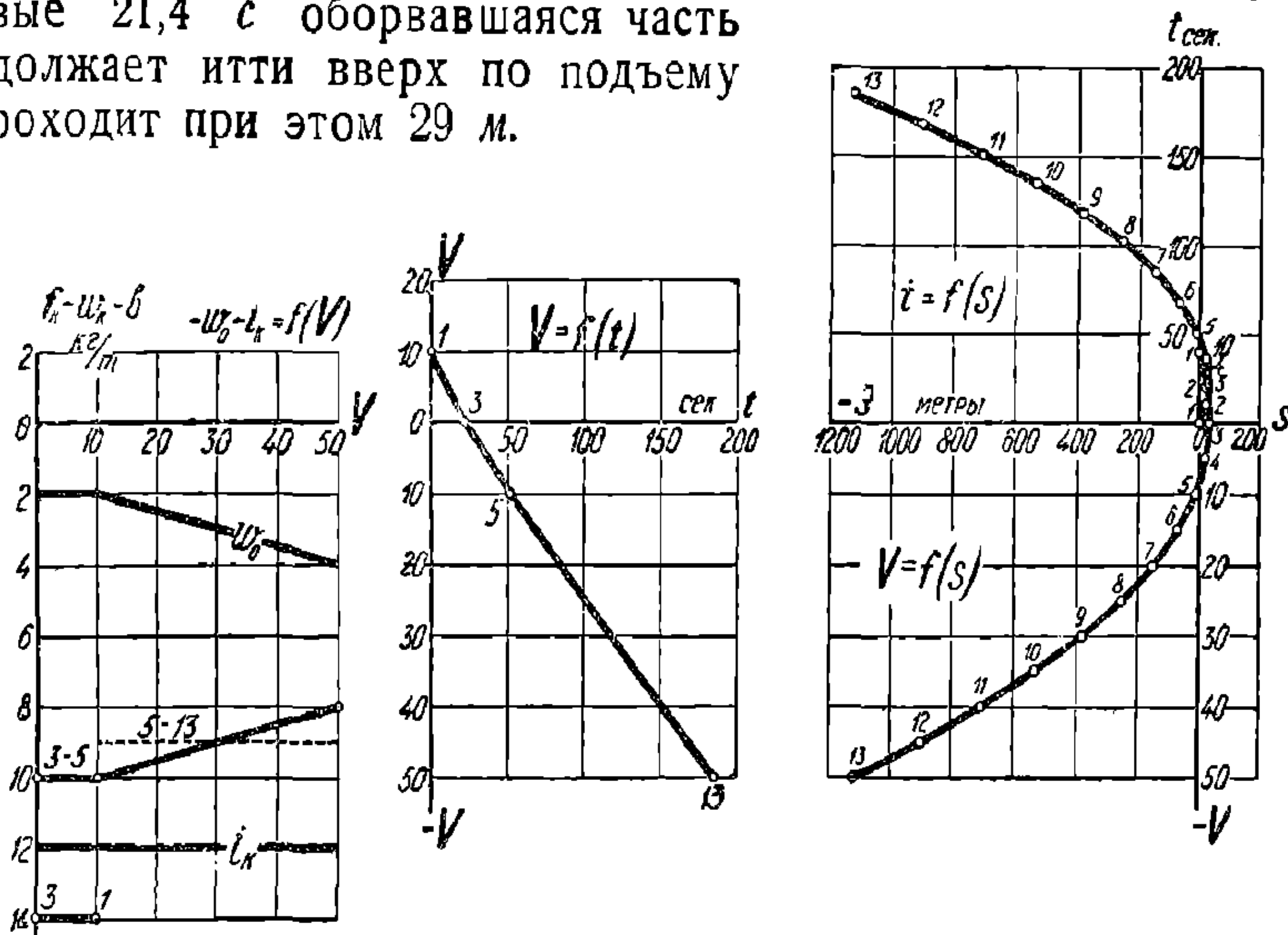
Для ясности, все происходящее с оторвавшимися вагонами изображено графически на фиг. 114. За положительное направление принято направление движения поезда. На левом графике изображены действующие силы в функции  $V$ :  $w_0 = 2$  кг/т в пределах от  $V = 0$  до  $V = 10$ ,  $w_0 = 1,5 + 0,05 V$  кг/т и  $i = 12$  кг/т. В момент  $t_1 = 0$  (момент обрыва)  $V_1 = +10$  км/ч,  $s_1 = 0$ ,  $f_k - w_k - b = -w_0 - i = -14$  кг/т. В моменты  $t_2$  и  $t_3$   $V = +5$  км/ч и  $V_3 = 0$  км/ч,  $-w_0 - i = -14$  кг/т.

В момент  $t_3$  сила  $w_0$  меняет свое направление и от момента  $t_3$  до момента  $t_5$  сила  $-w_0 - i = +2 - 12 = -10$  кг/т. В момент  $t_5$   $V_5 = -10$  км/ч. Далее  $-w_0$  возрастает и к моменту  $t_{13}$  при  $V = -50$  км/ч  $-w_0 - i = -8$  кг/т. Заменяем переменную силу  $-w_0 - i$  в пределах от  $V = -10$  до  $V = -50$  средней постоянной силой  $\frac{-10 + (-8)}{2} = -9$  кг/т. Такая замена практически дает незначи-

тельную ошибку в результатах, так как, хотя пределы  $V$  (от 10 до 50) и очень велики, но пределы  $-w_0 - i$  (от 10 до 8) малы и, кроме того, линейная зависимость силы от скорости дает возможность точно определить среднюю силу.

На среднем графике изображена зависимость  $V = f(t)$  для оторвавшихся вагонов. При  $V_1 = +10$  км/ч,  $t_1 = 0$ , при  $V_2 = +5$  км/ч,  $t_2 = 10,7$  с, так как, согласно табл. 13, при силе в 14 кг/т требуется 10,7 с для изменения скорости на 5 км/ч; при  $V_3 = 0$  км/ч,  $t_3 = 10,7 + 10,7 = 21,4$  с; при  $V_5 = -10$  км/ч,  $t_5 = t_3 + 2 \cdot 15 = 21,4 + 30 = 51$  с, так как, согласно табл. 13, при силе 10 кг/т требуется 15 с для изменения скорости на каждые 5 км/ч; при  $V_{13} = -50$  км/ч,  $t_{13} = t_5 + 8 \cdot 16,7 = 51,4 + 133,6 = 185$  с = 3 м 05 с, так как при силе 9 кг/т требуется 16,7 с для изменения скорости на каждые 5 км/ч.

На правом графике изображены зависимости  $V = f(s)$  и  $t = f(s)$ . При  $V_1 = +10$  км/ч  $s_1 = 0$ ,  $t_1 = 0$ ; при  $V_2 = +5$  км/ч  $s_2 = +22$  м (согласно табл. 13, при силе 14 кг/т и изменении скорости с 5 до 10 км/ч или обратно),  $t_2 = 10,7$  с; при  $V_3 = 0$  км/ч  $s_3 = 7 + s_2 = 7 + 22 = 29$  м,  $t_3 = 21,4$  с; при  $V_4 = -5$  км/ч  $s_4 = -10 + s_3 = -10 + 29 = +19$  м,  $t_4 = 36,4$  с; при  $V_5 = -10$  км/ч  $s_5 = -31 + s_4 = -31 + 19 = -12$  м,  $t_5 = 51,4$  с; при  $V_6 = -15$  км/ч  $s_6 = -57 + s_5 = -57 - 12 = -69$  м,  $t_6 = 68,1$  с (согласно табл. 13, при силе в 9 кг/т изменение скорости от 10 км/ч до 15 км/ч происходит на пути в 57 м) и т. д. Скорость в 50 км/ч будет достигнута на расстоянии от пункта обрыва вниз:  $69 + 81 + 104 + 128 + 150 + 174 + 197 + 220 = 1123$  м, через 185 с после момента обрыва, при чем первые 21,4 с оборвавшаяся часть продолжает идти вверх по подъему и проходит при этом 29 м.



Фиг. 114. Обрыв поезда на подъеме 12‰.

Для второго примера покажем, как простейшим способом определить сопротивление паровоза при закрытом регуляторе  $w_3$ . Положим, что на прямом спуске в 6‰ скорость паровоза (с тендером), идущего резервом, при закрытом регуляторе, падает с 20 км/ч до 10 км/ч в течение 120 с, т. е. в среднем 60 с на уменьшение скорости в 5 км/ч. Из табл. 13 следует, что на паровоз действовала сила больше 2 кг/т, но меньше 3 кг/т, т. е. около 2,5 кг/т. Следовательно,  $w_3 = 2,5 - i = 2,5 + 6 = 8,5$  кг/т при скорости 15 км/ч. Конечно, для большей точности следовало бы табл. 13 сделать для сил через 0,1 кг/т.

Решим еще одну задачу, с помощью формулы 121, из повседневной практики работы динамометрических вагонов.

На прямом подъеме 2,5‰ динамометр на крюке тендера в течение 25 с показывал 8000 кг, при чем в течение этих 25 с скорость поезда упала с 34 км/ч до 32,5 км/ч; вес состава 2000 т. Определить уд. сопротивление вагонов  $w_0''$  на прямой горизонтали.

Если не обратить внимания на изменение скорости, как это часто и бывает, и вычислить  $w_0''$ , для случая равномерного движения, то получаем:  $w_0'' = (F_d : Q) - i_k = (8000 : 2000) - 2,5 = 1,5$  кг/т, что необычайно мало, особенно для скоростей порядка 30—35 км/ч.

В действительности, применяя формулу 121, имеем:

$$\frac{F_{\partial}}{Q} - w_0'' - i_k = \frac{30(V_{n+1} - V_n)}{(t_{n+1} - t_n)c},$$

откуда:

$$w_0'' = \frac{F_{\partial}}{Q} - i_k - \frac{30(V_{n+1} - V_n)}{(t_{n+1} - t_n)c} = \frac{8000}{2000} - 2,5 - \frac{30(32,5 - 34)}{25} = 4,0 - 2,5 + 1,8 = 3,3 \text{ кг/т.}$$

Этот пример показывает, насколько трудно определение сопротивления, так как обычные скоростемеры недостаточно чувствительны и точны.

**57. Графический способ Липеца построения кривой  $V = f(s)$  на основании кривой  $f_k - w_k - b = f(V)$  (фиг. 115).** По своей простоте, наглядности и универсальности этот способ является классическим. В настоящем параграфе приводится только теоретическое обоснование этого способа; практическое его применение — в п. п. 79, 83, 93.

Имеем кривую  $f_k - w_0 - b = f(V)$  (фиг. 115, слева). Берем, как исходную, эту кривую, т. е. для прямого горизонтального пути, а не  $f_k - w_k - b = f(V)$ , потому, что кривая для любого  $i_k$  может быть получена из кривой для прямой горизонтали простым перенесением начала координат, напр. из точки  $O$  в точку  $O_1$ ; следовательно, при изменении  $i_k$  не придется перестраивать кривую. Для удобства построений график  $f_k - w_0 - b = f(V)$  повернут на  $90^\circ$  от его обычного положения. На правой стороне фиг. 115 имеем в координатах  $V$  и  $s$  одну начальную точку кривой  $V = f(s)$ ; эта точка 1, соответствующая пройденному пути  $s_1$  и скорости  $V_1$ . Ось пути  $Os$  является продолжением оси сил. Расстояние между осями скорости обоих графиков безразлично.

Заменяем кривую  $f_k - w_0 - b$  несколькими отрезками прямых (в нашем примере — двумя), параллельными оси  $V$ , так чтобы кривая пересекала эти отрезки в их серединах. Считаем, что вместо переменной силы в пределах скорости от  $V_1$  до  $V_2$  действует на поезд постоянная сила  $(f_k - w_0 - i_k - b)_{1,2}$ , а в пределах скорости от  $V_2$  до  $V_3$  — постоянная сила  $(f_k - w_0 - i_k - b)_{2,3}$ . Через середину отрезка прямой 1—2, заменяющего кривую  $(f_k - w_k - b)$ , и начало координат  $O_1$ , соответствующее тому  $i_k$ , на котором находится поезд, проводим луч и проводим перпендикуляр к этому лучу через известную нам точку 1 кривой  $V = f(s)$ . Точка 1 кривой  $V = f(s)$  должна иметь ту же ординату  $V_1$ , как и точка 1 отрезка прямой, заменяющего часть кривой  $f_k - w_k - b$ . Докажем, что точка 2 пересечения проведенного нами перпендикуляра к лучу с абсциссой  $V_2$  есть конечная точка отрезка кривой  $V = f(s)$  в пределах скорости  $V_1$  и  $V_2$ , соответствующей действию на поезд постоянной силы  $(f_k - w_k - b)_{1,2}$ .

Из подобия заштрихованных треугольников следует, что

$$\frac{(f_k - w_k - b)_{1,2} \cdot k}{(V_1 + V_2) \cdot m} = \frac{(V_2 - V) \cdot m}{(s_2 - s_1) \cdot y},$$

2

где коэффициенты  $k$ ,  $m$  и  $y$  суть масштабы, в которых построены графики, а именно:  $k$  есть число мм в 1 кг/т силы,  $m$  есть число мм в 1 км/ч скорости, а  $y$  есть число мм в 1 км пути. Умножая величины сил, скоростей и пути на их соответствующие масштабы, мы получаем длины сторон заштрихованного треугольником в мм. Из последнего уравнения следует:

$$s_2 - s_1 = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2(f_k - w_k - b)_{1,2}} \cdot \frac{m^2}{k \cdot y}$$

Эта формула очень похожа на выведенную нами ранее формулу 124 и обращается в нее, если

$$y = \frac{120 m^2}{k} \text{ мм в 1 км пути.} \quad (133)$$

Следовательно, при такой зависимости между масштабами,  $s_2 - s_1$  на фиг. 115 действительно выражает приращение пути, соответствующее приращению скорости  $V_2 - V_1$ , при постоянной силе  $(f_k - w_k - b)_{1,2}$ .

На фиг. 115 таким же способом построена точка 3 кривой  $V = f(s)$  для  $V = V_2$ .

Мы знаем, что  $V = f(s)$  при постоянной силе графически изображается параболой. Для ясности эти параболы нанесены на фиг. 115. Для истинной кривой  $f_k - w_k - b = f(V)$  найденные точки кривой  $V = f(s)$  являются неточными; они тем ближе к истинным, чем короче отрезки прямых, заменяющих истинную кривую  $f_k - w_k - b$ , и чем меньше меняется сила с изменением скорости. Для всех практических целей интервалы скорости в 10—20 км/ч дают вполне достаточную точность, особенно, если в пределах интервала нет резкого изменения характера кривой: например, пересечение ограничения силы тяги по сцеплению и по котлу всегда следует делать границей интервалов.

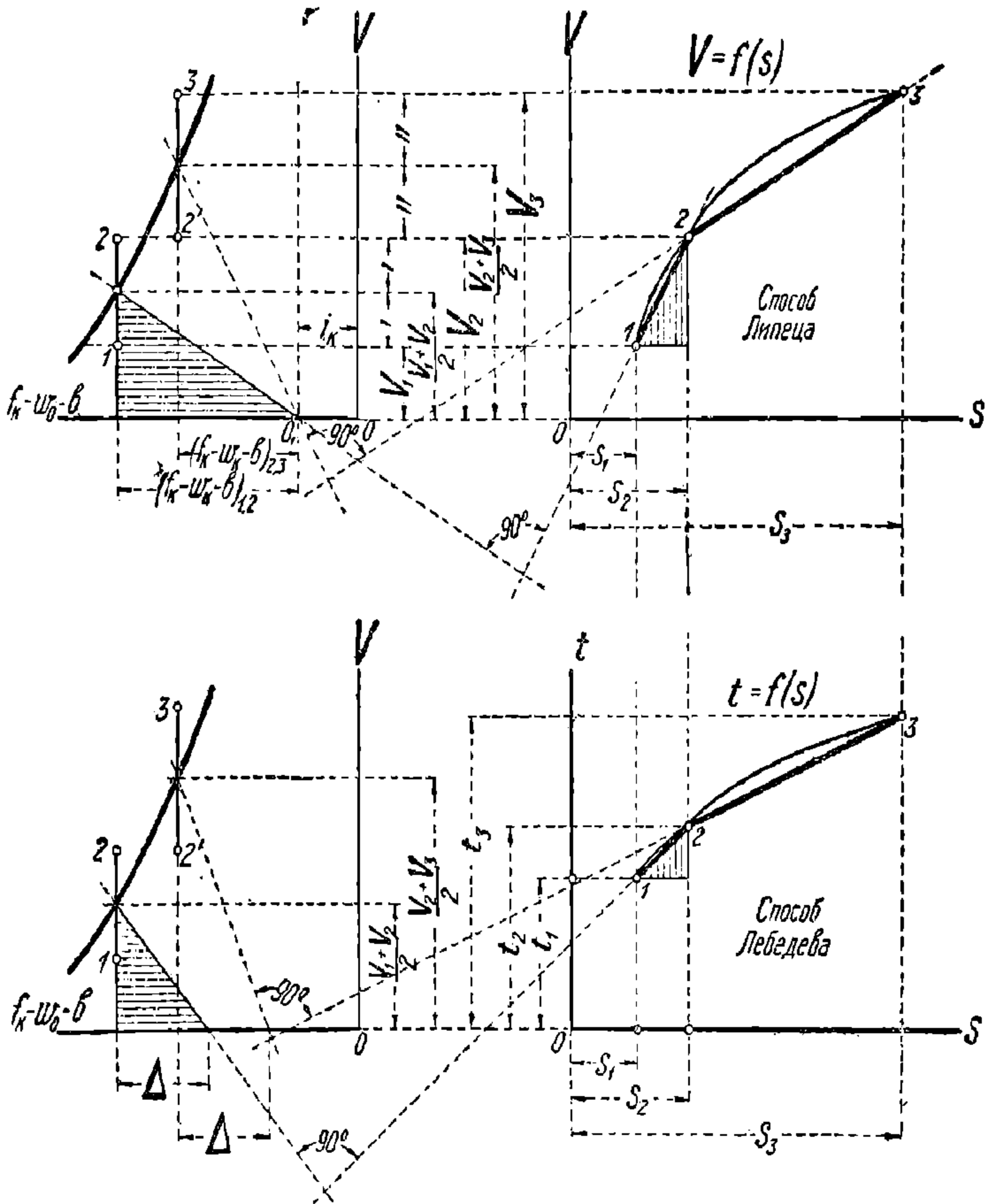
Следует кстати отметить, что кривую сил  $f_k - w_k - b = f(V)$  можно рассматривать и как кривую ускорений  $\frac{dV}{dt} = 120(f_k - w_k - b)$ , но в другом масштабе, а именно: в масштабе  $\frac{k}{120}$  мм в 1 км/ч<sup>2</sup> или

$\frac{k}{2}$  мм в 1 км/ч · м, или 30 к мм в 1 км/ч · с.

**53. Графический способ Лебедева построения кривой  $t = f(s)$  на основании кривой  $V = f(s)$  (фиг. 116).** Теоретически для этого способа не требуется кривая  $f_k - w_k - b = f(V)$ . Практически же способ Лебедева особенно удобен при одновременном построении кривой  $V = f(s)$  на основании кривой  $f_k - w_k - b = f(V)$  по способу Липца.

Положим, что мы построили по способу Липца элемент кривой  $V = f(s)$  и, следовательно, знаем  $s_1, s_2$  и  $\frac{V_2 + V_1}{2}$ . Имеем также точку  $t_1$  кривой  $t = f(s)$ , соответствующую  $V_1$ ; найдем точку  $t_2$ , соответствующую  $V_2$ . Строим в любом месте графика прямоугольный треугольник с катетом длиной  $\Delta$  мм, совпадающим с осями сил и пути, и другим катетом, равным  $\frac{V_1 + V_2}{2} m$  мм, где  $m$  есть число

мм в 1 км/ч. Этот треугольник на фиг. 116 заштрихован. Проводим перпендикуляр к гипотенузе этого треугольника через точку  $t_1$  на диаграмме  $t = f(s)$ . Докажем, что пересечение этого перпендикуляра с ординатой, соответствующей пути  $s_2$ , является точкой  $t_2$ , соответствующей достижению скорости  $V_2$ .



Фиг. 115 и 116. Теоретическое обоснование способов Липеца и Лебедева.

Из подобия заштрихованных треугольников следует, что:

$$\frac{(t_2 - t_1) \cdot x}{(s_2 - s_1) \cdot y} = \frac{\Delta}{\frac{(V_1 + V_2) \cdot m}{2}}$$

где  $x$  — число миллиметров в 1 минуте,  $y = \frac{120 m^2}{k}$  — число миллиметров в 1 км,  $m$  — число миллиметров в 1 км/ч.

Отсюда:

$$s_2 - s_1 = \frac{(t_2 - t_1)(V_2 + V_1)xk}{2 \Delta \cdot 120 m}$$

Эта формула очень похожа на формулы 129—132. Если выбрать  $x$  так, чтобы:

$$x = \frac{2 \Delta t}{k}, \quad (134)$$

то

$$(s_2 - s_1)_{\text{км}} = \frac{(t_2 - t_1)_{\text{м}} (V_2 + V_1)}{120},$$

т. е. совпадает с формулой 130. Следовательно, если соблюдены зависимости 133 и 134, то  $t_2 - t_1$  на фиг. 116 действительно выражает приращение времени, соответствующее приращению скорости  $V_2 - V_1$  и приращению пути  $s_2 - s_1$  при постоянной силе.

На фиг. 116 таким же способом построена точка  $З$  кривой  $t = f(s)$  для  $s = s_3$ . Мы знаем, что  $t = f(s)$  при постоянной силе изображается параболой. Для ясности эти параболы нанесены на фиг. 116. Для истинной кривой  $V = f(s)$ , т. е. соответствующей истинному виду кривой  $f_k - w_k - b = f(V)$ , найденные точки кривой  $t = f(s)$  являются неточными; они тем ближе к истинным, чем меньше интервалы скорости  $V_{n+1} - V_n$ .

Так как с увеличением  $s$   $t$  всегда увеличивается, то для экономии бумаги и для удобства работы через определенные промежутки времени, напр. через 30 мин., кривую  $t = f(s)$  обрываем и начинаем ее снова от оси  $s$ .

**59. Масштабы при способах Липеца и Лебедева.** При построениях Липеца и Лебедева масштабы пяти величин, изображаемых на бумаге, а именно: сил, скоростей, пути, длины  $\Delta$  и времени, как уже видели выше, связаны двумя ур-ниями. Эти два ур-ния сильно связывают в выборе масштабов, которые желательно иметь выраженными в круглых числах, особенно при построениях на миллиметровке. В табл. 14 сведены масштабы и их практически наиболее удобные числовые выражения.

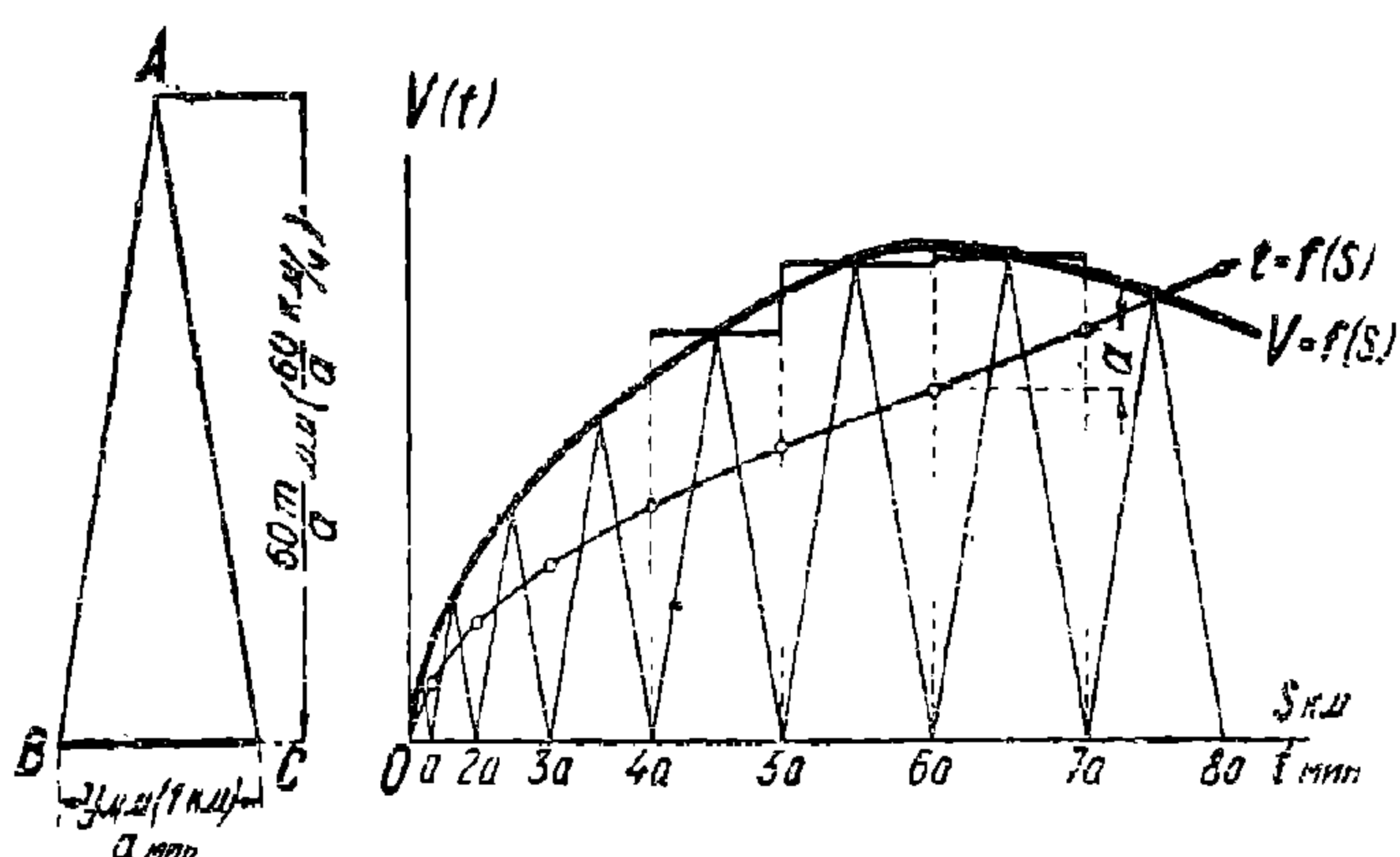
ТАБЛИЦА 14

Масштабы при способах Липеца и Лебедева

| Масштабы                   | Соотношения            | Расчет времени хода поездов |        | Мелкие задачи, в том числе тормозные |     |     |     |     |
|----------------------------|------------------------|-----------------------------|--------|--------------------------------------|-----|-----|-----|-----|
|                            |                        | пасс.                       | товар. |                                      |     |     |     |     |
| Сил, $k$ мм в 1 кг/т       | $k$                    | 10                          | 40     | 10                                   | 3,9 | 5   | 10  | 20  |
| Скоростей, $t$ мм в 1 км/ч | $t$                    | 2                           | 4      | 4                                    | 4   | 5   | 5   | 5   |
| Пути, $y$ мм в 1 км        | $\frac{120 t^2}{k}$    | 48                          | 48     | 192                                  | 500 | 600 | 300 | 150 |
|                            | $k$                    |                             |        |                                      |     |     |     |     |
| $\Delta$                   | $\Delta$               | 50                          | 50     | —                                    | —   | —   | —   | —   |
| Времени $x^*$ мм в 1 мин.  | $\frac{2 \Delta t}{k}$ | 20                          | 10     | —                                    | —   | —   | —   | —   |
|                            | $k$                    |                             |        |                                      |     |     |     |     |



60. **Графический способ Мюллера—Дегтерева** построения кривой  $t = f(s)$ , на основании кривой  $V = f(s)$  (фиг. 117). Имеем кривую  $V = f(s)$ , построенную в масштабах: 1 км/ч соответствует  $m$  мм, 1 км соответствует  $u$  мм. Построим равнобедренный треугольник  $ABC$  с основанием, параллельным оси пути  $s$  и равным  $u$  мм, что в масштабе соответствует 1 км пути, и с высотой  $\frac{60m}{a}$  мм, где  $a$  — некоторое число минут. Так как  $\frac{m}{a}$  в масштабе соответствует скорости  $\frac{1}{a}$  км/ч, то  $\frac{60m}{a}$  соответствует скорости  $\frac{60}{a}$  км/ч, при какой скорости в  $a$  минут приходится именно 1 км, т. е. на графике проходит длина основания равнобедренного треугольника. Например,  $m = 2$  мм в 1 км/ч, т. е. при высоте равнобедренного треугольника:  $120 \cdot 2 = 240$  мм, в  $a = 1/2$  мин проходит 1 км, что на графике



Фиг. 117. Способ Мюллера-Дегтерева.

равно основанию треугольника. Очевидно, что у всех треугольников, подобных начерченному, основание равно в масштабе пути, проходимому в  $a$  мин. при скорости, измеряемой в масштабе высотой треугольника. Поэтому, если на графике  $V = f(s)$  нанести треугольники со сторонами, параллельными сторонам основного треугольника, и с вершинами, находящимися на кривой  $V = f(s)$  то, основание каждого из этих треугольников будет в масштабе путем, проходимым за  $a$  мин. в предположении, что на протяжении этого отрезка пути поезд движется с постоянной скоростью, равной в масштабе высоте треугольника, т. е. со скоростью, в действительности имеющей место в середине отрезка пути. Если такие треугольники построить рядом, то на оси пути мы будем иметь точки, которые дадут положение поезда через каждые  $a$  мин. Сосчитав количество интервалов, получившихся на оси пути и умножив его на  $a$ , получаем время в минутах. Этим, собственно, и можно кончить, но для наглядности и проверки полезно построить на основании найденных точек кривую  $t = f(s)$ , при чем масштаб  $t$  можно взять любой.

Теоретически способы Лебедева и Мюллера—Дегтерева дают одинаковую точность, так как допущение при последнем способе

является следствием допущения при первом способе. Практически же способ Лебедева точнее, так как при нем интервалы можно выбирать любые, в зависимости от характера кривых, и точно определять средние значения скорости в интервалах, примыкающих к перелому профиля. Во всяком случае, если кривая  $V = f(s)$  строится по способу Липеца, то кривую  $t = f(s)$  лучше строить по способу Лебедева.

---

## ГЛАВА VI

### ОПЫТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ ТЯГИ ПАРОВОЗА

**61. Метод.** Под опытным определением силы тяги мы понимаем не просто измерение силы тяги подходящим прибором, а опытное определение тяговых характеристик паровоза, т. е. зависимостей силы тяги от основных независимых переменных, представленных в виде, удобном для практического применения. В п. 15 было выяснено, что ввиду наличия в паровозе трех последовательных преобразователей энергии, необходимо изучать в отдельности силу тяги, которую могут дать котел, машина и сцепной вес (экипаж) паровоза. Также выше было выяснено, что для силы тяги по котлу основными независимыми переменными являются: 1) часовой расход пара на машину, отнесенный к  $1 \text{ м}^2$  испаряющей поверхности нагрева котла,  $z_x$  и 2) скорость паровоза  $V$ ; для силы тяги по машине: 1) открытие регулятора в долях полного  $\rho$ , 2) отсечка в долях хода поршня  $\epsilon$  и 3) скорость паровоза  $V$ ; для силы тяги по сцеплению—много переменных, заставляющих для практических целей принимать ее постоянной для данной серии паровозов и данных местных условий.

Знание силы тяги при разных условиях должно сопровождаться знанием расхода пара на единицу работы (силу-час), производимой этой силой тяги, потому что иначе были бы невозможны никакие даже самые элементарные, экономические подсчеты, и нельзя было бы говорить о наивыгоднейшем регулировании работы паровоза.

Поэтому, опытное определение силы тяги должно сопровождаться опытным определением и расхода пара на силу-час.

Далее, чтобы от расхода пара машиной паровоза перейти к количеству пара, изготовляемого котлом, необходимо определить расход пара на служебные нужды (насос тормоза и пр.) и найти зависимость между расходом пара машиной и общим расходом пара из котла.

Наконец, для перехода от расхода пара из котла к расходу топлива, надо определить зависимость между расходом топлива, и расходом пара из котла.

Первые три группы испытаний: определение силы тяги, определение расхода пара машиной на силу-час и определение зависимости между расходом пара машиной и общим расходом пара из котла—мы называем тяговыми испытаниями или опытами I цикла; последнюю группу—определение зависимости между расходом топлива и расходом пара из котла—теплотехническими испытаниями, или опытами II цикла.

Итак, тяговые испытания имеют основной целью получение следующих зависимостей:

- 1)  $F_{\kappa} = f(V, \varepsilon, \rho)$ ,
- 2)  $F_{\kappa} = f(V, z_{\mu})$ ,
- 3) расчетный  $\psi_{\kappa}$ ,
- 4)  $U/N_{\kappa} = f(V, \varepsilon, \rho)$ ,
- 5)  $U/N_{\kappa} = f(V, z_{\mu})$ ,
- 6)  $z_{\mu} = f(z_{\kappa})$  или  $z_{\mu} = f(z_{\kappa\mu})$ .

Теплотехнические испытания имеют основной целью получение зависимости

$$7) z_{\kappa} = f(y) \text{ или } z_{\kappa\mu} = f(y_{\kappa}).$$

Результатом, суммирующим обе группы испытаний, явится зависимость

$$8) Y = f(V, z_{\mu}).$$

Обозначения—в таблицах 1 и 2. Для получения всех этих восьми зависимостей достаточно определить опытным путем только следующие основные зависимости:

- 1)  $F_{\kappa} = f(V, \varepsilon, \rho)$ ;
- 2)  $u = f(V, \varepsilon, \rho)$ ,
- 3) расчетный  $\psi_{\kappa}$ ; (135)
- 4)  $z_{\mu} = f(z_{\kappa})$ , или  $z_{\mu} = f(z_{\kappa\mu})$ ;
- 5)  $z_{\kappa} = f(y)$ , или  $z_{\kappa\mu} = f(y_{\kappa})$ .

Действительно:

Зависимость  $F_{\kappa} = f(V, z_{\mu})$  может быть легко построена, как указано в п. 27 и 18, на основании зависимостей  $F_{\kappa} = f(V, \varepsilon, \rho)$  и  $u = f(V, \varepsilon, \rho)$ . Определить ее непосредственно не представляется возможным, так как нет прибора, измеряющего  $z_{\mu}$ .

Зависимость  $U/N_{\kappa} = f(V, \varepsilon, \rho)$  может быть легко построена, как указано в п. 20, на основании зависимостей  $F_{\kappa} = f(V, \varepsilon, \rho)$  и  $u = f(V, \varepsilon, \rho)$ . Ее можно определить и опытным путем непосредственно (деля расход пара в час на число лошадиных сил), но это менее удобно и гораздо менее точно (п. 67).

Зависимость  $U/N_{\kappa} = f(V, z_{\mu})$  может быть легко построена, как указано в п. 20, на основании зависимости  $F_{\kappa} = f(V, z_{\mu})$ .

Наконец зависимость  $Y = f(V, z_{\mu})$  определяется по формуле

$$Y = \frac{632 N_{\kappa}}{RyQ_{\kappa}^p} = \frac{632 F_{\kappa}V}{270 RQ_{\kappa}^p y}, \quad (136)$$

где  $R$  (площадь колосниковой решетки) и  $Q_{\kappa}^p$  (теплотворная способность рабочего топлива)—величины постоянные (для данного топлива),  $N_{\kappa}$  определяется из кривых  $F_{\kappa} = f(V, z_{\mu})$ , а  $y$ —по кривым  $z_{\kappa} = f(y)$  и  $z_{\mu} = f(z_{\kappa})$ . Возвращаемся к пяти основным зависимостям 135, которые должны быть получены непосредственно опытным путем.

1. Зависимость  $F_* = f(V, \varepsilon, \rho)$  строится по точкам, полученным по формулам 108 или 114 (п. 54).

При разных, заранее намеченных  $\varepsilon$  и  $\rho$  измеряется  $F_\rho$  по динамометру,  $V$ —по скоростемеру, ускорение—по ленте скоростемера или непосредственным наблюдением за стрелкой скоростемера. Для контроля  $F_*$  и для выяснения качеств парораспределения необходимо опытным же путем определить зависимость  $F_i = f(V, \varepsilon, \rho)$  путем снятия индикаторных диаграмм при разных  $\varepsilon, \rho$  и  $V$ .  $F_i$  определяется по формуле 12 и не зависит от ускорения. Определение зависимостей  $F = f(V, \varepsilon, \rho)$  не требует длительного постоянства работы паровоза, так как каждое наблюдение производится за время всего нескольких оборотов колес, но требует установившейся работы паровоза, т. е. установившейся температуры букс, перегрева пара, температуры стенок цилиндров и т. п.

2. Зависимость  $u = f(V, \varepsilon, \rho)$  требует для своего получения не только установившейся работы паровоза, но и длительного постоянства условий работы, поскольку нет подходящего прибора для непосредственного измерения расхода пара на один ход поршня при известных  $V, \varepsilon, \rho$  (напр. в роде индикатора, измеряющего работу и, следовательно,  $p_i$  за один ход поршня). Практически, в условиях работы паровоза приходится измерять расход пара на машину паровоза измерением расхода воды из тендера и котла и вычитанием расхода пара на вспомогательные механизмы: последний же расход определяется специальными опытами на стоянке. В результате, для определения  $u$  при некоторых известных  $V, \varepsilon$  и  $\rho$  приходится делать целую поездку с сохранением постоянных  $V, \varepsilon$  и  $\rho$ , а для построения кривых  $u = f(V, \varepsilon)$  при заданном  $\rho$  нужно сделать не менее 25 удачных поездок, считая в среднем не менее 5 поездок при разных скоростях на каждую из 5 отсечек, т. е. не менее 5 точек на каждую кривую. Определение зависимости  $u = f(V, \varepsilon, \rho)$  является наиболее трудной и затяжной работой из всех тяговых испытаний. Трудной потому, что надо длительное время поддерживать постоянную скорость при неизменном открытии регулятора и неизменной отсечке, затяжной потому, что таких поездок при различных комбинациях независимых переменных надо сделать несколько десятков.

Так как остальные четыре зависимости 135 могут быть определены попутно с определением этой зависимости  $u = f(V, \varepsilon, \rho)$ , то на практике так это обычно и делается.

3. Расчетный  $\psi_*$  (см. п. 17) не определяется опытным путем, а задается на основании опытных поездок. Так как коэффициент сцепления зависит от очень большого количества факторов, выделить которые для изучения практически не представляется возможным, то для обычных эксплуатационных целей приходится назначать  $\psi_*$  несколько субъективно на основании сравнения поведения паровоза при больших силах тяги во время определения зависимости  $u = f(V, \varepsilon, \rho)$  с поведением работающих в эксплуатации паровозов других серий, ранее испытанных.

4. Зависимость  $z_m = f(z_n)$  или  $z_m = f(z_{кн})$  определяется попутно с определением зависимости  $u = f(V, \varepsilon, \rho)$ . Каждая поездка с постоянными  $V, \varepsilon$  и  $\rho$  (и, следовательно, с постоянным  $z_m$ ) дает одну точку для кривых  $z_m = f(z_n)$  и  $z_m = f(z_{кн})$ .

УДУМТ  
(ДІТ)

На практике определение первых четырех зависимостей делается одновременно, в результате так называемых опытных поездок I цикла.

5. Зависимость  $z_{\kappa} = f(y)$  или  $z_{\kappa\kappa} = f(y_{\kappa})$  для определенного топлива строится по точкам, полученным в результате опытных поездок I цикла, или для этого делаются специальные поездки II цикла.

В том случае, если достаточно точное определение расхода топлива не представляет затруднений, что имеет место только при нефтяном отоплении, то во время каждой поездки I цикла может быть определено  $y$ . Если же абсолютная ошибка в определении расхода топлива неизбежно велика, как это имеет место при угле, вследствие наличия слоя топлива и шлаков на решетке, то приходится определять расход топлива не за одну поездку I цикла, а за несколько последовательных поездок—для увеличения абсолютного расхода топлива и уменьшения относительной ошибки его определения. Обычно для этого определяется расход топлива за весь рабочий день (2-3 поездки I цикла), но нужно, чтобы все поездки за день давали почти одинаковый  $z_{\kappa}$  (при разных, требуемых для I цикла комбинациях  $\rho$ ,  $\varepsilon$  и  $V$ ), а следовательно, почти одинаковые  $z_{\kappa}$  и  $y$ . Расход топлива за время холостых поездок (спуски между поездками I цикла) учитывается по расходу воды.

Наконец, если приходится определять  $z_{\kappa} = f(y)$  или  $z_{\kappa\kappa} = f(y_{\kappa})$  независимо от тяговых испытаний, или в случае необходимости испытать много топлив, то могут быть применены два способа: 1) производятся такие же, как и при I цикле поездки при почти одинаковом  $z_{\kappa}$  на определенном участке с однообразным профилем; 2) производятся поездки с эксплуатационными составами на переменном профиле. В последнем случае опыты обходятся очень дешево, но не может быть и речи о почти постоянном режиме котла, что, во-первых, даст некоторую ошибку, а, во-вторых, не позволяет получить участки кривой  $z_{\kappa} = f(y)$  для больших форсировок, поскольку в результате каждой поездки по переменному профилю получаются средние  $z_{\kappa}$  и  $y$  из их мгновенных значений, колеблющихся в широких пределах от максимума почти до нуля.

**62. Практические способы испытаний.** Итак, характер испытания паровоза определяется способом нахождения зависимости  $u = f(V, \varepsilon, \rho)$ , требующим цикла поездок с сохранением постоянных  $V$ ,  $\varepsilon$  и  $\rho$  во время каждой поездки; все остальные зависимости предъявляют более скромные требования к постоянству работы паровоза и могут быть с успехом получены попутно с определением этой наиболее требовательной зависимости. Постоянство  $V$ ,  $\varepsilon$ ,  $\rho$  требует постоянной нагрузки паровоза, т. е. не только постоянства  $V$ , но и постоянства  $F_{\kappa}$  за все время поездки.

Многолетняя практика испытаний паровозов показывает, что такое постоянство режима работы паровоза требуется в течение не меньше одного часа (в крайнем случае—40 мин.) и может быть осуществлено одним из следующих трех способов:

1) Постановкой паровоза в искусственные условия работы на катках в специальной локомотивной лаборатории, т. е. заменой движения паровоза по неподвижным рельсам движением рельсов (катков) относительно неподвижного (без поступательного движения) паро-

воза, с затормаживанием катков каким-либо способом, допускающим хорошую регулировку мощности, даваемой паровозом, и хорошее поглощение этой мощности.

2) Поездками на специально выбранных участках однообразного профиля:

а) с естественным однообразным известным сопротивлением поезда без искусственного его регулирования и с определением  $F_k$  по формуле 114;

б) с добавлением регулируемой тормозной силы состава, или с добавлением регулируемой силы тяги вспомогательного локомотива, для выравнивания естественного сопротивления состава, и с определением  $F_k$  по формуле 108.

3) Поездками на специально построенном замкнутом участке пути (в простейшем случае — окружности) с однообразным профилем (площадкой) с добавлением к сопротивлению состава тормозной силы для увеличения нагрузки паровоза.

Наибольшая разница заключается между первым и вторым способами. Третий способ является синтезом первых двух. Ниже эти три способа описаны подробнее.

**63. Локомотивная лаборатория.** Существенными частями всякой локомотивной лаборатории являются: а) катки с их принадлежностями (подшипниками, опорными частями и проч.), на каковые катки ставятся спаренные колеса локомотива; б) тормоза или вообще какое-либо регулируемое приспособление для поглощения развиваемой локомотивом работы; в) хорошо укрепленная стойка, к которой локомотив (без тендера) прицепляется через посредство динамометра, измеряющего силу, тяги на крюке и г) приспособления для определения расхода воды и топлива.

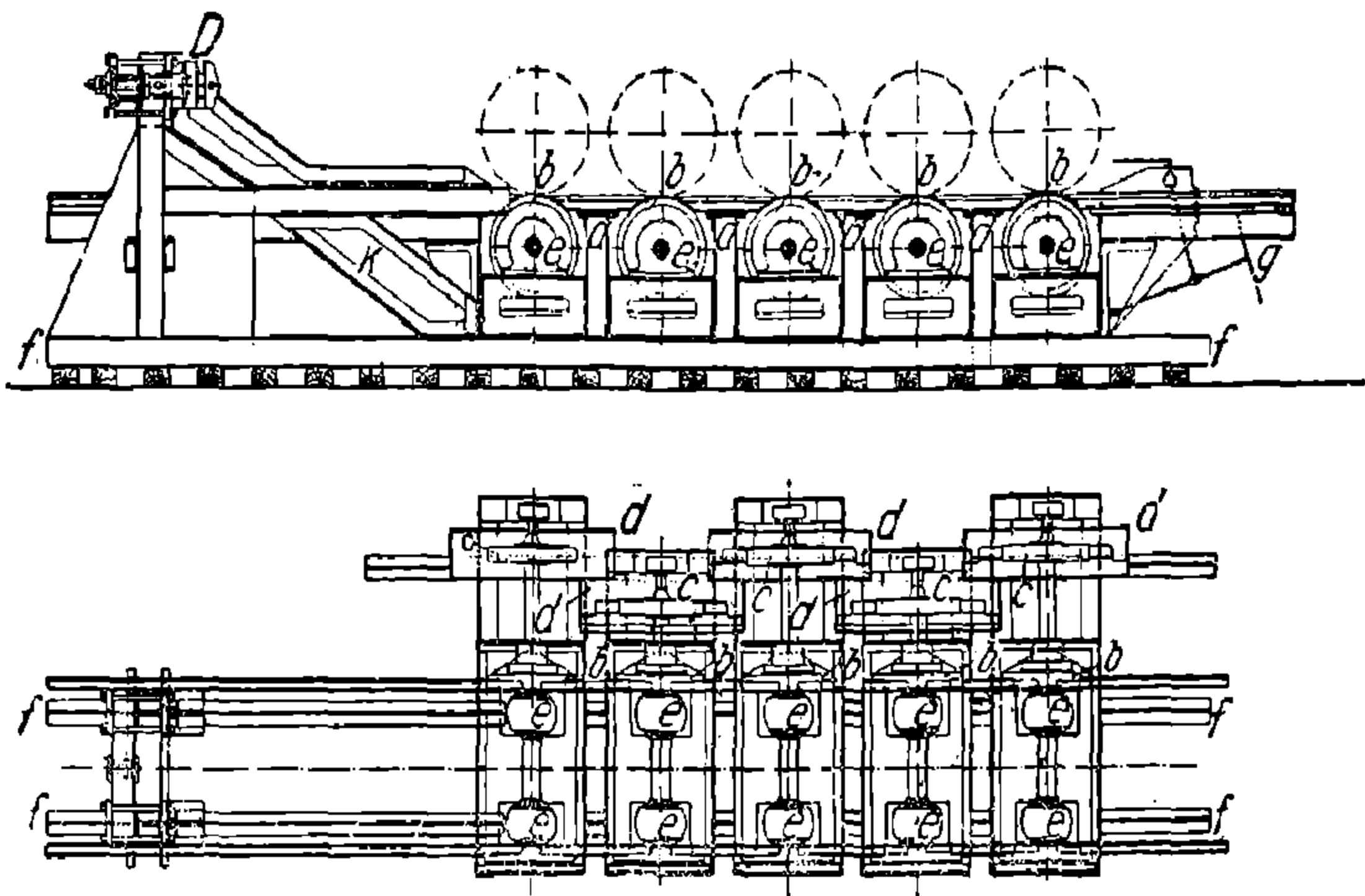
Необходимыми частями лаборатории являются также: приспособление для постановки локомотива на катки и для удаления с катков; труба для удаления дыма; приспособления для установки катков и тормозов в соответствии с числом и расположением осей в локомотиве и расстоянием между ними.

На фиг. 118 изображено расположение катков, тормозов и стойки динамометра простейшей локомотивной лаборатории, построенной в 1924 г. в Германии для испытания заказанных для СССР тепловозов и переносившейся в 1934 г. на станцию Щербинка М.-Курской жел. дор. (34 км от Москвы, у кольца Института Реконструкции Тяги). Катки *b* смонтированы в клепаных железных ящиках (для удобства переноски), соединяемых накладками *a*. Тормозами являются обыкновенные чугунные колодки, прижимающиеся вручную маховиком *g* к тормозным шкивам *c*, сидящим на осях катков в специальных ящиках *d* с проточной водой. Оси катков вращаются в подшипниках *e*. В зависимости от расположения колес ящики с катками могут быть передвигаемы на балках *f*. Кроме маховика *g* имеется воздушный цилиндр, с помощью которого можно нажимать колодки и сжатым воздухом из главного резервуара испытуемого локомотива. *D* — гидравлический динамометр, *k* — укосина.

Локомотив приводит во вращение катки, развивая некоторую работу; если тормоза на катках рациональной конструкции, т. е. могут быть регулируемы в широких пределах и поглощаемая ими

работа может быть легко поддерживаема постоянной не менее часа, то требование постоянства  $F_k$  и  $V$  может быть выполнено.

Условия работы локомотива на катках существенно отличаются от условий его действительной службы: 1) взаимодействие между вращающимися катками и колесами локомотива иное, чем между неподвижными рельсами и движущимися по ним колесами, вследствие чего коэффициент сцепления  $\psi_k$  для практических целей в лаборатории определен быть не может; 2) сопротивление локомотива на катках иное, чем сопротивление на рельсах, так как в первом случае отсутствует сопротивление воздуха, сопротивление тендера и поддерживающих осей, а сопротивление перекачивания иное, чем на рельсах. Есть и другие, менее существенные отличия в условиях работы локомотива на катках и на рельсах, но с этими отличиями можно помириться, так как они сопровождаются большими



Фиг. 118. Локомотивная лаборатория ИРТ.

выгодами: 1) независимостью от эксплуатационной работы железнодорожного участка, 2) независимостью от габарита приближения строений, 3) доступностью всех частей локомотива для наблюдения, 4) независимостью от времени года и от атмосферных условий, 5) меньшей стесненностью в выборе и установке измерительных приборов, 6) возможностью добавления устройств для собирания уноса в трубу твердых частиц топлива.

На практике подтверждаются и указанное выше несовпадение лабораторных условий с действительностью, и указанные достоинства, но выявились и другие недостатки. Основной из них заключается в том, что лаборатория во время испытания требует больше внимания и ухода, чем самый локомотив, в ней испытываемый, тогда как рельсовый путь во время прохождения по нему локомотива при испытании обычно не требует никакого наблюдения. Много неприятностей причиняют поверхности катания катков и шейки их осей. Боксование локомотива — довольно обычное явление, но, когда локомотив — на рельсах, боксование (не чрезмерное, конечно) не отражается на испытании и не выводит из строя рельсы, так как износ поверхности катания рельс происходит не в одной точке, а на



некоторой длине. Катки же при боксовании локомотива изнашиваются в одной точке, как изнашиваются поверхности катания колес при заклинивании их тормозными колодками; вследствие этого, почти каждое боксование локомотива на катках (остановка катков при вращении колес локомотива) делает на катках выбоины и заставляет прекращать опыт, наваривать выбоины, опиливать их и т. д., или даже снимать локомотив с катков с длительным перерывом опытов. Что касается подшипников катков, то они находятся в значительно более тяжелых условиях, чем буксы осей локомотива, и их грение и даже задиры являются участю всех локомотивных лабораторий. Естественно, что для сохранности лаборатории невольно приходится избегать испытаний при больших силах тяги, т. е. у предела сцепления, что для товарных локомотивов представляет как раз наибольший практический интерес. Так же приходится остерегаться и больших скоростей, вследствие грения катковых подшипников, грохота в лаборатории и неприятных колебаний локомотива на катках.

Лабораторный способ испытания локомотивов получил наибольшее распространение в Сев. Америке, имеющей несколько локомотивных лабораторий, из которых должны быть отмечены Алтунская Лаборатория Пенсильванской ж. д. и Лаборатория Иллинойского Университета. В последнее время построены локомотивные лаборатории в Берлине и в Париже, пока себя еще ничем не проявившие. В дореволюционной России и в СССР этот способ испытания локомотивов не привился, несмотря на постройку в начале текущего столетия двух паровозных лабораторий в Ленинграде. Одна из них — на Пролетарском заводе существует и теперь; в 1928/29 гг. в ней испытывались мазуты и форсунки, но ни одного паровоза на ней полностью испытать не удалось вследствие ее несовершенства и сложности; она служит для чисто учебных целей. Как уже выше упоминалось, в 1934 г. на кольце ИРТ будет собрана локомотивная лаборатория; эта лаборатория — легкого, упрощенного типа, для давления на ось до 18 т.

Совершенно очевидно, что для определения  $F_k$  по  $F_\partial$  формула 108 уже не годится и должна быть исправлена. Величины ускорения и сопротивлений от подъема и от кривой должны быть приравнены нулю, под величиной  $P$  следует понимать только сцепной вес, а величина  $w_0'$  должна быть уменьшена на сопротивление от воздуха. Так как сопротивление трения в шейках осей является основным при малых скоростях (10—20 км/ч), при которых сопротивление воздуха практически равно нулю, а сопротивление в шейках мало меняется с увеличением скорости, то формулу 108 для случая работы локомотива на катках можно переписать в виде:

$$F_k = F_\partial + P_k w_0', \text{ где } w_0' \text{ — при } V = 10 \text{ км/ч.} \quad (137)$$

При  $P_k$  — порядка 100 т и  $w_0'$  порядка 1,5 кг/т разность  $F_k - F_\partial$  составляет всего 150 кг, а точность динамометра на 25 т (меньше нельзя при  $P_k = 100$  т) не больше 150 кг. Это рассуждение позволяет еще более упростить формулу  $F_k$ , приняв  $w_0' = 1,5$  кг/т:

$$F_k = F_\partial + 1,5 P_k. \quad (138)$$

**64. Путевые испытания.** Определение тяговых характеристик паровоза циклом опытных поездок на специально выбранных участках однообразного профиля получило теоретическое обоснование и наибольшее практическое развитие в России и в СССР. Первый вариант этого способа с использованием для нагрузки паровоза только естественного сопротивления состава и с определением  $F_k$  по формуле 114 применялся до 1925 г. Второй вариант — с использованием торможения состава для выравнивания и увеличения нагрузки паровоза и с определением  $F_k$  по формуле 108 применяется с 1925 г., когда и была выведена формула 111. Оба варианта имеют свои достоинства и недостатки. Вариант *а* (формула 114) не требует измерения ускорения поезда во время наблюдения  $F_0$  (а скорость при поездках на любом профиле всегда колеблется), так как величина ускорения в формулу 114 не входит; зато этот способ требует выполнения условий, которые были приняты при выводе этой формулы, а именно, чтобы весь поезд во время наблюдения  $F_0$  располагался на одном и том же элементе профиля, чтобы ни один вагон его не тормозился и чтобы была известна величина  $w_0''$ . Вариант *б* (формула 108) позволяет тормозить состав во время наблюдения, иметь в составе вспомогательный локомотив, вообще проделывать с составом что угодно, так как ни одна из величин, относящихся к составу, в формулу 108 не входит; зато этот способ требует измерения ускорения поезда во время наблюдения  $F_0$  и знания  $i$ , на котором находится локомотив во время наблюдения  $F_0$ . В настоящее время в СССР применяется исключительно формула 108. Возможность торможения состава в любое время поездки позволяет иметь для испытаний состав меньшего веса, чем предельный на данном участке для испытываемого локомотива, а во-вторых — позволяет быть менее требовательным к однообразию подъема опытного участка. Для малых скоростей наиболее подходят Веребьинский подъем Октябрьской ж. д. (испытывались, например, Л, Су, Щ<sup>ч</sup>), участок Симская—Кропачево Самаро-Златоустовской ж. д. (испытывались М, Э<sup>у</sup>); для малых и средних (до 45—50 км/ч) — Яма—Нырково Южных ж. д. (испытывались ФД и ИС); для больших скоростей — участки между Калининским (Тверью) и Бологое Октябрьской ж. д. (испытывались, напр. С, Ку, Щ<sup>ч</sup>, Л, Су, М, ИС).

На фиг. 119 изображен тяговый профиль опытного участка Яма—Нырково по нивелировке 1932 г. Полезная длина участка 25 150 м (открытие регулятора 0,130 км, закрытие 25,280 км), расчетный подъем 9,5‰. На фиг. 119 изображены в квадратах номера наблюдений (от 0 до 10). На четвертом км требуется сильное кратковременное торможение, менее сильные торможения — на км 11,16 и 21. Торможение на всем остальном протяжении зависит от веса состава и силы тяги. Нужно отметить, что не следует увлекаться торможением за счет веса состава, так как, чем меньше вес состава, тем больше его ускорение при том же изменении силы тяги или суммы сопротивления и тормозной силы.

Этот способ путевых испытаний с торможением состава дает наиболее близкие к действительности результаты и достаточно удобен при наличии следующих двух условий: 1) одного-двух десятков специальных вагонов на воздушном тормозе жесткого типа (не

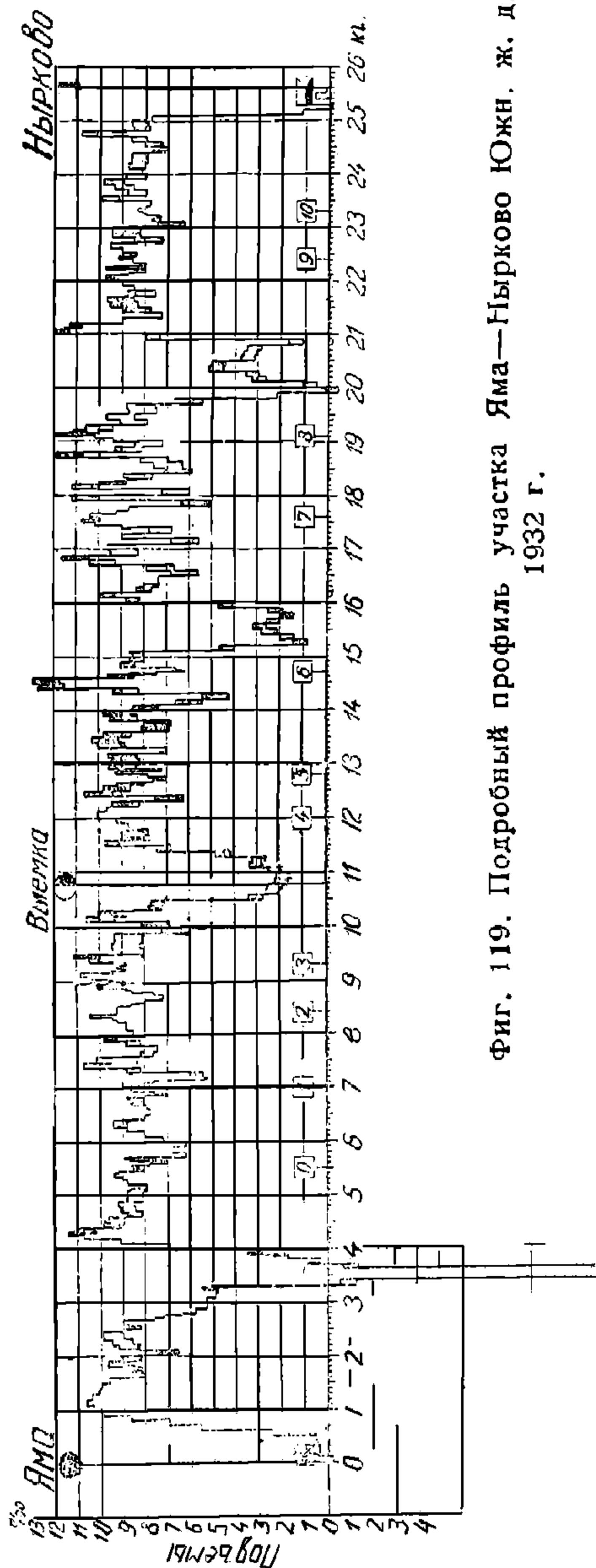
пригодного для эксплуатационной работы) и 2) мало загруженного эксплуатационными поездами подходящего участка. К сожалению, второе условие не имеет места, так как все подходящие участки работают довольно напряженно, и вклинивание опытных поездов

создает большие затруднения для работы участка и тяжелые условия для испытаний; а для успешности опытов требуется: 1) производство поездок в достаточно теплое время года: совершенно выпадают декабрь, январь, февраль и март, 2) производство поездок исключительно в светлое время суток (нежелателен ноябрь с короткими днями) и 3) обеспеченность свободного прохода опытного поезда по всему опытному участку: неожиданный закрытый семафор или светофор или неврученный жезл означают почти всегда порчу поездки.

По этому же путевому способу 2б, но с добавлением в составе вспомогательного паровоза, вместо торможения непрерывным тормозом, производятся в после нее время испытания паровозов в Польше и отчасти в Германии.

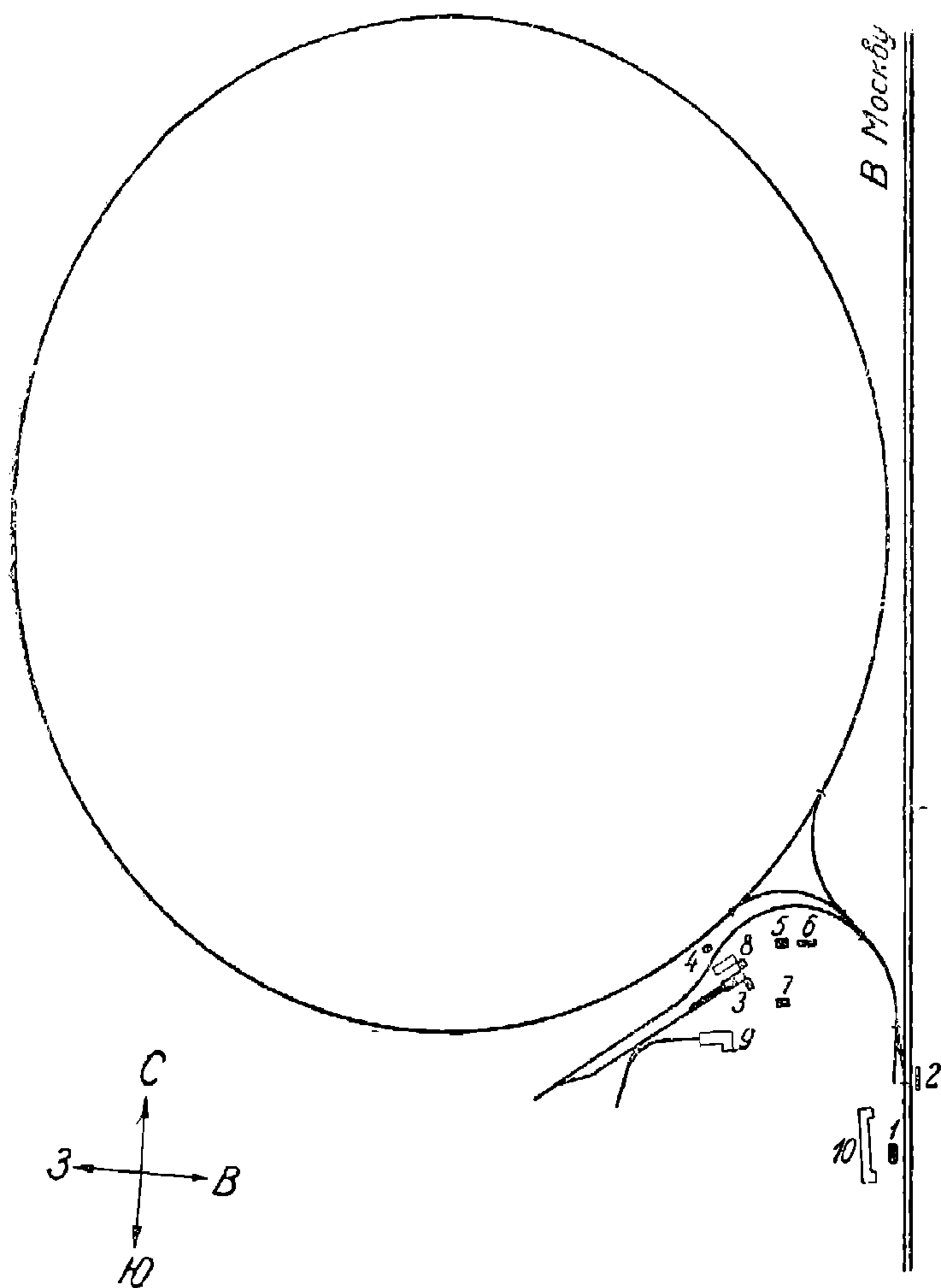
**65. Лабораторно-путевые испытания (замкнутый путь).** Стремление соединить основные достоинства лабораторного и путевого испытаний локомотивов привело Институт Реконструкции Тяги к постройке в 1932 г. опытного кольца (точной окружности) у ст. Щербинка Моск.-Курской ж. д. в 34 км от Москвы. Радиус окружности 95 м, что дает

длину окружности 6000 м. Профиль — площадка. План изображен на фиг. 120. Это кольцо является единственным в мире замкнутым путем, предназначенным для испытания локомотивов в полупутевой, полулабораторной обстановке. Нечто подобное, но



Фиг. 119. Подробный профиль участка Яма—Нырково Южн. ж. д. 1932 г.

специально для испытаний пути было построено в 1907 г. около Ораниенбурга в Герман и; этот замкнутый путь состоял из двух полуокружностей радиуса 200 м, соединенных прямыми по 250 м; общая длина 1756 м; в 1908 г. на нем испытывались балласт, шпалы разного типа, стыки, рельсы и проч.; дальнейшая судьба его неизвестна.



Фиг. 120. Опытное кольцо ИРТ.

1. Станция Щербинка Моск.-Курск. ж. д. 2. Платформа. 3. Депо. 4. Водоканал. 5. Жилой дом. 6. Жилой дом. 7. Электрическая подстанция. 8. Электродепо (строится). 9. Локомотивная и стокерная лаборатории (в проекте). 10. Здание ИРТ (в проекте).

Основные преимущества окружности — бесконечность естественного рельсового пути равного сопротивления, не стесненного нормальным габаритом приближения строений и предоставленного исключительно опытному локомотиву. Недостаток — отсутствие прямых вставок с переходами из прямых в кривые, характерных для эксплуатируемых рельсовых путей. Конечно, наличие прямых вставок

вок нарушило бы принцип равного сопротивления и естественную равномерную нагрузку локомотива, но на площадке в кривой большого радиуса только при очень слабых локомотивах и больших скоростях удастся обойтись без непрерывного торможения состава, а относительно небольшое колебание суммарной нагрузки локомотива из сопротивления и тормозной силы, причиняемое сопротивлением от кривых, совершенно не влияет на точность результатов испытаний, как показывает многолетний опыт путевых испытаний паровозов; кроме того, принцип естественного равного сопротивления может нарушаться ветром, который за каждый оборот поезда (6 км) меняет свое направление по отношению к поезду на  $360^\circ$  и, следовательно, местами увеличивает сопротивление поезда, местами — уменьшает.

Построенная и уже вступившая в работу окружность длиной 6 км является одним из основных орудий производства ИРТ. Длина 6 км является наименьшей длиной замкнутого пути, при которой еще нет опасений за чрезмерное увеличение трения букс и пальцев, чрезмерное увеличение подреза гребней и т. п.

Можно предполагать, что следующим этапом в развитии метода лабораторно-путевых испытаний будет превращение окружности в овал, состоящий из части существующей окружности (больше половины), двух отрезков прямых по 500—1 000 м и дуги радиуса около 500 м.

Это расширение кольца даст дополнительные выгоды: 1) позволит определять практический коэффициент сцепления локомотива на кольце, не прибегая к специальным поездкам на эксплуатируемом участке сети, так как на кольце будут все элементы, влияющие на коэффициент сцепления: прямые, кривые ходовых радиусов и переходы из прямых в эти кривые и обратно; 2) позволит определять сопротивление локомотивов и вагонов не только в кривой одного радиуса, но и в прямой, и в кривой двух радиусов при весьма удобном для разгона и замедления (см. главу VII) бесконечном подходе с обеих сторон к опытному участку; 3) увеличит длину замкнутого пути, иначе говоря, уменьшит среднее число градусов поворота локомотива в одну сторону с  $60^\circ$  примерно до  $50^\circ$  на каждый километр пробега.

Метод испытания локомотива на кольце (и вообще на замкнутой кривой) не отличается от метода испытаний на участке однообразного профиля. Разница заключается только в необходимости иметь состав с мощными тормозными средствами и в необходимости иметь дело не с  $w_0' + i$ , но с  $w_0' + i + w_r'$ . Величину  $w_0' + w_r'$  желательно определить на самом кольце.

Если величину  $w_0'$  вполне допустимо брать по формуле, то  $w_0' + w_r'$  брать по формуле менее допустимо, вследствие гораздо меньшей точности формулы для  $w_r'$ .

**66. Оборудование паровоза и измерительные приборы.** Под оборудованием паровоза понимаются все подготовительные работы, необходимые для производства опытных поездок, а именно: обмеры, калибровки, установка и проверка измерительных приборов, подготовка опытного участка и состава, определение расходов пара и воды на служебные нужды и пропуски, определение сопротивления паровоза и проч.

Основным требованием к измерительным приборам, употребляемым при опытном определении тяговых и теплотехнических характеристик, является надежность верности их показаний и возможность проверки простыми способами. Практические цели испытаний и наличие многих мелких факторов, влияющих на тяговые характеристики, но не учитываемых (для упрощения испытаний и для практической применимости), позволяют не требовать большой точности от измерительных приборов и жертвовать точностью в пользу надежности и стабильной верности. Во всех случаях точность показаний в 1% является достаточной, при условии надежности этой точности, т. е. чтобы прибор не отказывался от работы и не мог незаметно ухудшить точность, скажем до 10%. Практика показывает, что надежность прибора стоит в прямой связи с его простотой. Например, расход воды можно измерять несколькими способами, начиная от простейшего обмера объема воды до поездки и после поездки и кончая патентованными автоматическими водомерами; в условиях испытания паровоза непосредственный обмер объема следует предпочесть показанию даже хорошего водомера, потому что размеры водяного бака тендера могут измениться только в результате серьезного происшествия с тендером, и возможность ошибки не может пройти незамеченной, тогда как за стабильную точность показаний водомера в условиях работы паровоза нельзя ручаться даже в первый день после его калибровки.

Каждый измерительный прибор должен считаться неправильным впредь до его проверки самой группой, производящей оборудование паровоза, или (в крайнем случае) достаточно надежным учреждением, с составлением акта проверки и поправочных кривых или таблиц. Опытник должен усвоить, что каждый измерительный прибор показывает неверно и должен иметь поправочную кривую, что поправка только в редких случаях бывает равна (или может быть принята равной) нулю.

Ни на паровозе, ни в вагоне не должно по возможности стоять ни одного прибора, цель которого не вполне ясна и использование показаний которых не вполне определено. Такие приборы отвлекают участников испытаний от их основных обязанностей и создают не вполне серьезную обстановку. Равным образом, во время оборудования не должно производиться никаких работ, цель которых не вполне ясна.

В таблице 15 представлены типовые (примерные) программа и план оборудования некоторого паровоза для опытного определения тяговых и теплотехнических характеристик паровоза (опытов I и II цикла). План рассчитан на 30 дней и предполагает напряженную работу широким фронтом группой лиц, из которых не менее четырех человек уже имеют опыт и принимали участие в подобном оборудовании; предполагается также всемерное содействие этой работе со стороны депо.

Все оборудование разбито на 70 работ, которые объединены в 16 групп и отнесены к одному из двух классов: холодным и горячим работам. Под горячими работами здесь понимаются работы, требующие поддерживания давления пара в котле. Рассмотрим все эти работы.

## Примерный план оборудования паровоза

ТАБЛИЦА 15

| Класс   | Группа                            | Работ  | П О Р Я Д К О В Ы Е Д Н И |   |   |   |   |   |   |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |  |
|---------|-----------------------------------|--|---------------------------|---|---|---|---|---|---|---|---|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|--|--|
|         |                                   |  | 1                         | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 |  |  |
| Х       | П а р о р а с п р е д е л е н и е | 1. Выбор стойла, очистка, установка, осмотр, наметка программы и проч.                   | ×                         | × | × |   |   |   |   |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |  |
|         |                                   | 2. Выемка золотников. Обмер золотников и втулок. Определение перекрыш.                   |                           |   |   | × | × |   |   |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |  |
|         |                                   | 3. Изготовление и постановка гладкой рейки на переводной винт.                           |                           |   |   |   | × | × |   |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |  |
|         |                                   | 4. Определение холодного нулевого зуба.  |                           |   |   |   |   |   |   |   | × |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |  |
|         |                                   | 5. Определение упорных точек.  |                           |   |   |   |   |   |   |   | × |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |  |
|         |                                   | 6. Определение мертвых точек (боксования).   |                           |   |   |   |   |   |   |   |   | ×  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |  |
|         |                                   | 7. Установка реек на параллелях и указателей на крейцкопфах.                             |                           |   |   |   |   |   |   |   |   | ×  | ×  | ×  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |  |
|         |                                   | 8. Уравнивание линейных предварений впуска.  |                           |   |   |   |   |   |   |   |   |    | ×  | ×  | ×  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |  |
|         |                                   | 9. Разбивка рейки.   |                           |   |   |   |   |   |   |   |   |    |    |    |    |    | ×  | ×  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |  |
| Горячие |                                   | 10. Определение горячего нулевого зуба и исправление рейки.                              |                           |   |   |   |   |   |   |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    | ×  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |  |
|         |                                   | 11. Снятие эллиптических диаграмм; их построение. Составление таблицы парораспределения. |                           |   |   |   |   |   |   |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    | ×  | ×  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |  |

УДМУТ  
(ДИТ)

|   |                     | 1  | 2 | 3 | 4  | 5  | 6  | 7  | 8  | 9  | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 |  |  |
|---|---------------------|--|---|---|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|--|--|
| ы | Б о д я н о й б а к | 12. Очистка, обмер. Составление схемы. Определение геометрического места центров тяжести поверхности воды. |   |   | XX | XX | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |  |
|   |                     | 13. Разметка реек на баке.   |   |   |    |    |    | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |  |
|   |                     | 14. Изготовление реек. Установка кранов.   |   |   |    |    |    |    | XX | XX | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |  |
|   |                     | 15. Изготовление бачка. Калибровка его.  |   |   | XX | XX | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |  |
|   |                     | 16. Подъем бака на домкраты и выравнивание его с водой.  |   |   |    |    |    |    |    |    |    | XX | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |  |
|   |                     | 17. Выливание воды бачками.  |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |  |
|   |                     | 18. Разметка делений реек и закраска.  |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    | XX | XX | XX | XX | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |  |
| х | К                   | 19. Установка нивелира и рейки стекла.   |   |   |    | XX | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |  |
|   |                     | 20. Подъемка котла на домкраты.  |   |   |    |    |    | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |  |
|   |                     | 21. Выливание воды бачками.  |   |   |    |    |    |    | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |  |
|   |                     | 22. Построение котловой кривой.  |   |   |    |    |    |    |    | XX | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |  |
|   | Обмеры              |  |   |   | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |  |



| Класс     | Группа        | Работа  | П О Р Я Д К О В Ы Е Д Н И |   |    |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |
|-----------|---------------|---|---------------------------|---|----|---|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|
|           |               |   | 1                         | 2 | 3  | 4 | 5  | 6  | 7  | 8  | 9  | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 |
| Холодные  | Обмер         | 24. Обмер схемы парораспределения.  |                           |   | XX |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |
|           |               | 25. Обмер цилиндров.  |                           |   |    |   | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |
|           |               | 26. Обмер конуса и трубы и проверка совпадения их осей.                               |                           |   |    |   |    |    | XX | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |
|           |               | 27. Обмер сифона.   |                           |   |    |   |    |    | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |
|           |               | 28. Обмер свода и живого сечения решетки.   |                           |   |    |   |    |    | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |
| Х         | Регулятор     | 29. Обмер регулятора и уничтожение игры в соединениях.                                |                           |   |    |   |    |    |    |    | XX | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |
|           |               | 30. Снятие диаграммы открытия регулятора в зависимости от положения ручки.            |                           |   |    |   |    |    |    |    |    |    | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |
| Горячая   | Подогреватель | 31. Проверка положения ручки регулятора в момент начала открытия на горячем паровозе. |                           |   |    |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |
| Холодные. |               | 32. Выключение конденсатора подогревателя или разрешение задачи его обмера.           |                           |   |    |   |    |    |    |    |    |    |    | XX | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |
|           | Счетчик       | 33. Постановка счетчиков на насосы тормоза.   |                           |   |    |   | XX | XX | XX | XX | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |
|           |               | 31. Постановка счетчиков на машины паровоза.  |                           |   |    |   |    |    |    |    |    |    |    |    | XX | XX | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |

НЕ  
УДУНТ  
(ДІТ)

ы

х

|   |  | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 |  |
|---|--|---|---|---|---|---|---|---|---|---|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|--|
| Счетчики  | 35. Постановка счетчиков на насосы подогревателя.  |   |   |   |   | X | X | X | X | X |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|   | 36. Постановка счетчика на машину стокера.   |   |   |   |   | X | X | X | X | X |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
| Индикаторы  | 37. Разработка, изготовление установка индикаторных приводов.                              |   |   |   |   |   |   |   |   | X | X  | X  | X  | X  | X  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|   | 38. Установка индикаторных кранов, изготовление, установка и изолировка индикаторных труб. |   |   |   |   |   |   |   |   |   | X  | X  | X  | X  | X  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|   | 39. Разработка и установка будок для индикаторщиков.                                       |   |   |   |   |   |   |   |   |   |    |    |    |    | X  | X  | X  | X  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|   | 40. Проверка индикаторов и пружин.   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    | X  | X  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
| Манометры, термометры, вакуумметры, газоанализаторы | 41. Проверка манометров котла, машины и сопел стокера и др.                                |   |   |   |   | X | X |   |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|   | 42. Выбор пунктов измерения температур и установка термометров и пирометров.               |   |   |   |   |   |   | X | X | X | X  | X  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|   | 43. Проверка термометров и пирометров.   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    | X  | X  | X  |    |    |    |    |    |    |    |  |
|   | 44. Установка вакуумметров и проверка их на плотность.                                     |   |   |   |   |   |   |   |   |   |    |    |    |    | X  | X  | X  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|   | 45. Установка калориметров.  |   |   |   |   |   |   |   |   |   |    |    | X  | X  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|   | 46. Проверка калориметров.   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |    | X  | X  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |

УДЧБ  
УДУНТ  
(ДИТ)

| Класс     | Группа    | Работа  | П О Р Я Д К О В Ы Е Д Н И   |   |    |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|-----------|-----------|---|---|---|----|---|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|--|
|           |           |   | 1   | 2 | 3  | 4 | 5  | 6  | 7  | 8  | 9  | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 |  |
| Холодные  | Обмер     | 24. Обмер схемы парораспределения.  |   |   | XX |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|           |           | 25. Обмер цилиндров.  |   |   |    |   | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|           |           | 26. Обмер конуса и трубы и проверка совпадения их осей.                               |   |   |    |   |    |    | XX | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|           |           | 27. Обмер сифона.   |   |   |    |   |    |    | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|           |           | 28. Обмер свода и живого сечения решетки.   |   |   |    |   |    |    | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
| Холодные  | Регулятор | 29. Обмер регулятора и уничтожение игры в соединениях.                                |   |   |    |   |    |    |    |    | XX | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|           |           | 30. Снятие диаграммы открытия регулятора в зависимости от положения ручки.            |   |   |    |   |    |    |    |    |    |    |    | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
| Горячий   | Регулятор | 31. Проверка положения ручки регулятора в момент начала открытия на горячем паровозе. |   |   |    |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
| Холодные. |           | Подогреватель   | 32. Выключение конденсатора подогревателя или разрешение задачи его обмера. |   |    |   |    |    |    |    |    |    |    | XX | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|           | Счетчики  | 33. Постановка счетчиков на насосы тормоза.   |   |   |    |   | XX | XX | XX | XX | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|           |           | 31. Постановка счетчиков на машины паровоза.  |   |   |    |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    | XX | XX | XX |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |

НЕ  
УДУМТ  
(ДІТ)

ы

д

х

Горячая.

|  |  | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 |  |
|--|--|---|---|---|---|---|---|---|---|---|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|--|
| Счетчики   | 35. Постановка счетчиков на насосы подогревателя.  |   |   |   |   | X | X | X | X | X |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|  | 36. Постановка счетчика на машину стокера.   |   |   |   |   | X | X | X | X | X |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
| Индикаторы   | 37. Разработка, изготовление установка индикаторных приводов.                              |   |   |   |   |   |   |   |   | X | X  | X  | X  | X  | X  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|  | 38. Установка индикаторных кранов, изготовление, установка и изолировка индикаторных труб. |   |   |   |   |   |   |   |   |   | X  | X  | X  | X  | X  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|  | 39. Разработка и установка будок для индикаторщиков.                                       |   |   |   |   |   |   |   |   |   |    |    |    |    | X  | X  | X  | X  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|  | 40. Проверка индикаторов и дружин.   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    | X  | X  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
| Манометры, термометры, вакууметры, газоанализаторы | 41. Проверка манометров котла, машины и сопел стокера и др.                                |   |   |   |   | X | X |   |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|  | 42. Выбор пунктов измерения температур и установка термометров и пирометров.               |   |   |   |   |   |   | X | X | X | X  | X  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|  | 43. Проверка термометров и пирометров.   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    | X  | X  | X  |    |    |    |    |    |    |    |  |
|  | 44. Установка вакууметров и проверка их на плотность.                                      |   |   |   |   |   |   |   |   |   |    |    |    |    | X  | X  | X  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|  | 45. Установка калориметров.  |   |   |   |   |   |   |   |   |   |    |    | X  | X  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |
|  | 46. Проверка калориметров.   |   |   |   |   |   |   |   |   |   |    | X  |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |  |

УДНБ  
(ДНТ)





1. Подготовка оборудования. Паровоз должен быть установлен в достаточно светлом и просторном стойле с хорошим горизонтальным путем, обязательно на канаве со стоком воды и с возможностью наполнения водой тендерного водяного бака и котла за ночь. Тендер отцепляется и устанавливается на расстоянии нескольких метров от паровоза. Вода из тендера выпускается и бак промывается. Производится очистка паровоза, тендера и стойла. Паровоз и тендер осматриваются, записывается весь нормальный ремонт и производится предварительная наметка работ по оборудованию, которая в ближайшие же дни должна быть превращена в предварительный календарный план, в роде прилагаемого примерного плана. Руководитель оборудования должен каждый день за все время оборудования просматривать план и все работы и личным участием подгонять отстающие работы.

Каждая законченная работа должна быть проверена и принята руководителем.

2. Обмер золотников. Целью обмера золотников и золотниковых втулок является определение перекрыш каждого цилиндра. Обмер производится непосредственно штангенциркулем в нескольких местах. Для проверки снимаются оттиски на бумаге. Кроме перекрыш, необходимо определить расстояния от окон во втулках до переднего обреза втулок (для установки золотников). При наличии во втулках дополнительных окон (при ограниченной отсечке) следует определить положение и этих окон. Одновременно устанавливается состояние золотников.

3. Постановка гладкой рейки. Обычно паровозы выпускаются с заводов с неправильно разбитыми рейками переводного винта. Конечно, можно прокалибровать существующую на паровозе рейку, т. е. путем снятия эллиптических диаграмм для каждого зуба рейки определить соответствующие отсечки в цилиндрах; но лучше сделать новую рейку—гладкую медную планку, и прочно укрепить ее к станине переводного винта. Одновременно следует уничтожить (по возможности) игру во всем приводе к переводному валу, хорошо укрепить указатель и убедиться, что от гайки переводного винта до переводного вала нет разрыва механической связи (при воздушных и паровых приводах). В том случае, если на переводном винте нет зубчатого диска с защелкой, это приспособление должно быть сделано; в противном случае погрешность в установке отсечки будет недопустимо велика.

4. Определение холодного нулевого зуба. Под холодным нулевым зубом понимается то положение гайки переводного винта холодного паровоза, при котором оси кулисных камней (при парораспределении Гейзингера) совпадают с осями кулисных подшипников и остаются в покое относительно паровоза при качании кулис. Для определения нулевого зуба следует расцепить эксцентриковые тяги от кулис, а серьги от поводков (или серьги от маятников). Один человек рукой качает кулису (сначала правую, потом левую) и наблюдает за качанием нижнего конца маятника, а другой—медленно подтягивает гайку переводного винта с переднего хода к центру. В момент прекращения качания маятника прекращают подтягивание гайки, ставят риску на рейке и отмечают

впадину на секторе, которая соответствует защелке. То же повторяют с каждой машиной паровоза. За нулевой зуб принимается средняя из полученных на рейке рисок и средняя из впадин на зубчатом диске. На этой впадине наносится краской цифра 0. Для того, чтобы потом возможно точнее сравнить положения гайки при холодном и горячем паровозе, замечается и записывается в акте точное положение защелки относительно нулевой впадины при нулевом положении одной из кулис, напр. правой.

5. Определение упорных (ударных) точек. Крейцкопфы расцепляются от ведущих дышел и ломиком продвигаются до упора в передние и задние крышки цилиндров. При упорных положениях ставятся чертилкой риски на параллели по переднему (или заднему) обрезу поползушки крейцкопфа.

6. Определение мертвых точек. Под определением мертвых точек понимается не только нанесение на параллелях, риск соответствующих мертвым положениям поршня, но и нанесение на ободах движущих колес кернов, по которым впоследствии с помощью крючка можно было бы легко определить положение кулис при каждом из мертвых положений поршней. Так как около мертвого положения незначительное перемещение поршня сопровождается значительным поворотом колеса, при чем углы поворота колеса при перемещении поршня от какого-либо отмеченного положения до мертвого положения и от мертвого положения до того же отмеченного положения одинаковы, то поступают следующим образом. Боксуют паровоз вперед и при некотором положении крейцкопфа, близком к мертвому, проводят крючком, упертым в параллельную раму или в кронштейн площадки, риску на ободу движущего колеса. Это положение крейцкопфа отмечается риской на параллели по обрезу его поползушки. Боксуют паровоз дальше вперед до тех пор, пока крейцкопф не встанет опять в то же положение относительно риски на параллели (пройдя мертвую точку). Опять проводят тем же крючком, и совершенно также, риску на ободу движущего колеса. Проводят концентрическую дугу на ободу колеса и ее отрезок между точками пересечения с рисками от крючка делят пополам. На средней точке ставят ясный керн и хорошо отмечают это место.

Боксуют паровоз назад, так, чтобы крейцкопф немного не дошел до мертвого положения (по крючку), затем осторожно боксуют вперед и устанавливают паровоз по крючку в только что сделанный средний керн. Проводят риску на параллели и ставят на ней хороший керн. Все эти операции повторяют с каждой стороной каждого цилиндра. Расстояние между закерненными рисками (мертвыми точками) на параллели измеряет собою ход поршня, а расстояние между мертвыми и упорными точками — линейное вредное пространство.

Крючок должен быть сделан из толстой проволоки для обеспечения жесткости и должен храниться в динамометрическом вагоне. Боксование при измерениях должно производиться вперед (всегда в одну сторону) для исключения влияния мертвых ходов в передачах.

7. Установка реек на параллелях и указателей на крейцкопфах. Под этим понимаются все приспособления для



измерения удаления золотника от среднего положения, нужные для построения эллиптических диаграмм, т. е. графических зависимостей в прямоугольных координатах между удалением поршня от мертвого положения и удалением золотника от среднего положения.

На цилиндрах вполне можно обойтись без реек и указателей, а разделить все расстояние на параллели между мертвыми точками на десять равных частей, а за указатель принять обрез поползушки (по которому ставились риски мертвых точек).

Так как у мертвых точек небольшие перемещения поршня сопровождаются большими перемещениями золотника, то крайние деления (десятые хода поршня у мертвых точек) желательно разделить еще пополам: на две двадцатых, а полученные крайние двадцатые — еще пополам: на две сороковых.

На штоке или крейцкопфе каждого золотника устанавливается указатель (напр. из миллиметрового железа) и к какому-либо подходящему месту, напр. к шпильке золотниковой крышки, укрепляется планка длиной 200—300 мм, на которую можно было бы наклеить миллиметровку или укрепить металлическую миллиметровую линейку так, чтобы по положению указателя (после его правильной установки) можно было бы определять удаление золотника от среднего положения.

8. Уравнивание линейных предварений впуска. При парораспределении Гейзингера золотники следует установить так, чтобы линейные предварения впуска по обе стороны поршня были одинаковы, т. е., чтобы при обоих мертвых положениях поршня открытия паровпускных окон были одинаковы (порядка 3—6 мм) и, следовательно, одинаковы удаления золотника от среднего положения, равные сумме перекрыши впуска и линейного предварения впуска.

В том случае, если в золотниковой коробке имеются специальные смотровые окна, определение открытия впускного окна при мертвом положении делается свинцовым пальцем через смотровое окно. Если смотровых окон нет, то открытие впускного окна приходится вычислять по положению золотника относительно торца золотниковой втулки.

При вполне правильном парораспределении линейное предварение впуска не зависит от отсечки. В действительности, вследствие не вполне правильной запрессовки кривошипа, неточной длины эксцентриковой тяги и не вполне правильного положения оси качания кулисы, линейное предварение впуска несколько изменяется. Практика показывает, что можно допустить изменение линейного предварения до 1,5 — 2,0 мм при переводе переводного винта с нулевого зуба до полной выкладки на передний ход, т. е., например, от 3,5 мм при нулевом зубе до 5 мм при полной выкладке. При ошибке меньше этой, уравнивать предварения по обе стороны поршня следует при наиболее ходовой отсечке (примерно) переднего хода, т. е. около 0,3 при простой машине и около 0,5 при компаунд. Если же изменение предварения впуска велико, то следует выправить его. Наблюдая характер изменения предварения впуска при мертвых положениях поршня при переводе гайки пере-

водного винта с переднего на задний ход, легко установить, виновата ли длина эксцентриковой тяги или неправильное положение контркривошипа относительно точки захвата кулисы, и что следует сделать для исправления.

В мертвые положения паровоз устанавливается по крючку боксованием вперед.

При уравнивании предварения впуска следует принять во внимание некоторое смещение золотника вперед относительно золотниковых втулок при горячем паровозе, от нагревания штока между дисками и нагревания золотниковых втулок. Практика показывает, что это смещение — около 0,5 мм. Следовательно, при холодном паровозе нужно предварение впуска сзади сделать на 0,5 мм больше, чем спереди (при внутреннем впуске).

9. Разбивка рейки. Разбивка рейки переводного винта производится только на передний ход, если нет специального задания определить тяговые характеристики и при заднем ходе. При простой машине следует найти отсечки 0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5, 0,6, 0,7 и предельную. Для разбивки рейки паровоз боксованием вперед устанавливается последовательно так, чтобы поршень находился в положении, соответствующем требуемой отсечке (по делениям на параллели или по рейке параллели); осторожно подтягивают винт к центру и прекращают подтягивание в момент, когда золотник займет положение предварения впуска соответствующей полости цилиндра (по крючку через смотровое отверстие или по указателю положения золотника). При этом положении прочерчивают риску на рейке переводного винта по его указателю. Эта операция должна быть сделана для каждого цилиндра, работающего свежим паром, для каждой из двух его полостей (т. е. для переднего и заднего хода поршня) и для каждой из заданных отсечек (кроме предельной). В результате на рейке переводного винта окажутся нанесенными столько групп рисков, сколько задано отсечек, при чем в каждой группе будет столько рисков, сколько полостей цилиндров работает свежим паром. Каждую группу рисков следует заменить одной средней риской, глубоко врезать эту риску и выбить у нее номер зуба (напр. 4 — для отсечки 0,4).

Одновременно с определением средней риски следует заметить ту ближайшую впадину на зубчатом круге винта, при защелкивании которой указатель гайки лучше всего совпадает со средней риской. Эти впадины следует отметить, накрыв соответствующие цифры и сделать эскиз круга на случай, если почему-либо цифры сотрутся. Впоследствии при постановке заданной отсечки следует всегда ставить защелку в намеченную впадину, а не ограничиваться гораздо менее точным совпадением указателя и риска.

Работа № 9, так же как и №№ 4, 6, 8, 10 и 11, должна делаться при нормальном уровне воды в стекле.

10. Определение горячего нулевого зуба и исправление рейки. Для уверенности в том, что температура котла не влияет на разбивку рейки, следует повторить работу 4 при горячем паровозе и давлении в котле на 0—2 атм ниже нормального. Если несовпадение нулевого положения при холодном и горячем паровозе больше половины расстояния между осями впа-

дин на зубчатом секторе переводного винта, то следует соответственно (т. е. на число несовпадающих впадин) перенести все отметки впадин для отсечек, сделанные в результате работы № 9.

11. Снятие эллиптических диаграмм. Эллиптической диаграммой называется зависимость в обычных прямоугольных координатах между удалением золотника от среднего положения и удалением поршня от заднего мертвого положения. Движение поршня вперед откладывается вправо, движение золотника вперед—вверх. Перемещение поршня откладывается в долях его хода, напр. в масштабе 0,1 хода соответствует 20 мм, перемещение золотника—в двойном масштабе его действительного перемещения. Для снятия эллиптических диаграмм существуют различные самопишущие приборы (эллипсографы), но на практике они обычно не применяются, потому что дают красивые, но недостаточно точные диаграммы. Наиболее точный способ—построение диаграммы по точкам: поршень боксованием паровоза устанавливается последовательно в некоторые положения (через десятую хода, а у мертвых точек через сороковую и двадцатую), при которых записываются положения золотника (по указателю на рейке) при каждом из заданных положений переводного винта (определенных работой № 9 и проверенных работой № 10). В том случае, если рейкой для указателя положения золотника служит железная планка с наклеенной полоской миллиметровки, следует, во-первых, проверить правильность миллиметровки по хорошей линейке, во-вторых, нанести нулевую риску на планке (совпадающую с нулем миллиметровки) и не менее одной риски по обе стороны нулевой на определенном расстоянии от нулевой (напр. на 50 мм). То и другое служит для контроля правильности положения и делений миллиметровки.

Само построение диаграмм по записям должно быть сделано не позже другого дня, чтобы легче было выяснить возможные недоразумения. На диаграммах следует провести линии перекрыш впуска и выпуска и ширины окон. На основании диаграмм следует немедленно сделать таблицу парораспределения: для каждого зуба (точнее—каждой отмеченной впадины зубчатого круга)—отсечки каждой полости цилиндров, среднюю отсечку, сжатия, предварения выпуска, открытия окна.

12. Обмер водяного бака и определение центров тяжести поверхности воды. Определение расхода воды за опытную поездку производится обмером объема воды до и после поездки. Объем воды в тендерном баке можно представить себе в общем случае состоящим из нескольких стоящих одна на другой призм, при чем ве хняя из них в общем случае усечена непараллельно основанию. Нижние призмы всегда прямые, с основаниями, перпендикулярными ребру, и объем каждой из них равен произведению основания на ребро (высоту). Объем же верхней призмы равен произведению основания на высоту, проходящую через центр тяжести поверхности воды. Так как нельзя установить рейку внутри водяного бака так, чтобы она проходила через центры тяжести поверхности воды, то приходится заменять ее двумя рейками, проходящими вне воды, но так, чтобы они были на одинаковом расстоянии от геометрического места центров тяжести горизонтальных

сечений водяного бака. Очевидно, что полусумма их показаний равносильна показанию рейки, помещенной как раз по геометрическому месту центров тяжести горизонтальных сечений бака.

Для определения этих центров тяжести горизонтальных сечений и нужен обмер водяного бака внутри.

Центр тяжести определяется по двум координатам: расстояниям его от задней и боковой стенок бака; расстояние же от стенки бака определяется из равенства его произведения на всю площадь горизонтального сечения сумме произведений слагаемых площадей на расстояния их центров тяжести от той же стенки.

В том случае, если поверхность воды в баке при обмере во время испытаний пересечет границу между призмами, из которых состоит объем водяного бака, то при большом перекосе бака может получиться значительная ошибка. Возможность этой ошибки возрастает, если в числе стенок бака имеются наклонные плоскости (усеченные пирамиды вместо призм). Поэтому обмер воды при поездках желательно делать при возможно меньшем перекосе бака, т. е. при расположении паровоза и тендера на прямой горизонтали.

13. Разметка реек на баке. Удобнее всего поместить рейки около углов водяного бака: у правого переднего и у левого заднего. Рейки окрашиваются на баке, и обмер производится по стеклу, вставленному в съемную резиновую трубку, присоединенную к кранику у дна бака. Если испытания производятся летом, а обе рейки—вертикальны, то лучше поставить постоянные стекла во всю высоту бака.

14. Изготовление реек; установка кранов. Краны для резиновых трубок могут быть поставлены в любом месте низа водяного бака; вопрос только в длине трубок. Одновременно с изготовлением кранов следует изготовить и заглушки, чтобы по окончании опытов не пришлось опоражнивать бак. Рейки окрашиваются синей краской.

15. Изготовление бачка и его калибровка. Бачок для калибровки тендерного бака и котла лучше сделать на 100 л. Бачок на 200 л хотя и значительно ускоряет всю работу по выливанию из тендерного бака и котла (без ухудшения качества работы), но требует большей физической силы и ловкости у опоражнивающих и легче подвергается смятию. Взвешивается тара бачка, наливается 100 (или 200) кг воды и прочерчивается глубокая риска по всей внутренней окружности бачка у зеркала воды. Весы предварительно проверяются. Объем воды в бачке также проверяется расчетом. Риска окрашивается полоской шириной 2—3 мм.

16. Подъем тендерного бака на домкраты и выравнивание его. Во время калибровки бак должен быть совершенно неподвижным. Если его оставить на рессорах, то по мере выливания воды он будет подниматься на рессорах и перекашиваться. Подъем на домкратах должен быть сделан настолько высоко, чтобы опорожненный бак не сел на рессоры. Бак наливается водой почти доверху и выравнивается уровень воды по всем четырем углам; для этого нужно иметь две длинные резиновые трубки со стеклами на концах, присоединенные к краникам для реек.

17. Выливание воды бачками. Бачок ставится на чурбаках (шпалах) и досках в канаве и к нему подводится рукав, присоединенный к водяной трубе тендера. После каждого вылитого бачка и успокоения воды проводятся риски (по угольнику) на рейках.

Учет вылитым бачкам должен вестись тремя человеками; двумя у реек и одним—у бачка, с периодическими сверками.

18. Разметка делений реек и закраска. После опорожнения тендерного бака все деления на рейках должны быть выправлены, размечены через сотни и тысячи кг снизу, подготовлены под закраску и покрашены.

19. Установка нивелира и рейки стекла на котле. Обмер воды в котле производится по стеклу (в сантиметрах с десятыми) с поправкой на продольный уклон по нивелиру. Нивелир представляет трубку, укрепленную вдоль котла, с вертикальными стеклами по концам, расположенными на расстоянии 5 000 мм (или иной длины) и снабженными рейками с делениями через 5 мм (или вообще через одну тысячную расстояния между стеклами). Если при каком-то положении котла (во время калибровки) установить рейки так, чтобы вода, налитая в нивелир, стояла на одинаковом уровне, то при любом другом положении котла его продольный уклон в тысячных будет измеряться разностью показаний заднего и переднего стекла.

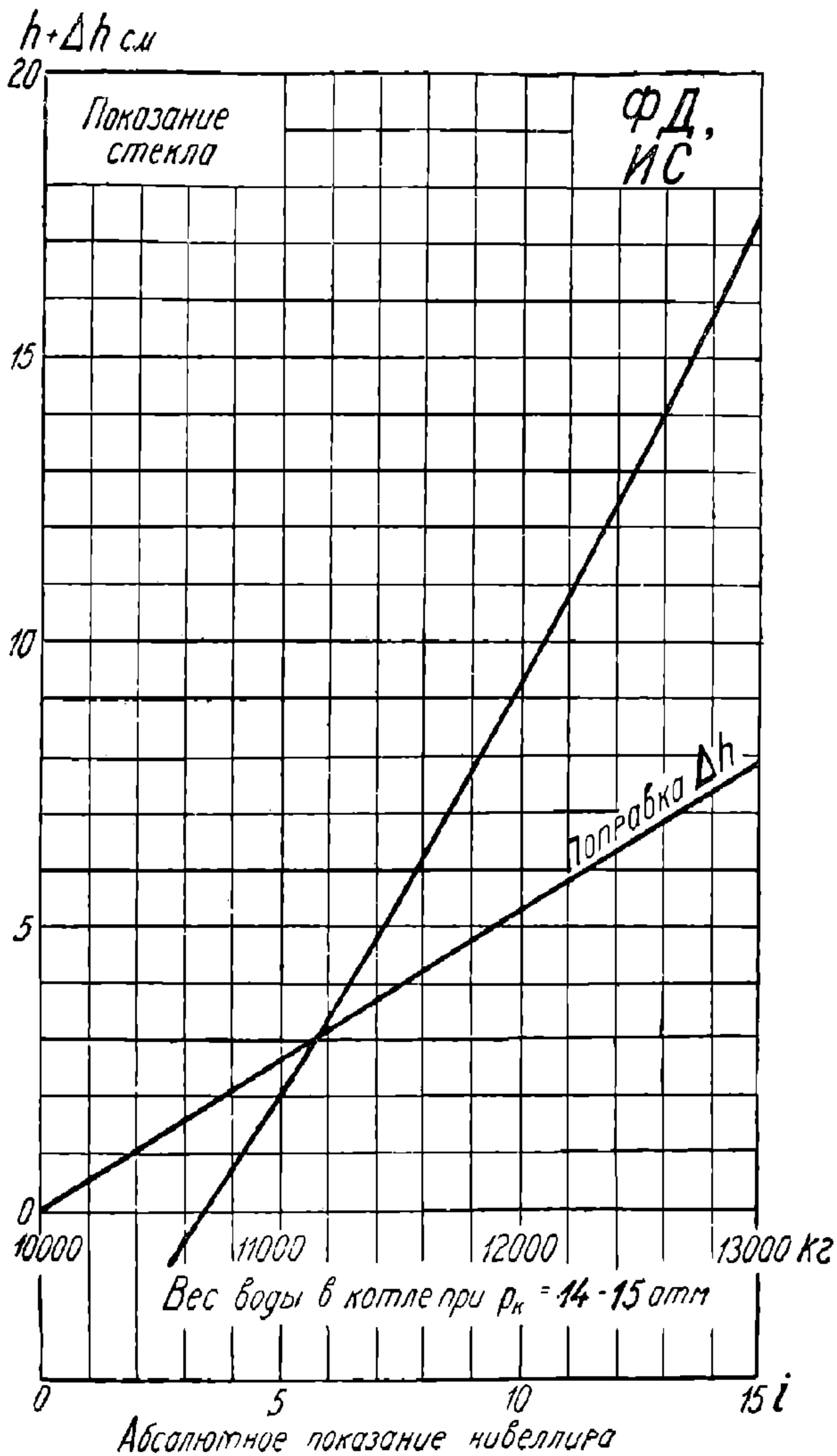
Рейка водомерного стекла представляет простую медную планку, или оправу самого стекла, разделенную на сантиметры с выбитыми на них цифрами, начиная от нуля внизу (в любом месте).

20. Подъемка котла на домкраты. Котел поднимается на домкраты по той же причине, как и водяной бак. Вода наливается до отверстия в регуляторе или до уровня верхней образующей цилиндрической части котла. Котел устанавливается на домкратах по уровню на раме, или на фланце сухопорника. В этом положении устанавливается на нуль показание нивелира (передвижением рейки). Положение реек водомерного стекла и реек нивелира закерниваются крючком.

21. Выливание воды бачками. Рукав присоединяется к спускному крану. До момента появления уровня воды в стекле вода выливается счетом бачков; в пределах стекла производится запись показаний стекла, в сантиметрах с десятыми по низу мениска; ниже стекла вода выливается счетом бачков.

22. Построение котловой кривой. Под котловой кривой понимается график, по которому определяется вес воды в котле при нормальном давлении на основании показания водомерного стекла и нивелира. Вес холодной воды в горизонтальном котле при любом показании водомерного стекла легко определяется на основании работы 21. Тот же вес воды при нормальном давлении даст более высокое показание стекла вследствие расширения воды, расширения самого котла и присутствия пузырьков пара в котле. Практика показывает, что последние два фактора уравнивают друг друга при условии обмера воды в котле при отсутствии расхода из него и при установившемся состоянии. Удельный же объем воды берется по таблицам. Напр. при  $p_k=14-15$  атм он равен 1,20 л/кг.

В прямоугольных координатах по оси ординат откладывается показание стекла в натуру, а по оси абсцисс—вес воды в котле, в масштабе, напр. 1 мм=10 или 20 кг, и строится зависимость веса воды в горизонтальном котле при нормальном давлении от показания стекла  $h$ . На фиг. 121 представлены котловая кривая паровоза ФД; нулевое деление стекла на 100 мм выше неба топки



Фиг. 121. Котловая кривая паровозов ФД и ИС.

(низший уровень). При уклоне котла  $\pm i^0/00$  вода в стекле поднимется (опустится) на

$$\Delta h = \frac{(a:2) + b}{1000} i \text{ см,}$$

где  $a$  — расстояние от передней решетки до лобового листа на уровне середины стекла, см;  $b$  — расстояние от лобового листа по горизонтали до середины стекла, см. Поправка  $\Delta h$  в зависимости от  $i$  стро-

ится на том же графике: на оси абсцисс откладывается абсолютное показание нивелира в масштабе напр.  $1^{\circ}/_{00}=10$  мм; по оси ординат  $\Delta h$  в том же масштабе, как  $h$ . Поправка отрицательна, если показание нивелира впереди меньше показания сзади, и наоборот. Напр.  $h=10,0$  см, нивелир спереди 7,0, сзади 15,5;  $i=-8,5$ ,  $\Delta h=-4,5$  см,  $h + \Delta h=10,0-4,5=5,5$  см. Следовательно, вес воды в котле соответствует показанию стекла 5,5 см, т. е. 11 500 кг.

23. Обмер колес. Диаметры всех движущих колес по кругу катания должны быть обмерены с точностью до 1 мм.

24. Обмер схемы парораспределения. Схема парораспределения обмеряется для выяснения, нет ли грубых расхождений с проектными размерами, и для ориентировки в исправлениях размеров в случае чрезмерных колебаний линейного предварения впуска при разных отсечках.

25. Обмер цилиндров. Диаметр цилиндров тщательно промеряется, так как он входит множителем в квадрате в модуль силы тяги.

26. Обмер и проверка конуса и трубы. Выходное сечение конуса обмеряется, так как оно имеет большое влияние на работу котла и машины. Проверка совпадения осей конуса и трубы должна быть произведена особенно тщательно, при непосредственном участии руководителя опытов, так как практика говорит, что совпадение осей часто смешивается с пересечением осей. Совпадение осей конуса и дымовой трубы и незыблемость их являются одним из основных требований к опытному паровозу.

27. Обмер сифона. Сифон обмеряется для проверки правильности и достаточности отверстий в кольце сифона и в пробке крана или в клапане.

28. Обмер свода и живого сечения решетки. Свод и колосниковая решетка часто не соответствуют чертежам и поэтому требуют обмера.

29. Обмер регулятора и уничтожение игры в приводе. В случае разработки в соединениях привода, игра должна быть по возможности уничтожена. В случае наличия свертных муфт на тягах привода или других приспособлений, позволяющих менять длины тяги, эти приспособления должны быть правильно установлены и закернены. При наличии двух регуляторов, постоянно открытый регулятор должен быть обмерен для проверки совпадения его полного открытия и сечения прохода с проектными, а регулятор, регулирующий впуск пара в цилиндры, должен быть обмерен подробнее, так чтобы можно было определить сечения прохода пара при любом подъеме клапанов.

30. Снятие диаграммы открытия регулятора. При наличии зубцов и защелки на секторе ручки регулятора, открытие должно быть измерено при положениях защелки через каждый зубец и должна быть построена графическая зависимость сечения прохода пара через регулятор от положения ручки регулятора. При отсутствии зубцов на секторе сектор должен быть разделен рисками на некоторое число частей (напр. на 10) и должна быть построена диаграмма, подобная диаграмме при зубчатом секторе.

31. Проверка положения ручки регулятора на горячем паровозе. На горячем паровозе, вследствие разного относительного удлинения тяги котла, сечение регулятора при том же положении его ручки может измениться. Для проверки следует найти ту впадину сектора, на которой начинается подъем клапанов или открывается большой клапан (это можно ощутить рукой при навывке), и сравнить с положением на холодном паровозе. В случае разницы следует перенести на соответствующее количество впадин сектора всю калибровку.

32. Конденсат подогревателя. При поверхностном подогревателе питательной воды вопрос с подогревателем решается легко: конденсат отводится наружу и опытные поездки производятся с подогревателем (или без подогревателя, по заданию). При подогревателе смешения или инжекторе мятого пара, во избежание чрезмерного усложнения опытов, желательно выключить подогрев, прекратив доступ мятого пара в подогреватель. В случае же работы с подогревателем следует озаботиться выбором и установкой приспособлений для обмера поступающего в котел конденсата.

33. Постановка счетчиков на воздушные насосы. Практически наиболее удобный способ определения расхода пара на насосы за поездку—по числу ходов поршня насоса. Число ходов поршня определяется счетчиком. Счетчик может быть поставлен разными способами. Наиболее надежный способ, но требующий много времени,—установка шточка на поршень парового цилиндра с пропуском этого шточка сальником через верхнюю крышку; к шточку укрепляются водила, которые и передвигают рычаг счетчика, установленного на крышке насоса. В случае перекоса шточка неизбежно парение. При втором способе шточек не укрепляется к поршню, а только на несколько сантиметров входит в полость цилиндра и сильной пружиной нажимается вниз. Наконец, на крышке может быть установлена специальная коробка, в которой шточек поднимается давлением пара при ходе поршня вниз и опускается пружиной при ходе вниз. Полезно установить электромагнитные счетчики в динамометрическом вагоне.

34. Постановка счетчиков на машины паровоза. Эти счетчики полезны (но не обязательны) для определения числа оборотов движущих колес, сделанных во время поездки боксованием и подскальзыванием. Счетчики устанавливаются на площадках около ходоуменьшителей и от них получают качательные движения рычага. Два счетчика ставятся (а не один) для взаимной проверки.

35. Постановка счетчиков на насосы подогревателя. Счетчики ставятся (если подогреватель работает), так же, как и на воздушные насосы.

36. Постановка счетчиков на машину стокера. Счетчик устанавливается в подходящем месте, с приводом к парораспределению или к другим частям, в зависимости от конструкции и размещения машины.

37. Установка индикаторных приводов. Индикаторные приводы являются одной из наиболее ответственных частей оборудования паровоза. Простейшее и достаточно точное устройство заключается в маятнике, укрепленном в подшипнике к пло-



щадке, и снабженном внизу серьгой, шарнирно связанной с поводком, укрепленным к крейцкопфу. Должно быть обращено внимание на прочность укрепления поводка к крейцкопфу (во избежание поломок при боксованиях), отсутствие игры в соединениях (во избежание искажения диаграммы), перпендикулярность поперечной плоскости, проходящей через маятник при среднем его положении, к оси цилиндра и отсутствие дрожания площадки при движении паровоза. Если площадка у привода и индикаторного крана недостаточно жестка, ее следует укрепить. Поводок—обычно железный маятник (води́ло) — дубовый с медными втулками в шарнирах.

38. Установка индикаторных кранов и труб. Индикаторные краны устанавливаются в месте, удобном для оперирования индикаторщику, так, чтобы индикаторные трубы были возможно короче и без крутых изгибов. Краны должны быть хорошей конструкции, безопасные в смысле возможности ожога индикаторщика, с защелкой на ручке, которая позволяла бы индикаторщику чувствовать правильное положение ручки, и с хорошим соответствием каналов в пробке с каналами во втулке. Все это должно быть тщательно проверено. Индикаторные трубы должны быть внутреннего диаметра от 15 до 25 мм, тщательно согнуты с песком, без уменьшения сечения в местах сгиба, и хорошо изолированы асбестом и шпагатом. Должно быть обращено внимание на возможность прохождения паровоза с индикаторными трубами в ворота депо.

39. Установка будок для индикаторщиков. Будки должны быть сделаны достаточно удобными, с изолировкой от котла и, особенно, от дымовой коробки.

40. Проверка индикаторов и их пружин. Из ручных и электромагнитных индикаторов одинакового качества следует предпочесть ручные, потому что они, хотя и требуют двух наблюдателей (при двухцилиндровой машине) вместо одного, но зато значительно надежнее. Опыт учит, что электромагнитные индикаторы требуют очень большого ухода и наличия сильной батареи, часто отказывают в работе (не переводят бумаги), рвут бумагу, дают слишком бледную диаграмму и т. п. В случае наличия хороших (т. е. достаточно новых, без мертвых ходов) электромагнитных индикаторов, следует, конечно, использовать их, но все же лучше поставить к каждому из них индикаторщика для постоянного наблюдения. Индикаторы со счетчиками работы и проч. неприменимы.

Пружины индикаторов должны быть прокалиброваны гирями на специальном приборе. Каждая пружина должна быть снабжена этикеткой (номером), по которому всегда можно найти соответственный калибровочный листок и масштаб.

41. Проверка манометров. Все манометры должны быть проверены на специальном прессе гирями, в крайнем случае по проверенному контрольному манометру. Для каждого манометра должна быть построена поправочная кривая. Наиболее удобный вид поправочной кривой следующий: по оси абсцисс откладывается показание проверяемого манометра в масштабе  $2 \text{ атм} = 10 \text{ мм}$ , а по оси ординат—разность показаний груза (контрольного манометра) и

проверяемого манометра, в масштабе  $0,5 \text{ атм} = 10 \text{ мм}$ . Положительные ошибки (манометр показывает меньше истинного) откладываются вверх, отрицательные вниз. При проверке должна быть произведена запись показаний как при повышении давления, так и при понижении.

42. Установка термометров и пирометров. Подлежащими измерению температурами являются: 1) температура перегрева в коробке перегревателя, 2) температура перегрева в золотниковой коробке и 3) температура газов в дымовой пробке. Первые две характеризуют качество пара и проверяют друг друга. Третья нужна для контроля первых двух и для составления котлового баланса. Желательно также мерить температуру исходящего пара в золотниковой коробке для расчета подогревателя питательной воды на паровозах данной серии. При работе с подогревателем, кроме того, подлежит измерению температура подогрева.

Во всех случаях непосредственно указывающие хорошие термометры следует предпочесть пирометрам, если только в числе сотрудников группы, оборудующей паровоз, нет лица, специально занимающегося пирометрами и знающего все их слабости.

Для контроля работы пирометров полезно установить в камеру насыщенного пара перегревателя такой же пирометр, как и в камеру перегретого пара (с одинаковой резьбой).

В паровозе есть еще очень много других интересных температур, но измерять их следует только в том случае, если заранее разработаны цель их измерения и способ использования полученных цифр.

43. Проверка термометров и пирометров. Если не представляется возможным самим проверить термометры и пирометры, то во всяком случае следует поручить проверку достаточно надежному учреждению (Палате мер и весов, напр.) и рассмотреть результаты проверки. Особенно осторожным следует быть с пирометрами и помнить, что термоэлектрический пирометр показывает не температуру, а разность температур горячего и холодного спаев.

44. Установка и проверка вакууметров. Разрежение измеряется в трех точках: в зольнике, примерно в середине боковой стенки; в огневой коробке, примерно в середине боковой стенки, под сводом; в дымовой коробке, между дымогарными и жировыми трубами. Приборы (*U*-образные трубки) устанавливаются либо в будке машиниста, либо (лучше) в динамометрическом вагоне. Проверка трубопроводов на плотность должна делаться не только после установки, но и периодически во время поездок (на промывках). При проверке один конец плотно затыкается пробкой, а к другому присоединяется резиновая трубка со стеклом на конце. В трубку наливается вода и проверяется по стеклу отсутствие утечек под напором в 2—3 м.

45. Установка калориметров. Распространенный калориметр Карпентера—довольно ненадежный прибор. Если определение влажности пара внесено в программу, то следует поставить по возможности два или даже три калориметра: над топкой, под паросушителем и над паросушителем, чтобы иметь хотя бы некоторое суждение об их относительной верности. Паропровод к ка-

лориметру должен быть сделан возможно короткий. Как паропровод, так и самый калориметр должны быть хорошо изолированы. Сами калориметры внутри должны быть очищены от накипи.

46. Проверка калориметров. Проверка калориметров возможна только в специальной лаборатории, но все же следует убедиться хотя бы в их относительной точности. Простейший способ состоит в определении влажности пара последовательно каждым калориметром в одной и той же точке. В теплое время года на стоянке при малом уровне воды в котле калориметры должны показывать от 1 до 3%. Кроме того, полезно проверить калибровку стекла калориметра непосредственно водой.

47. Проверка для анализа газов и проверка на плотность. Эта работа нужна исключительно для поездок II цикла. Забор газов производится перед конусом, между дымогарными и жаровыми трубами. Для возможности периодической продувки всего газопровода, между паровозом и тендером подводится сжатый воздух из главного резервуара по трубке с краником, а в газопровод вставляется участок резиновой трубки. Возможность продувки должна быть предусмотрена и для вакууметров. Проверка плотности производится так же, как и при вакууметрах (работа 44).

48. Определение расхода пара на естественные утечки. Предохранительные клапаны поджимаются на 0,6 *атм* выше нормального (предельного) давления. Котел поддерживается под полным давлением (можно допустить на 0,5 *атм* ниже и до 0,2 *атм* выше), в течение примерно 5—7 часов при установившемся состоянии без расходования пара и воды. Каждые 10 или 20 минут производится обмер давления, стекла и нивелира. Обмер стекла следует производить по резко выделяющемуся нижнему краю мениска. После понижения уровня воды примерно на 5 см опыт прекращается; давление в котле в моменты начала и конца опыта должно совпадать. При наличии двух регуляторов внутренний должен быть открыт. Точность определения расхода пара на естественные утечки достаточна 5%, потому что этот расход в несколько десятков раз меньше полезного расхода пара и точность 5% обеспечивает достаточную точность испытаний. Для ориентировки расход на естественные утечки обычно от 0,5 кг до 2,0 кг в минуту.

49. Определение расхода пара на насос тормоза. Замечания относительно предохранительных клапанов, давления в котле и порядка обмеров — те же, что и в работе 48. Давление в главном резервуаре должно поддерживаться близкое к нормальному (на 0,2—0,3 *атм* ниже). Для ускорения опыта нельзя держать низкое давление в главном резервуаре, так как расход пара на одно показание счетчика уменьшается с уменьшением давления воздуха, а во время поездок давление воздуха бывает нормальное. При каждом обмере записывается показание счетчика насоса. Следует израсходовать из котла 5—6 см воды в стекле — исключительно на насос и естественные утечки. На это потребуется около 2 часов. Расход пара на одно показание счетчика при тандем-насосе порядка 0,15 кг (за вычетом естественных утечек).

УДМУТ  
(ДИТ)

50. Определение расхода пара на насос подогревателя. Напорная труба отводится от котла и заканчивается краном. Между насосом и выпускным краном желательна установка резервуара с манометром: резервуар (со сжатым воздухом в верхней части) — для выравнивания давления воды, манометр и кран — для регулирования давления воды. Давление по манометру воды должно поддерживаться на  $0,5 \text{ атм}$  выше нормального давления в котле. Порядок производства опыта тот же, что и в работе 50, но подготовка отнимает много времени и должна быть сделана заранее.

51. Определение расхода пара на машину стокера. Подготовка к опыту состоит в отводке угля из горловины назад на площадку. Для этого нужен выгнутый железный лист. Опыт должен быть сделан при трех давлениях в паропроводе к машине стокера—ходовом, на  $1-2 \text{ атм}$  ниже и на  $1-2 \text{ атм}$  выше. При каждом из трех опытов должно быть израсходовано не менее  $4 \text{ см}$  стекла (на машину стокера и естественные утечки). Каждый опыт занимает около двух часов. Расход пара на машину стокера за вычетом естественных утечек порядка  $150-300 \text{ кг/ч}$ , при стокере типа ВК — около  $0,015-0,20 \text{ кг}$  на одно показание счетчика (двойной ход каждого цилиндра).

52. Определение расхода пара на топла стокера. Определение расхода пара должно быть произведено также при трех давлениях. Положение регулировочных вентилях каждой группы сопел должно быть неизменное, соответствующее обычному положению на данном поровозе. Расход пара не сопла порядка  $50-150 \text{ кг}$  в час. На каждый опыт требуется примерно 4 часа.

53. Определение расхода пара на сифон. Сифон открывается полностью (во время поездок при надобности он должен открываться также только полностью). Горение в топке регулируется приоткрыванием дверцы дымовой коробки. Опыт длится около  $1,0-1,5$  часа. Расход на сифон — порядка  $10 \text{ кг}$  в минуту.

54. Определение расхода пара на турбодинамо. Если можно избежать работы турбодинамо во время поездок, то не встречается надобности и в определении расхода пара на нее. При надобности же определение расхода пара производится при некотором определенном режиме работы турбины, напр. при всех включенных лампах, каковой режим должен применяться и при поездках при включении турбины.

55. Определение расхода пара на прогревы. Эта работа производится только в случае необходимости в прогревах. Так же, как и при работе 54, устанавливается некоторый определенный режим, который должен поддерживаться и во время опытной поездки.

56. Определение потери воды при закачивании инжекторами. Каждым инжектором следует сделать по 10 закачиваний со сбором воды из вестовой трубы в бачок, который взвешивается. Между закачиваниями следует делать паузу в  $3-5$  мин для того, чтобы инжектор пришел в нормальное состояние. Обычная потеря  $3-5 \text{ кг}$  на закачивание.

57. Определение пропуска пара через золотники. Определение пропуска пара производится при золотниках, поста-

вленных в среднее положение, и открытых продувательных кранах цилиндров (но не золотниковых коробок). Тендер затормаживается, и регулятор полностью открывается. Это определение — очень грубое и полезно только для некоторого относительного суждения о качестве золотников.

58. Проверка динамометра. Наиболее удобным и распространенным типом динамометра являются гидравлические динамометры, основанные на принципе измерения манометром давления жидкости (глицерина) в цилиндре, на поршень которого передается вся сила по сцепному прибору вагона. Обычно жидкость отделяется от поршня диафрагмой (медной или резиновой) и ход поршня составляет всего доли миллиметра. Если рабочий диаметр поршня  $d$  см, а давление  $p$  атм, то очевидно, что сила в кг равна

$$F = \frac{\pi d^2}{4} p.$$

На этой формуле и основана проверка циферблата манометра динамометра. Манометр же должен быть проверен в подходящем надежном учреждении. Следует обратить внимание на правильное определение рабочего диаметра поршня динамометра.

Кроме того, должна быть тщательно проверена вся передача от крюка или сцепки до поршня динамометра и устранены возможные перекосы и заедания. За динамометром должен быть постоянный надзор. Он должен включаться только при испытаниях. Особенно следует предостеречь от попыток определять динамометром силу ударов (рывков): и силы этой нельзя определить вследствие инерции жидкости и стрелки манометра, и динамометр можно испортить. Большое внимание должно быть уделено предохранению стрелки манометра от сдвига на своей оси. В случае сдвига манометр должен быть вновь прокалиброван.

59. Проверка скоростемера. Скоростемер должен проверяться периодически во время опытных поездок в местах наиболее равномерного движения, по времени прохождения одного километра по секундомеру. Во время прохождения этого километра производится непрерывная запись показаний скоростемера и выводится среднее показание. При достаточном количестве точек строится поправочная кривая.

60. Разметка участка. Разметке подлежат: место отправления (открытия регулятора) — с учетом достаточно быстрого разгона, место закрытия регулятора — с учетом остановки в надлежащем месте, и места наблюдений. Желательно иметь на участке от 10 до 12 пунктов наблюдений. Первое наблюдение должно быть не ранее, как через 2 км после пункта отправления, для достижения установившейся работы машины. Остальные наблюдения должны быть разбиты более или менее равномерно, но с обращением внимания: 1) на определенность положения паровоза (в прямой на известном подъеме) на некотором расстоянии, на котором производится наблюдение — не менее 50 м в обе стороны от пункта сигнала и 2) на возможно меньшее изменение скорости в момент наблюдения.

61. Установление расписания опытных поездов. Расписание опытных поездов зависит, конечно, от расписания поездов на участке, но все же на основании многолетней практики можно установить следующие основные требования. Опытные поездки должны производиться исключительно в светлое время суток. Опытный паровоз ночью должен находиться в основном депо; в крайнем случае, можно допустить оборотное депо. Испытания должны производиться в одну смену; вторую смену можно допустить только для поездок второго цикла. Желательно иметь для всех скоростей на данном участке одно и то же расписание (при больших скоростях можно позже отправляться) во избежание путаницы у агентов эксплуатации. Не следует гнаться за большим количеством поездок в день: следует ограничиться тремя поездками (при длине участка до 35 км), при загруженном участке можно даже установить всего две поездки. Обязательно требовать очищения всего опытного участка от поездов во время движения опытного поезда.

В случае поездок на замкнутом кольце эти требования, конечно, отпадают.

62. Нивелировка опытного участка. Опытный участок должен быть пронивелирован обязательно до начала опытных поездок. Нивелировка должна быть сделана через 50 м (или через 100 м) и должны быть проверены расстояния между пикетными знаками. При длинном участке можно ограничиться нивелировкой только пунктов наблюдений (по 50 м в обе стороны). Очень полезно объяснить бригаде нивелировщиков, что требуются только расстояния между пикетными знаками и уклоны в тысячных с одним знаком после запятой. Результаты нивелировки следует представить в виде диаграммы в прямоугольных координатах: по оси абсцисс отложить расстояния, по оси ординат — уклоны в тысячных, подъемы — вверх, спуски — вниз.

63. Расстановка сигналов на опытном участке. Знаки: отправления опытного поезда, наблюдений и закрытия регулятора должны быть поставлены до начала опытных поездок. Знак ставится против будки машиниста.

64. Подготовка состава. Состав должен быть из четырехосных груженых камнем вагонов на автоматическом тормозе так называемого жесткого типа. Вес состава зависит от предполагаемой предельной силы тяги паровоза и профиля. Желательно иметь вес состава почти равным расчетному для этого паровоза и профиля, потому что большой вес состава дает плавные колебания скорости, но можно ограничиться и значительно меньшим весом, но тогда много ухода потребуют тормоза, на долю которых выпадет большая работа.

65. Заготовка топлива. Для определения тяговых характеристик (поездки I цикла) следует взять возможно хорошее топливо. При определении же теплотехнических характеристик выбор топлива зависит от задания.

66. Устройство закрывающих угольный ящик. Для определения теплотехнических характеристик (II цикл) угольный ящик тендера разделяется съемными перегородками на 3—4 отде-

ления, в каждое из которых засыпается перед поездкой определенное взвешенное количество топлива для облегчения учета его расхода.

67. Заготовка весов, бачков, жаровень, посуды для проб топлива и проч. Эти предметы нужны при теплотехнических поездках для взвешивания шлаков, перевеса оставшегося топлива, отбора проб топлива. Для поливки угля нужно иметь специальный бачок на тендере (при поездках обоих циклов), но можно ограничиться учетом воды, подаваемой из инжектора. Для этого надо поставить специальный опыт и определить подачу через рукавчик в минуту.

68. Взвешивание паровоза. Если нет достаточно надежных данных о давлениях на все оси паровоза в рабочем состоянии, то паровоз следует взвесить при наименьшем уровне воды в котле и при нормальном слое топлива на колосниковой решетке.

69. Определение сопротивления паровоза. Должно быть определено удельное сопротивление паровоза как повозки  $w'_0$  и удельное сопротивление при закрытом регуляторе  $w'_0 + w'_3$ . То и другое определяется путем „скатывания“ (см. п. 70). При определении  $w'_0$  должны быть сняты ведущие дышла, и паровоз должен разгоняться другим паровозом. При определении  $w'_0 + w'_3$  паровоз разгоняется собственным паром.

При недостатке времени можно обойтись без скатывания и определять сопротивление по стандартным формулам. Хотя  $w'_0$  входит в формулу, связывающую  $F_{\text{н}}$  и  $F_{\text{д}}$ , тем не менее, небольшая ошибка в  $w'_0$  при определении его по формуле не оказывает никакого влияния на точность решения практических задач.

В случае испытания паровоза на кольце, в формулу  $F_{\text{к}}$  придется вводить  $w'_0 + w'_r$ . Эту величину желательно определить скатыванием на самом кольце.

70. Пробная поездка. Во время пробной поездки проверяется действие всех приборов, правильность намеченных мест наблюдений, наблюдатели осваиваются с приборами, проверяется скоростемер. Во время холостой поездки устанавливаются знаки наблюдений.

67. Опытные поездки. При разработке предварительной программы опытных поездок следует намечать на первый день средние скорости (или несколько ниже средних) для данного участка и форсировки, ниже средних; затем плавно, но быстро увеличивать форсировки, а по мере приближения к промывке — опять снижать форсировки, вплоть до самых малых. В то же время желательно в первые же дни охватить возможно большой диапазон кривых  $F_{\text{н}} = f(V, \varepsilon, \rho)$  и  $u = f(V, \varepsilon, \rho)$ , чтобы возможно скорее иметь эти кривые в грубом приближении и ориентироваться в значении комбинаций  $V, \varepsilon, \rho$  и  $z_{\text{н}}$  для предстоящих поездок. Совершенно необходимо еще до начала поездок построить предположительные кривые  $F_{\text{н}}$  и  $F_{\text{д}} = f(V, \varepsilon)$  для испытываемых  $\rho$  на одном планшете с кривыми  $F_{\text{н}}(F_{\text{д}}) = f(V, z_{\text{н}})$  и кривые  $u = f(V, \varepsilon)$  для тех  $\varepsilon$ , которые в действительности испытываются. После опытных поездок в тот же день следует ставить точки  $F_{\text{н}}$  и  $u$  и набрасывать действительные кривые, исправляя их постепенно в соответствии с накоплением

данных. Для вполне открытого регулятора желательно сделать 30—35 удачных поездок, из них для пятого зуба 6—7 поездок, для четвертого 8—9, для третьего 7—8, для второго 6—7, для первого 4—5. Для пассажирских паровозов следует прибавить количество поездок при малых отсечках. Если позволяют обстоятельства, следует испытать также открытия регулятора около  $\frac{1}{8}$  и  $\frac{1}{15}$ . Для этих неполных открытий (особенно для  $\varrho = \frac{1}{15}$ ) можно ограничиться испытанием только пятого, третьего и первого зубов и сделать на  $\varrho$  около  $\frac{1}{8}$  — примерно 20 поездок, а на  $\varrho$  около  $\frac{1}{15}$  — примерно 15 поездок. Добавляя 15—20% неудачных поездок, получаем всего около  $(35+20+15) \times 1,15$  до  $1,2 = 80—85$  поездок.

Все вышесказанное относится к тяговым испытаниям (I цикла). В том случае, если одновременно же производятся и теплотехнические испытания (II цикла), то желательно первые дни делать только тяговые поездки (без учета топлива), а после того, как поездки войдут в норму и будут некоторые данные для предугадывания форсировки котла при задаваемых  $\varrho$ ,  $\varepsilon$  и  $V$  — только после этого можно включить и второй цикл (замеры топлива), но обязательно с возложением всех работ по второму циклу на отдельную группу работников. Как уже указывалось выше, для объединения поездок обоих циклов необходимо так комбинировать поездки I цикла, чтобы, во-первых, все поездки за день были с примерно одинаковой форсировкой котла, во-вторых, чтобы средние дневные форсировки котла были разнообразными и как раз такими, какие требуются для лучшей трассировки кривой  $z_{\#} = f(y)$ , в-третьих, чтобы накануне поездок можно было подсчитать примерный расход топлива на работу паровоза между обмерами топлива и соответственно загрузить закромы угольного ящика тендера. Для возможности такого согласовывания интересов I и II циклов требуется, конечно, довольно высокая степень разумности руководящего актива групп обоих циклов.

После первых же поездок необходимо завести таблицу основных результатов и аккуратно заполнять ее по мере обработки наблюдений. Эта таблица имеет следующие примерные столбцы:

1. Номер поездки I цикла. В ИРТ номер поездки обозначается четырьмя цифрами: первые две являются порядковым номером испытываемой серии паровозов, последние две — порядковым номером поездки. Например, паровоз серии ФД в 1932 г. был тридцать вторым по счету испытанным серийным паровозом (счет ведется с Конторы опытов над типами паровозов) поэтому тридцать пятая поездка (первого цикла) с паровозом серии ФД (апрель 1932 г.) имела № 3235. Паровоз ИС (лето 1933 г.) является тридцать пятым.

2. Дата.

3. Комбинация. Под комбинацией понимается открытие регулятора  $\varrho$ , отсечка (с точностью до одной десятой)  $\varepsilon$  и средняя скорость по профилю  $V_{\#}$  с точностью до 1 км/ч. Например: 1—0,3—23.

4. Участок. Начальная и конечная станции или посты, а в случае начала или конца поездки в необычном месте — соответствующий километр.



5. Годность поездки по  $F_k$ . 6. Годность поездки по  $F_i$ . 7. Годность поездки по  $u$ . Поездка может быть годной (удачной) по всем этим трем основным искомым величинам, поездка может быть негодна по  $F_k$ , напр., если во время поездки обнаружено подтормаживание осей паровоза или тендера (не влияющее на правильность определения  $F_i$  и  $u$ ), или обнаружена неправильная работа динамометра и т. п.; поездка может быть негодна по  $F_i$ , напр., если расшатался или поломался привод к индикатору или какой-либо другой причине не получилось ни одного комплекта годных индикаторных диаграмм (понимая под комплектом — диаграммы обеих полостей всех цилиндров за одно наблюдение) и т. п.; поездка может быть негодна по  $u$ , напр., если сильно бросило воду или остановились в пути по красному сигналу при недостаточном расходе воды из тендера или при неизвестном точно пункте закрытия регулятора. Негодность поездки по одной или даже одновременно по двум из этих трех основных величин отнюдь не означает полной негодности поездки: то, что годно в поездке, должно быть разработано. Конечно, поездка может оказаться негодной по всем трем основным искомым величинам, напр. несло воду продолжительное время и не установился перегрев.

8. Сила тяги на ободу  $F_k$ , средняя приведенная. Способ ее подсчета указан ниже, так же как и всех остальных величин в таблице.

9. Скорость  $V_k$  по скоростемеру из соответствующих наблюдаемым учтенным  $F_k$ .

10. Котловое давление  $p_k$ , среднее из соответствующих наблюдаемым и учтенным  $F_k$ .

11. Сила тяги индикаторная  $F_i$ , средняя приведенная.

12. Скорость  $V_i$ , средняя из соответствующих наблюдаемым и учтенным  $F_i$ .

13. Мощность на ободу  $N_k$ , средняя.

14. Ходовое время поездки  $t_x$  в тысячных долях часа.

15. Полезное время поездки  $t_n$  с открытым регулятором.

16. Путь по профилю, пройденный паровозом с открытым регулятором,  $s_n$ .

17. Процент неравномерности скорости поезда,  $\vartheta$ .

18. Средняя интенсивность парообразования по машине,  $z_m$ .

19. Средняя интенсивность парообразования по котлу,  $z_k$ .

20. Средняя интенсивность парообразования по котлу в нормальном паре (тепловое напряжение котла),  $z_{kn}$ .

21. Расход воды из тендера на один километр.

22. Расход пара на один ход поршня  $u$ , приведенный.

23. Температура перегрева в коллекторе  $t_k$ , средняя.

24. Температура перегрева в золотниковой коробке  $t'$ , средняя.

25. Температура исходящего пара  $t_e$ , средняя.

26. Температура отходящих газов  $T_{от}$ , средняя.

27. Разрежение в дымовой коробке  $\Delta_3$ , среднее.

28. Разрежение в огневой коробке  $\Delta_2$ , среднее.

29. Разрежение в зольнике  $\Delta_1$ , среднее.

30. Число километров, пройденное паровозом по окончании поездки, считая от последней промывки.

Группа I цикла должна состоять из следующих сотрудников: 1) и 2) руководитель опытов и его помощник (заместитель), 3) наблюдатель на паровозе, 4) динамометрист, 5) и 6) индикаторщики, 7) пирометрист, 8) механик вагона, 9) счетчик (или два счетчика). Естественно, если цилиндров больше двух, то потребуется и больше индикаторщиков. Опыт учит, что сильная группа в 9—10 человек наиболее выгодна и что увеличение количества участников отнюдь не ведет к улучшению или ускорению работы. Однако, всегда желательно иметь дополнительно одного-двух человек для обучения; в случае необходимости в большом количестве наблюдений в будке паровоза или при измерении сухости пара калориметром, требуется дополнительный человек (можно из обучаемых). При недостатке опытного персонала заместителем руководителя опытов может быть наблюдатель на паровозе, но тогда требуется отдельный сотрудник для торможения состава.

В обязанности руководителя опытов и его заместителя, кроме руководства, сношений с агентами железной дороги, непрерывного направления всей работы, распределения работников, разработки программ и помощи в слабых местах, входит также регулирование торможения состава и помощь наблюдателю на паровозе при обмере воды в тендере.

В обязанности наблюдателя на паровозе входит общее наблюдение за паровозом, за достаточностью запасов воды и топлива, обмеры до и после поездки и наблюдения в будке паровоза во время поездки. Обмер перед поездкой делается примерно за 5—10 мин. до момента отправления, после того, как все наблюдатели будут готовы к поездке. Перед обмером и на время обмера котел приводится в установившееся на стоянке состояние: вода не качается, сифон и насосы не работают. Обмеряются, с записью времени обмера в часах и минутах: нивелир (дробью: в числителе — впереди, в знаменателе — сзади); давление в котле  $p_k$  (подводится возможно ближе к нормальному); показание водомерного стекла (или стекол); счетчик насоса тормоза  $n_m$ ; счетчик машины стокера  $n_{ст}$ ; температура воды в тендере  $\tau$ ; вода в тендере (дробью: в числителе — справа, в знаменателе — слева). Совершенно такие же обмеры производятся и после поездки после некоторого успокоения котла и доведения давления по возможности до равенства тому, которое было при обмере до отправления. Между этими обмерами производится запись открытия и закрытия сифона. В момент отправления (открытия регулятора) записывается время с точностью до 5 с и место отправления (километр и метры с точностью до 5 м). В момент постановки заданной комбинации (открытия регулятора и отсечки) записывается время.

Сигнал наблюдений (длинный подготовительный свисток постепенно увеличивающейся силы и короткий свисток в момент прохода будки паровоза мимо пункта наблюдения) даются машинистом под наблюдением наблюдателя на паровозе. Все наблюдения (I цикла) производятся во время короткого свистка; следует отметить, что если во время короткого свистка стрелка прибора колеблется, то следует записать не случайное показание стрелки в момент свистка, а среднее ее показание за несколько секунд до короткого свистка

и после него. Наблюдатель на паровозе во время сигнала записывает время с точностью до 5 или 10 с, место наблюдения, давление в котле с точностью до 0,1 атм, стекло с точностью до 1 см, давления по манометрам машины и сопел стокера с точностью до 0,1 атм, температуру перегрева с точностью до 1° и разрежения (если вакууметры стоят в будке) с точностью до 5 мм вод. столба. Если разрежение (особенно в дымовой коробке) сильно колеблется в соответствии с выхлопами пара в конус, следует ввести регулируемый дроссель, который бы тушил колебания. В том же случае, если колебания вакуума подозрительно слабы, необходимо продуть (после поездки) все трубопроводы вакууметров и проверить плотность. Наблюдатель на паровозе отмечает также закачки инжекторов в своей книжке черточками (наклоненной вправо — для правого инжектора, влево — для левого инжектора) и случаи боксования паровоза и несения воды. Особое внимание наблюдателя на паровозе должно быть обращено на: 1) правильное положение регулятора и переводного винта и 2) на поддержание давления в котле, возможно ближе к нормальному; желательно, чтобы это давление колебалось не более чем на 0,2 атм в обе стороны.

В момент закрытия регулятора дается короткий свисток, наблюдатель отмечает время с точностью до 5 с и место закрытия. В момент остановки отмечается также время. После остановки производится обмер, аналогичный обмеру перед отправлением. Немедленно после поездки дежурный на паровозе сличает свои записи времени и сигналов с записями динамометриста.

Немедленно же после поездки, счетчик при содействии наблюдателя на паровозе обрабатывает его записи: исправляет записи по поправочным кривым, подсчитывает средние, определяет расход воды из тендера и котла за поездку  $B_k$ , подсчитывает расходы пара на служебные нужды и потери воды, определяет расход пара на машину  $B_m$  и расход пара на один ход поршня  $u$  по формуле:

$$u = \frac{B_m \pi D}{s_n 2n} \quad \text{или} \quad u = \frac{B_m \pi D}{s_n 2n_s} \quad \text{кг.} \quad (139)$$

Для введения поправки на давление в котле, это значение  $u$  приводится к нормальному давлению  $p_k$  путем умножения  $u$  на отношение нормального давления в котле к среднему наблюденному во время поездки.

Также определяются  $z_m$  и  $z_{\text{нп}}$  по формулам:

$$z_m = \frac{B_k}{t_x H} \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}; \quad z_{\text{нп}} = \frac{B_m}{t_x H} \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч.} \quad (140, 141)$$

Тепловое напряжение котла (в нормальном паре)  $z_{\text{нп}}$  определяется по формуле:

$$z_{\text{нп}} = \frac{B_{\text{нп}}}{t_x H} 640 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч}, \quad (142)$$

где  $B_{\text{нп}}$  — часов количество тепла, полученного от топлива водой и паром в котле, выраженное в единицах тепла, равных 640 кал.  $B_{\text{нп}}$  определяется по формуле:

$$B_{\text{нп}} = \frac{B_m t_m + \Sigma b t_x - A \tau + \Sigma a \tau_u - h q}{640},$$

НЕ  
УДУНТИ  
(ДИТ)

где  $i_{\kappa}$  и  $i_{\sigma}$  — теплосодержания пара, расходуемого машиной паровоза и пара, расходуемого на вспомогательные нужды;  $\Sigma b$  — расход пара на вспомогательные нужды;  $A$  — расход воды из тендера при теплосодержании  $\tau$ ;  $\Sigma a$  — потери воды при закачивании инжекторов при теплосодержании  $\tau_{\kappa}$  ( $\approx 60$ );  $h$  — расход воды из котла при теплосодержании  $q$ . Если на вспомогательные нужды идет перегретый пар, то он должен включаться в  $B_{\kappa}$ .

Для проверки вычислений и для прикидок расхода воды из тендера для будущих поездок полезно также подсчитывать расход воды из тендера на километр при открытом регуляторе:

$$\frac{B_{\kappa} + \Sigma a}{s_n} \text{ кг/км,}$$

где  $\Sigma a$  — потери на закачивание инжекторов. Все эти подсчеты должны быть сделаны подробно на отдельном листке, в виде, удобном для проверки.

Все документы по каждой поездке, подписанные соответствующими наблюдателями, хранятся в отдельном конверте.

На обязанности динамометриста лежит наблюдение за исправностью динамометра и общее наблюдение за всеми вагонами опытного поезда. Перед началом поездки динамометрист проверяет сцепление паровоза с динамометрическим вагоном, сверяет часы с железнодорожными и с часами наблюдателя на паровозе. Все записи времени динамометрист ведет с точностью до секунды: отправление, постановка комбинации, сигналы наблюдений, закрытие регулятора, остановка. Журнал динамометриста должен иметь следующие столбцы: 1) время (ч, м, с); 2) номер сигнала — состоит из номера поездки с добавлением порядкового номера сигнала (напр. 3-е наблюдение поездки № 3215 обозначается 32153); 3) место сигнала с точностью до 5 м; 4) скорость  $V$  с точностью до 0,5 км/ч, записанная по скоростемеру и исправленная по поправочной кривой; 5) сила тяги по динамометру  $F_{\theta}$ , также записанная с точностью до 100 кг и исправленная; 6) приращение скорости, км/ч за полминуты (равное  $30 \frac{dV}{dt}$ , если  $t$  — в секундах, или  $\frac{1}{120} \frac{dV}{dt}$ , если  $t$  — в часах), измеренное непосредственно по ленте скоростемера с точностью до 0,25 км/ч; 7) уд. сопротивление паровоза  $w_0'$ ; 8) подъем в месте наблюдения  $i_{\kappa}$ ; 9) произведение  $P \left( w_0' + i_{\kappa} + 30 \frac{dV}{dt} \right)$ ; 10) сила тяги  $F_{\kappa}$ , равная  $F_{\theta} + P \left( w_0' + i_{\kappa} + 30 \frac{dV}{dt} \right)$ ; 11) давление в котле  $p_{\kappa}$  (по паровозному журналу); 12) сила тяги  $F_{\kappa}$ , приведенная к нормальному давлению в котле, равная  $F_{\kappa}$ , умноженному на отношение нормального давления в котле к действительному давлению.

Сила тяги по динамометру должна измеряться не в самый момент короткого сигнала, а должна браться средняя величина за промежуток времени секунд в десять, перекрывающий сигнал в обе стороны. В случае слишком сильного колебания стрелки в такт подергиванию паровоза, следует дросселировать трубку между динамометром и манометром. У начинающих динамометристов имеется

тенденция невольно записывать несколько преувеличенную силу тяги, Следует записывать даже не среднюю величину из размахов стрелки, а средневзвешенную, больше оценивая продолжительные остановки стрелки, чем короткие. В момент наблюдения должна делаться отметка на лентах динамометра и скоростемера (если последняя имеется) нажатием кнопки наблюдателем на паровозе или динамометристом. Динамометрист должен параллельно наблюдателю на паровозе записывать место отправления и место закрытия регулятора, с точностью до 5 м.

Для того чтобы не ошибаться в знаке поправки силы тяги  $F_*$  на ускорение, следует ясно представить себе, что при повышении скорости часть работы индикаторной силы тяги затрачивается на повышение кинетической энергии паровоза и не доходит до крюка. Наоборот, при понижении скорости часть кинетической энергии паровоза расходуется на увеличение силы тяги. Следовательно, при положительном ускорении к наблюдаемому  $F_0$  надо прибавить произведение веса паровоза (с тендером) на абсолютную величину изменения скорости в км/ч за полминуты, а при замедлении надо отнять от наблюдаемого  $F_0$  ту же величину.

При регулировании скорости поезда торможением не следует добиваться возможно малых колебаний скорости. Колебание в 10% или даже в 15% от средней скорости, напр. колебания от 17 км/ч до 23 км/ч при средней 20 км/ч, вполне допустимо и несколько не отражается на точности опытов. Стремление же добиться меньших колебаний ведет к ненормально большой работе тормозного насоса, значительным, хотя и коротким ускорением и замедлением, особенно вредным во время наблюдений, и к быстрому утомлению тормозильщика.

Немедленно по окончании поездки динамометрист должен заполнить все столбцы своего журнала; по согласованию с руководителем опытов выкинуть, если потребуются, какое-либо подозрительное наблюдение (таким часто является первое наблюдение вследствие неустановившегося состояния паровоза); подсчитать среднюю скорость по наблюдениям и среднее  $F_k$ ; подсчитать полное время хода  $t_x$  и время хода с открытым регулятором  $t_n$  с точностью до 0,001 часа; подсчитать путь с открытым регулятором по профилю  $s_n$ ; подсчитать путь с открытым регулятором по показаниям счетчиков  $s_{сч}$  по листкам индикаторщиков; подсчитать среднюю скорость по профилю при открытом регуляторе  $V_n$ , равную частному от деления  $s_n$  на  $t_n$ ; подсчитать процент неравномерности скорости  $\vartheta$ , равный разности наибольшей и наименьшей скорости по наблюдениям, деленной на сумму этих же скоростей и умноженной на 100; подсчитать среднюю мощность на ободу, равную произведению средней скорости по наблюдениям  $V_k$  и  $F_k$  (при действительном давлении в котле), деленному на 270; подсчитать процент боксования, равный

$$\frac{s_{сч} - s_n}{s_n} \cdot 100.$$

На обязанности же динамометриста лежит надписание и разметка ленты динамометра.

УДУНТЬ  
(ДІТТ)

Точки  $u$  и  $F_k$  (то и другое приведенное к нормальному давлению) наносятся на планшеты:  $u$  — с абсциссой  $V_n$ ,  $F_k$  — с абсциссой  $F_k$  (среднее по наблюдениям).

Нанесение точки  $u$  лежит на обязанности наблюдателя на паровозе; нанесение точки  $F_k$  — на обязанности динамометриста.

Следует предостеречь от вычисления по этим  $u$  и  $F_k$  расхода пара на силу час  $U/N_k$ ; это нельзя делать, так как  $U$  относится к скорости  $V_n$ , а  $F_k$  — к скорости  $V_k$ , вообще говоря, не совпадающим между собою.

Пирометрист содержит в исправности пирометрическую установку и все пирометры и термометры, производит по сигналам наблюдения в динамометрическом вагоне всех температур (в том числе записывает и температуру наружного воздуха в тени) и разрежений, если вакууметры установлены в вагоне; в последнем случае на обязанности пирометриста лежит также и содержание в исправности всей установки вакууметров.

Индикаторщики содержат в исправности индикаторы и всю индикаторную установку, регулярно каждый день по окончании поездок разбирают, протирают, смазывают индикаторы, во время поездок снимают индикаторные диаграммы по сигналам, тщательно нумеруя каждую диаграмму. Номер на диаграммах правого цилиндра ставится в верхнем правом углу, левого — в левом верхнем углу. Кроме того на каждой диаграмме должен быть поставлен в кружке масштаб давления согласно проверки, напр. 30, т. е. 3,0 мм в одной атмосфере. Диаграммы каждого цилиндра сдаются руководителю опытов в обложке с надписью: № поездки, участок, серия паровоза, дата, правый или левый цилиндр, комбинация и подпись наблюдателя.

Кроме того на обязанности индикаторщиков лежит запись показаний счетчиков машин перед отправлением и в момент закрытия регулятора по короткому свистку. При наличии термометров в дымовой коробке, они же записывают и температуры после снятия диаграммы.

**68. Разработка результатов опытов и составление тяговых характеристик.** Разработка результатов опытов должна начаться вскоре же после начала поездок и вестись параллельно им так, чтобы по окончании опытов I цикла можно было составить окончательные тяговые характеристики в несколько дней (порядка 5—10 дней). Вся разработка должна вестись участниками опытов или во всяком случае лицами, присутствовавшими непосредственно на опытах и обрабатывавшими непосредственные результаты.

Наиболее трудоемкой работой является планиметрирование индикаторных диаграмм. Чтобы эта работа не задержала всех остальных работ, она должна быть пущена в первую голову. Разработке подлежат только те из годных (утвержденных руководителем опытов) диаграмм, которые имеются в полном комплекте для данного наблюдения; напр. при двухцилиндровой машине должны быть годны все четыре диаграммы наблюдения; если их меньше четырех — они не разрабатываются. Определяется длина каждой диаграммы, ее площадь (обратить внимание на правильность планиметра и способ пользования им) и подсчитывается  $P_i$ .

Эти величины вписываются на диаграммах. После окончания этой работы для поездки составляется журнал  $F_i$  с соответствующим заголовком, состоящий из следующих столбцов; 1) номер диаграммы; 2) открытие регулятора  $\varrho$ ; 3) отсечка  $\varepsilon$ ; 4) скорость  $V$ ; 5) давление в котле  $p_i$ ; 6, 7, 8, 9) ср. индикаторное давление  $p_i$  передней правой, задней правой, передней левой, задней левой полостей цилиндров; 10) ср.  $p_i$  для всех четырех полостей, 11) индикаторный коэффициент  $\xi$ , равный отношению среднего  $p_i$  для всех цилиндров к действительному  $p_n$  во время наблюдения; 12) индикаторная сила тяги  $F_i$  (приведенная к нормальному давлению), равная произведению модуля машины паровоза на индикаторный коэффициент; 13) механический коэффициент полезного действия машины  $\eta_m$ , равный отношению  $F_n$  и  $F_i$  (обе приведенные или обе действительные).

Для машины-компаунд должны быть добавлены столбцы приведенного индикаторного давления для цилиндров высокого давления (т. е. разделенного на отношение объемов цилиндров) и отношения работ цилиндров.

Подсчитываются средние  $V$  и  $F_i$  и ставится точка  $F_i = f(V, \varepsilon)$  при данном  $\varrho$ .

Не следует смущаться, если при подсчете  $\eta_m$  иногда получится величина больше единицы. Практически  $\eta_m$  не может быть больше 0,97, да и то такая величина возможна только при больших отсечках и малых скоростях, но случайное совпадение положительной ошибки в  $F_n$  (напр. в 3%) и отрицательной ошибки в  $F_i$  (напр. в 2%) может дать  $\eta_m$  больше единицы. Так как такие ошибки в единичных наблюдениях вполне возможны, то соответствующие значения  $F_i$  и  $F_n$  не следует считать неверными и выбрасывать; при большом количестве наблюдений будут ошибки в разные стороны, которые, компенсируясь, в результате дадут кривые  $F_i$  и  $F_n$  достаточно точные.

Кривые  $F_n$  и  $u = f(V, \varepsilon)$ , а по мере возможности и  $F_i$ , должны уточняться изо дня в день по мере накопления материала.

То же относится и к другим кривым (температуры,  $z_m = f(z_k)$  и проч.), но их построение является делом второстепенным, так как эти второстепенные кривые не могут заставить повторять поездки, натолкнуть на допущенные ошибки или задержать построение основных кривых. Ко времени последних поездок должны быть готовы (но еще окончательно не проверены и не зафиксированы) кривые  $F_n$  и  $u = f(V, \varepsilon, \varrho)$ . Собственно говоря, достаточной надежностью этих основных кривых и определяется возможность закончить опыты I цикла. К концу же опытов должна быть сделана наметка кривых  $F_i = f(V, \varepsilon, \varrho)$ , хотя бы по нескольким точкам, и должны быть прикинуты кривые  $\eta_m = f(V, \varepsilon, \varrho)$ . Кривые  $F_n$  и  $u$  с абсциссами  $V$  должны быть проверены и выправлены перестройкой их в те же графические зависимости, но с абсциссами, во-первых,  $\varepsilon$  (для разных  $V$  и  $\varrho$ ), во вторых,  $\varrho$  (для разных  $V$  и  $\varepsilon$ ).

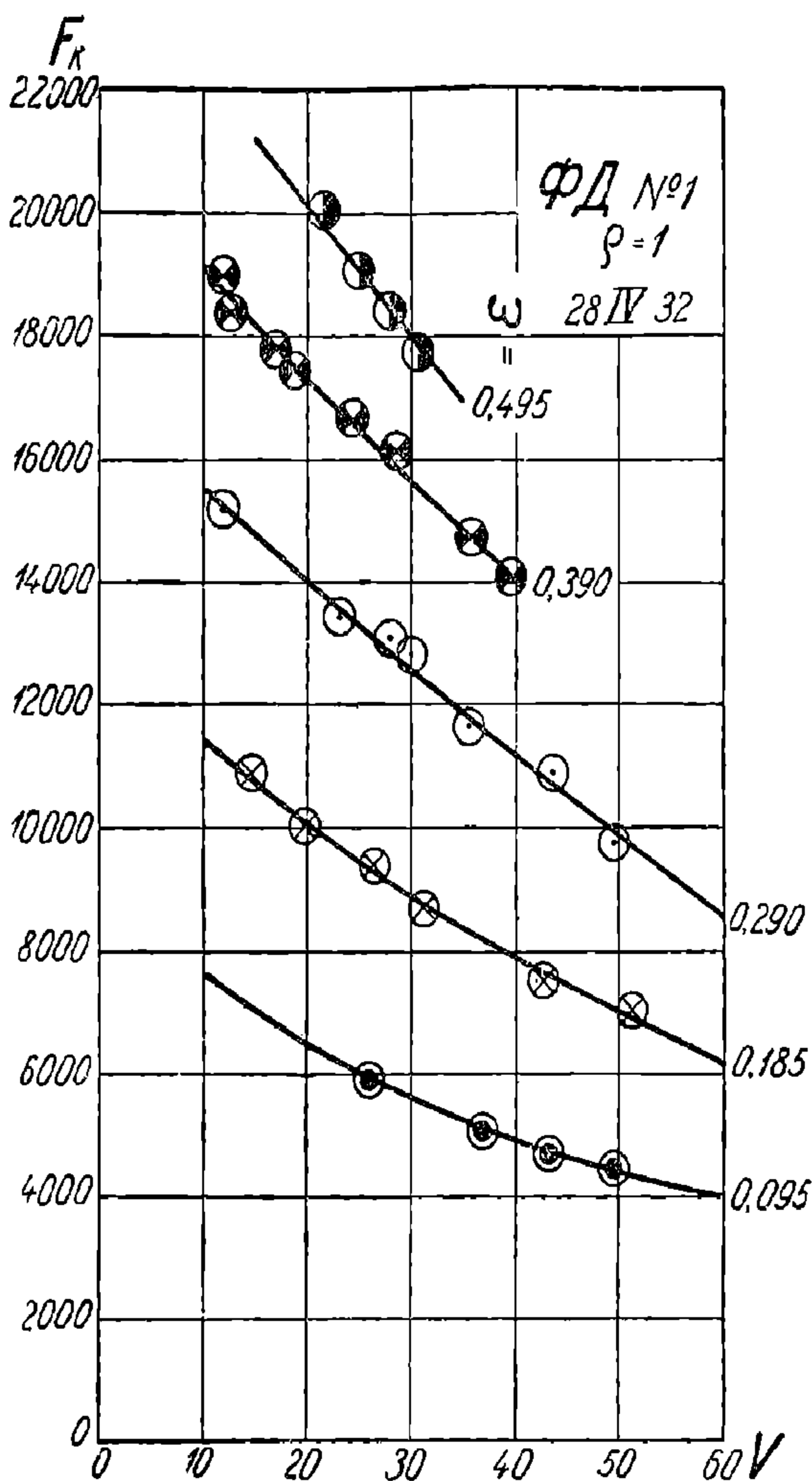
На фиг. 122 и 123 представлены для примера кривые  $F_n$  и  $u = f(V, \varepsilon)$  при  $\varrho = 1$  для паровоза ФД, с точками, полученными во время испытаний с 8 по 24 апреля 1932 г. Всего было сделано 33 поездки, из которых 29 удачных по  $F_n$  и 29 удачных по  $u$ .

По окончании поездок должно быть быстро закончено планиметрирование индикаторных диаграмм и подсчеты  $F_i$ . После предварительной готовности кривых  $F_k$  и  $F_i = f(V, \varepsilon, \rho)$ , должны быть уточнены кривые  $\eta_m = f(V, \varepsilon, \rho)$  с одновременной перестройкой этих последних кривых в других координатах и исправлением всех ранее построенных кривых.

Теперь следует перестроить графической интерполяцией (п. 21) полученные кривые  $F_k$ ,  $F_i$  и  $u = f(V, \varepsilon)$  в кривые, удобные для пользования (так называемые паспортные кривые), для  $\varepsilon$ , выраженных в круглых числах (0,1, 0,2, 0,3 и т. д.). Все дальнейшие производные кривые строятся уже на основе этих паспортных кривых, но при исправлении этих кривых должны исправляться и все предыдущие кривые.

Следующим этапом должно быть построение кривых расхода пара на силу-час  $U/N_k$  и  $U/N_i = f(V, \varepsilon, \rho)$  по формуле 27. Эти кривые, так же как и все предыдущие, для проверки и выравнивания перестраиваются в координатах с абсциссами  $\varepsilon$  (и затем — с абсциссами  $\rho$ , при испытании не менее трех разных  $\rho$ ) и в случае исправления должны быть исправлены все предыдущие кривые.

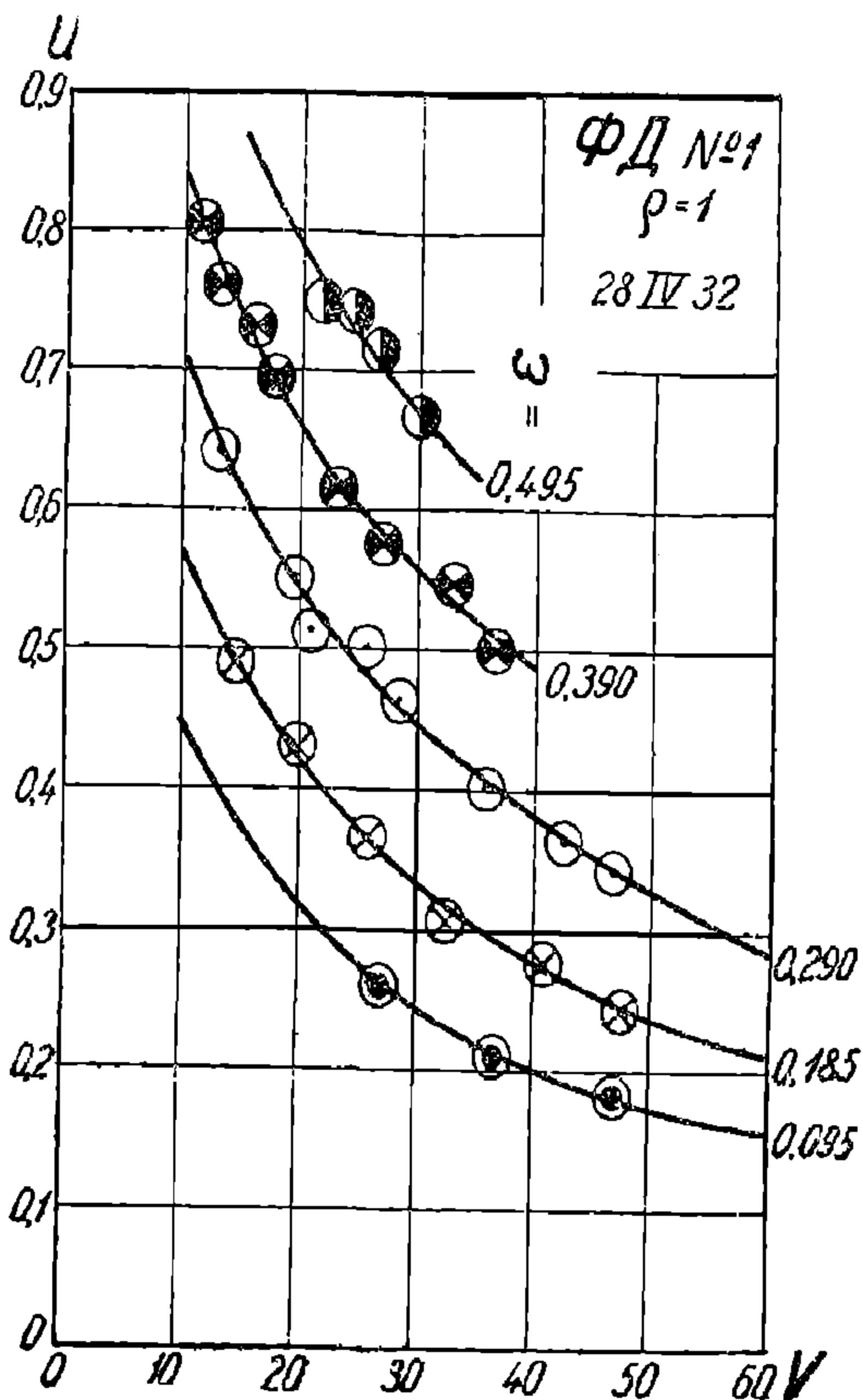
Далее (или перед кривыми расхода пара на силу-час) должны быть построены зависимости  $F_m$  и  $F_i = f(V, z_m)$  для испытанных  $\rho$ , как это пояснено в п. 27. Плавность кривых должна быть проверена перестройкой в других координатах, т. е. при  $z_m$  — по абсциссам. Проверка должна быть сделана также построением кривых  $\eta_m = f(V, z_m)$  с перестройкой в координатах с абсциссами  $z_m$ . Кривые  $F_k = f(V, z_m)$  для разных  $\rho$  должны быть совмещены и проведены огибающие по максимальным  $F_k$  (и  $F_i$ ) для каждого  $z_m$ .



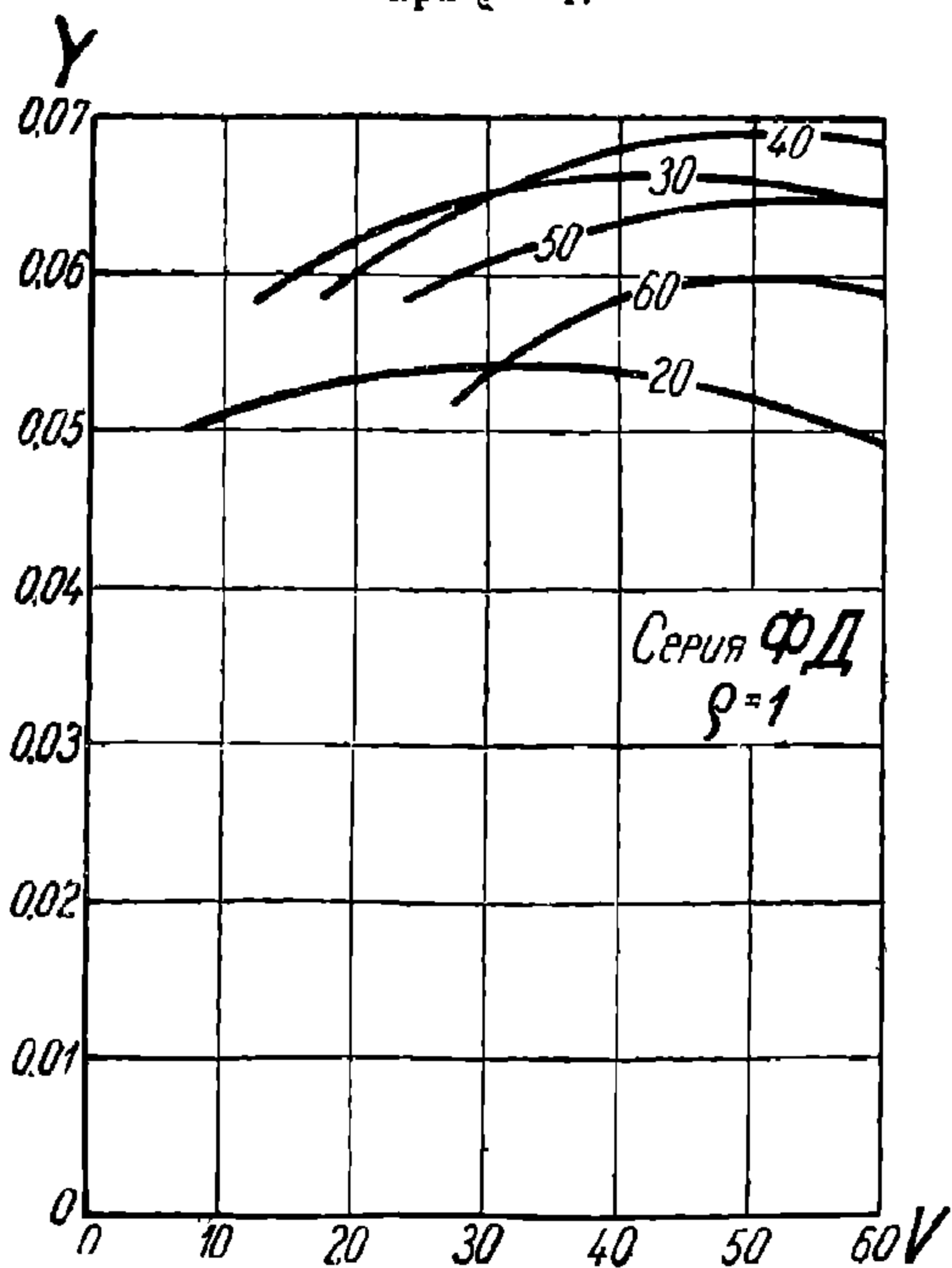
Фиг. 122. Паровоз ФД. Опытные кривые  $F_k = f(V, \varepsilon)$  при  $\rho = 1$ .

УДМУТ  
 (ФДТ)





Фиг. 123. Паровоз ФД. Опытные кривые  $u = f(V, \varepsilon)$  при  $\rho = 1$ .



Фиг. 124. Паровоз ФД. Коэффициент полезного действия  $\gamma = f(V, z_m)$  от угля Д до обода, при сто-кере без водоподогрева.

Полученные огибаю-щие и являются оконча-тельными кривыми  $F_k$  и  $F_i = f(V, z_m)$ . Эти кривые только в отдельных слу-чаях проходят местами (при малых форсировках) выше соответствующих кривых для  $\rho = 1$ ; поэ-тому кривые для  $\rho = 1$  часто принимаются за окончательные кривые наивыгоднейшего регули-рования.

Кривые  $U''/N_k$  и  $U''/N_i$ , т. е. расход нормального пара (приведенного к тепло содержанию 640 кал/кг) на силу в час, в функции  $V$  и  $\varepsilon$  строятся умножением ординат со-ответствующих кривых  $U/N_k$  и  $U/N_i$  на коэффи-циент  $\gamma$ , являющийся отно-шением теплосодержания действительного пара при соответствующей темпе-ратуре перегрева к тепло-содержанию нормального пара 640. Величина же  $\gamma$  зависит от форсировки котла  $z_m$ , и определяется следующим образом: на основании кривой  $t' = f(z_m)$  строится кривая  $\gamma = f(z_m)$ ; для нужной ком-бинации  $\varepsilon$  и  $V$  опреде-ляется  $z_m$  по кривым  $F_k = f(V, \varepsilon)$ , совмещен-ным с кривыми  $F_k = f(V, z_m)$ , или по специаль-но построенным кривым  $z_m = f(V, \varepsilon)$ .

Кривые  $U/N_k$  и  $U/N_i = f(V, z_m)$  строятся из кривых  $F_k$  и  $F_i = f(V, z_m)$  по формуле 26. Так же, как и предыдущие кри-вые, они должны быть проверены перестройкой в других координатах.

Зависимости  $z_m = f(z_k)$  или  $z_m = f(z_{кн})$  строятся непосредственно по точкам, полученным в результате поездок.

Зависимости  $z_k = f(y)$  или  $z_{кн} = f(y_k)$  строятся по точкам, полученным в результате поездок II цикла для данного топлива.

Наконец, полный коэффициент полезного действия паровоза  $Y$  (от топлива к ободу) в зависимости от  $V, \varepsilon$  или от  $V, z_m$ , строится по формуле 136 на основании кривых:  $F_k = f(V, \varepsilon)$ ,  $z_m = f(V, \varepsilon)$ ,  $z_m = f(z_k)$  и  $z_k = f(y)$ , или на основании кривых:  $F_k = f(V, z_m)$ ,  $z_m = f(y_k)$  и  $z_k = f(y)$ .

На фиг. 124 для примера приведен  $Y = f(V, z_m)$  для паровоза ФД на угле марки Д (со стокером, без водоподогревателя) по опытам 1932 года.

---

## ГЛАВА VII

### ОПЫТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ И ТОРМОЗНОЙ СИЛЫ

**69. Общие замечания.** Силы сопротивления подвижного состава движению и тормозные силы являются по существу силами одного и того же порядка, разделенными нами на эти две группы только для практических удобств расчетов. Поэтому методы опытного определения этих сил по существу одинаковы; некоторая разница обуславливается только тем, что тормозная сила на тонну веса значительно больше естественного сопротивления и требует поэтому менее точных измерений. Определение сопротивления подвижного состава может относиться или к  $w_0$  (точнее,  $w_0''$ ,  $w_0'$ ) или  $w_0' + w_3$  и его слагаемым или к  $w_r$  (точнее,  $w_r'$  или  $w_r''$ ). Основными факторами, от которых зависит  $w_0$  данного передвижного состава являются: скорость, давление на ось, качество смазки шеек, их состояние и температура, качество пути, ветер. Для  $w_r$ , кроме того, добавляется (как основной фактор) радиус кривой. Доминирующим вопросом при определении сопротивления является вопрос точности измерений и учета влияния всех основных факторов. Если при определении силы тяги можно говорить о точностях порядка 5% при единичных наблюдениях и 1—2% в средних результатах, то при определении сопротивления  $w_0$  или  $w_r$  приходится иметь дело с точностью порядка 20% в единичных наблюдениях и 5%—в средних результатах. Действительно, если, напр.,  $w_0$ —порядка 2 кг/т, то достаточно только совершенно естественной ошибки в 0,1‰ в определении уклона пути, на котором производятся испытания, чтобы сразу получить ошибку в определении  $w_0$  на 0,1 кг/т, т. е. в 5%; достаточно ошибки при измерении ускорения в 0,1 км/ч за 7½ с (0,4 км/ч за полминуты), чтобы сразу получить ошибку в определении  $w_0$  на 0,4 кг/т, т. е. в 20%. Не меньшие ошибки получаются при пренебрежении состоянием и температурой шеек: тот же самый вагон при той же скорости может иметь сопротивление на 20—50% и даже на 100% больше нормального, если сопротивление определяется при неустановившемся состоянии, сейчас же после длительной стоянки при низкой температуре. Опыт говорит, что определение сопротивления подвижного состава может быть успешно только при обращении особенного внимания на точность измерения ускорения и на состояние смазки шеек.

Определение сопротивления производится двумя методами: скатыванием (без непосредственного измерения силы) и непосредственным измерением силы (с помощью динамометрического вагона).

Определение тормозной силы сводится к двум задачам: 1) определение величины  $1000 \vartheta \phi_k$  и ее множителей при установившемся состоянии и 2) определение зависимости между  $\vartheta$ ,  $s_m$ ,  $V_n$  (при  $V_n = 0$ ) и  $i_k$  для определенной системы тормозов. Методы решения первой задачи в основном не отличаются от методов определения сопротивления, вторая же задача решается непосредственным определением тормозного пути на определенном  $i_k$  при разнообразных  $\vartheta$  и  $V_n$  и построением кривых по точкам.

**70. Метод скатывания. I вариант.** Метод скатывания в этом варианте (с измерением ускорений) основан на применении формулы 120, которую для удобства запоминания перепишем в виде (при  $i_n = 0$ ):

$$w_k + b = -\Delta V \cdot \frac{30}{\Delta t_c} \cdot \frac{120}{\zeta} = -\Delta V \cdot \frac{30}{\Delta t_c}, \quad (143)$$

где:  $\Delta V$ —приращение скорости в км/ч,  $\Delta t_c$ —приращение времени в секундах; т. е.: удельная равнодействующая сила в кг/т, действующая извне на единицу подвижного состава (или часть состава или поезд), по своей абсолютной величине и по знаку равна приращению скорости в направлении этой силы в км/ч за 30 с.

Это правило имеет большое применение в практике тяговых расчетов и испытаний, поэтому запомним его и то, что оно выводится из ур-ния движения поезда при двух допущениях.

Первое допущение в формуле и в правиле заключается в том, что сила в пределах изменения скорости  $\Delta V$  за время  $\Delta t$  с остается постоянной. Это допущение технически совершенно естественно, так как всегда можно подобрать настолько малое приращение времени  $\Delta t$ , чтобы ошибка от изменения силы была меньше допустимой, напр. меньше 2% и во всяком случае—меньше ошибки в измерении времени.

Второе допущение, как это видно из самой формулы, заключается в том, что ускорение единицы подвижного состава в км в час за час при действии силы в 1 кг/т ( $\zeta$ ) принято равным 120 км/ч<sup>2</sup>. В действительности, эта величина в зависимости от типа подвижного состава и от нагрузки меняется в пределах примерно от 114 до 123. Ошибка меньше 5%, но при желании и эту величину можно определить точно и не вводить возможной ошибки, но практической надобности в этом нет. Для легкости исправления величины  $\zeta$  в формулы 143, 145 и 150 введены множители 120; для исправления достаточно заменить множитель 120 более точным.

Вышеприведенная формула дает следующий практический способ определения сопротивления (или суммы сопротивления и тормозной силы) единицы подвижного состава или несколько сцепленных единиц.

Представим себе, что единица подвижного состава разгоняется паровозом (как толкачом) до некоторой скорости и представленная самой себе, на некотором известном однообразном профиле последовательно проходит в промежутки времени  $t_1, t_2, t_3 \dots$  секунд равные расстояния  $s$  метров, ограниченные пунктами  $a, б, в, г \dots$ , т. е. расстояние  $s$  от  $a$  до  $б$  за время  $t_1$ , расстояние  $s$  от  $б$  до  $в$  за время  $t_2$ , расстояние  $s$  от  $в$  до  $г$  за время  $t_3$  и т. д. Возьмем

отрезок пути от  $b$  до  $v$ , пройденный за время  $t_2$ , и определим для него среднюю скорость  $V_2$  и удельную силу. Очевидно, что

$$V_2 \text{ км/ч} = 3,6 \cdot \frac{s}{t_2} \text{ и, вообще, } V_n = 3,6 \frac{s}{t_n} \quad (144)$$

Принимаем, что сила, действующая в пределах  $a$  до  $z$  (как указывалось выше)—постоянная. Тогда скорость в точках  $b$  и  $v$  определится так:

$$V_b = 2 \cdot 3,6 \cdot \frac{s}{t_1 + t_2}; \quad V_v = 2 \cdot 3,6 \cdot \frac{s}{t_2 + t_3}$$

Следовательно, изменение скорости за время  $t_2$  равно:

$$V_v - V_b = 2 \cdot 3,6 \left( \frac{s}{t_2 + t_3} - \frac{s}{t_1 + t_2} \right) = 2 \cdot 3,6 \cdot \frac{s(t_1 - t_3)}{(t_1 + t_2)(t_2 + t_3)},$$

а сила, согласно формулы 143, равна:

$$w_k + b = \frac{120 \cdot 1,8 \cdot s(t_3 - t_1)}{t_2(t_1 + t_2)(t_2 + t_3)}. \quad (145)$$

Если, напр., определяется  $w'_0$  (уд. сопротивление паровоза на прямой горизонтали со снятыми ведущими дышлами),  $f_k = 0$ ,  $b = 0$ ,  $i_k = 0$ ,  $s = 100$  м,  $t_1 = 17,0$  с,  $t_2 = 18,0$  с,  $t_3 = 19,0$  с, то:

$$V_2 = 3,6 \cdot \frac{100}{18} = 20 \text{ км/ч,}$$

$$w'_0 = \frac{120 \cdot 1,8 \cdot 100(19,0 - 17,0)}{18,0(18,0 + 19,0)(17,0 + 18,0)} = 1,85 \text{ кг/т.}$$

Если единица подвижного состава за один заезд пройдет  $n$  последовательных равных элементов пути с измерением времени прохождения каждого элемента, то за этот заезд получается  $n-2$  значений удельного сопротивления при последовательно уменьшающихся (или увеличивающихся на спусках) значениях скоростей.

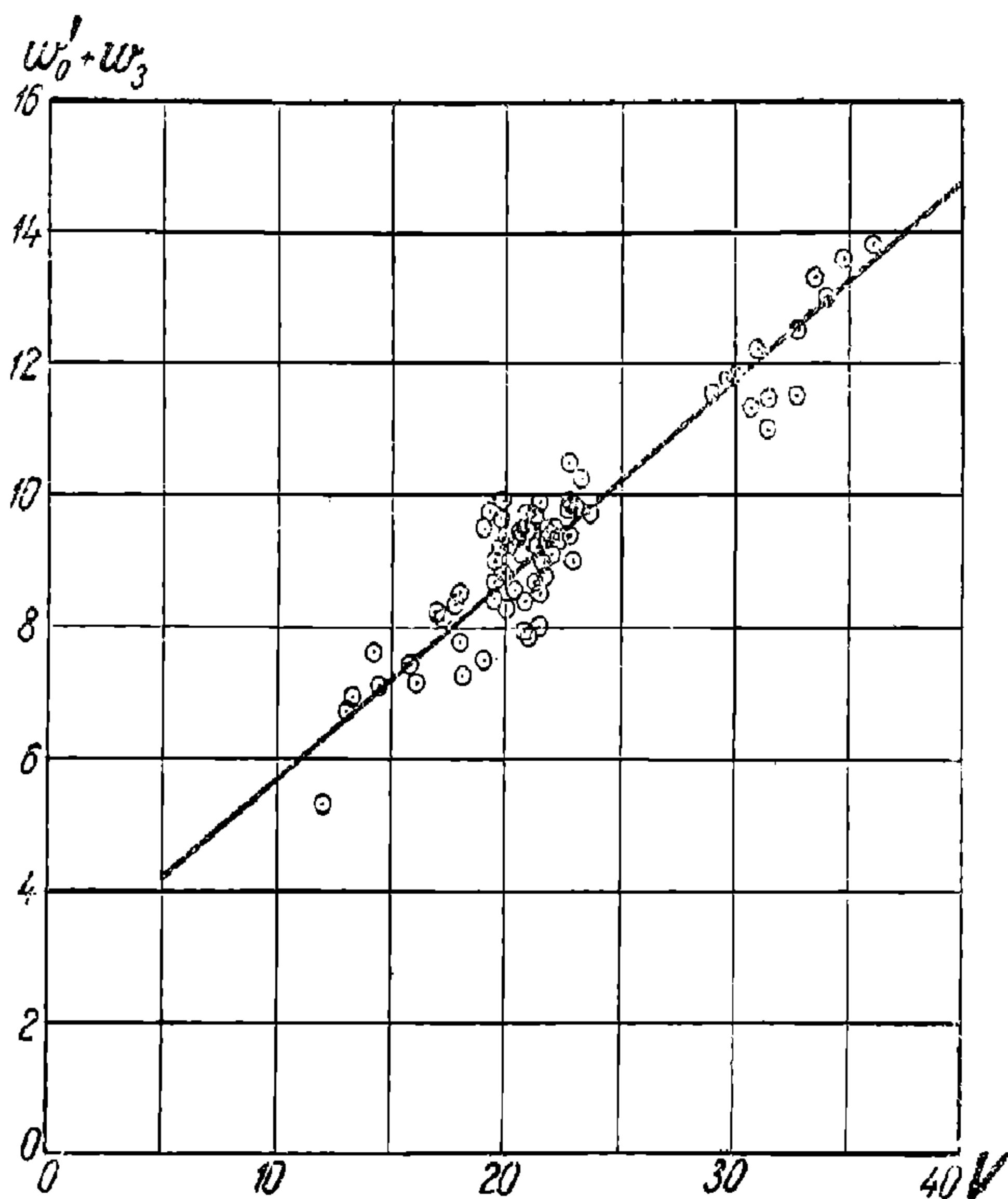
Из вышеприведенных формул и примера ясно, какое большое значение имеет точность определения времени прохождения элемента пути. С помощью обычных секундомеров можно получить точность до 0,5 с в разности  $t_3 - t_1$ , но это дает точность  $w'_0$  порядка 20% только от замера времени, что, конечно, мало и требует массовых замеров для получения достаточно точных средних результатов. Желательна точность в 0,1 с, что можно получить хронографом с электрическим замыканием. Хронограф представляет самопишущий прибор с двумя перьями; на узкой ленте, движущейся от часового механизма, одно перо дает зубцы через полсекунды, другое перо дает зубец в момент замыкания тока контактами на пути, установленными через 50 или 100 м. Из такой ленты легко определяется время прохождения с точностью до 0,1 с.

На фиг. 125 приведен для примера результат определения по этому способу Институтом Реконструкции Тяги уд. сопротивления  $w'_0 + w_3$  паровоза ОВ с клапанами Рикюра. Скатывание производилось в 1932 г. на 10‰ прямом спуске Зарайской ветви М. Каз. ж. д.

На основании записи хронографа можно определить действующую удельную силу несколько иначе, посредством построения кри-

вой  $V = f(t)$ . Если имеется возможность установить на испытываемую единицу прибор, непосредственно вычерчивающий кривую  $V = f(t)$ , то этот способ (ниже описываемый) особенно прост и удобен. Имеем кривую  $V = f(t)$  (фиг. 126) в масштабах: скорости  $V$   $m$   $mm$  в 1  $km/h$ ; времени  $t \frac{x}{60} mm$  в 1  $s$ . Согласно основной формулы:

$$w_k + b = \frac{30 \Delta V}{\Delta t} = \frac{30 \Delta V}{\Delta t} \cdot \frac{m}{m} \cdot \frac{x/60}{x/60} = \frac{m \Delta V}{x/60 \Delta t} \cdot \frac{30}{m} \cdot \frac{x/60}{x/60} = \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{x}{2m}. \quad (146)$$



Фиг. 125. Паровоз ОВ с клапанами Рикюра.  
Опытная кривая  $w'_0 + w_3 = f(V)$ .

Следовательно, если на кальке нанести ряд линий под углами  $\alpha$  к абсциссе, определенными по этой формуле для значений уд. силы через  $0,1 \text{ кг}/m$ , то, накладывая кальку на кривую  $V = f(t)$  так, чтобы оси абсцисс были параллельны и одна из прямых на кальке была касательной к кривой  $V = f(t)$ , непосредственно по надписи на этой прямой определяем действующую удельную силу.

В качестве одного из примеров применения формул 143 и 145 покажем, как простейшим опытом проверить коэффициент трения колодки о колесо  $\varphi_k$ . Согласно формулы 143, при

$$w_k = \frac{Qw'_0 + P(w'_0 + w_3)}{P + Q} + i_k \text{ и } b = 1000 \varphi_k,$$

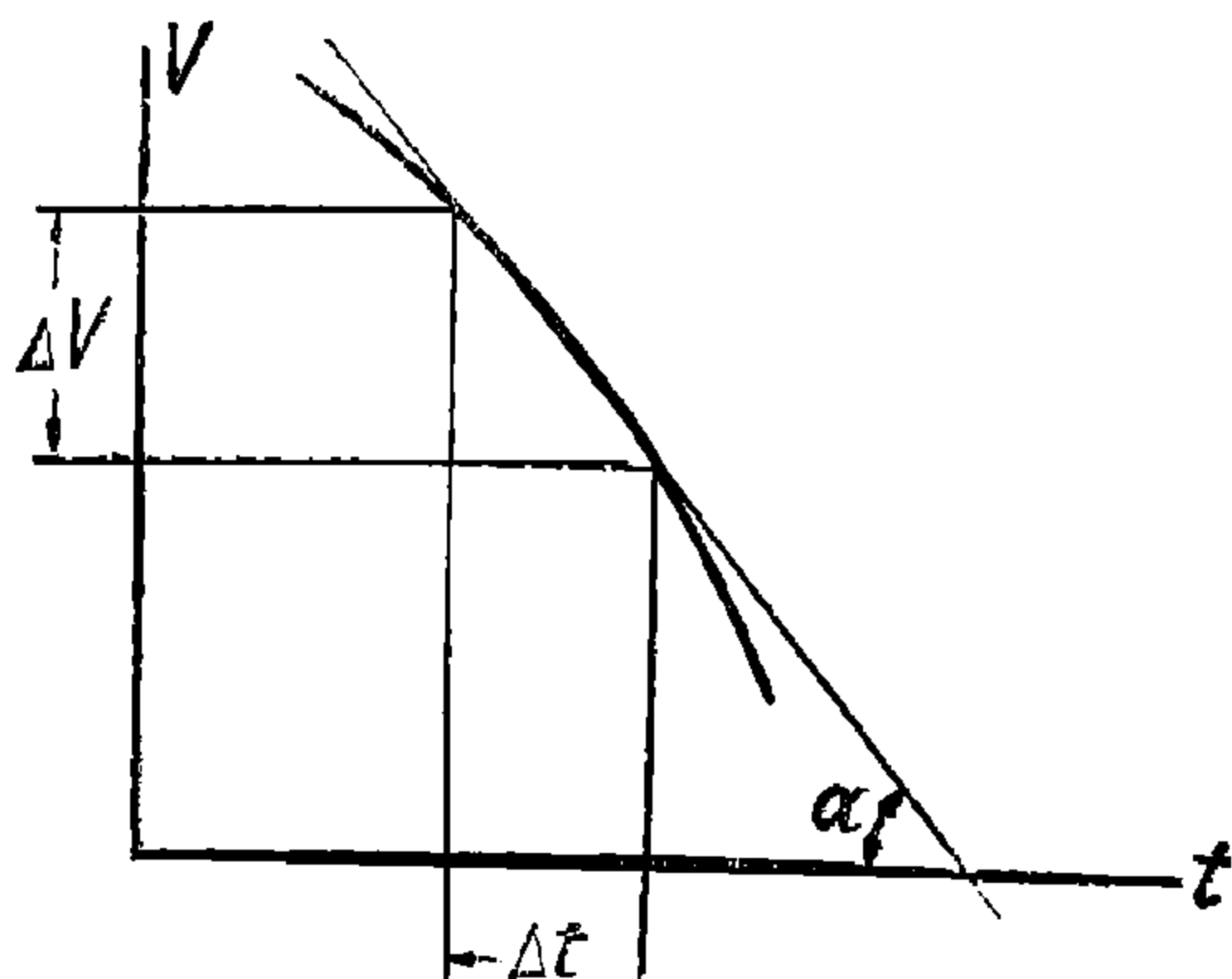
имеем:

$$\frac{Qw_0'' + P(w_0' + w_a)}{P + Q} + i_k + 1000 \varphi_k = -30 \frac{\Delta V}{\Delta t},$$

откуда:

$$\varphi_k = \frac{-\frac{30\Delta V}{\Delta t} - \frac{Qw_0'' + P(w_0' + w_a)}{P + Q} - i_k}{1000 \vartheta}.$$

Следовательно, затормозив вижущуюся единицу подвижного состава или целый поезд при известных  $Q, P, w_0'', w_0', w_a, i_k$  и  $\vartheta$ , и



Фиг. 126. Определение ускорения по кривой  $V = f(t)$ .

записывая моменты времени, соответствующие падению скорости на определенное число км/ч (напр. на 5 или 10 км/ч), из вышеприведенной формулы определяем  $\varphi_k$ . В том случае, если величины  $w_0', w_0'', w_a$  и  $\vartheta$  взяты по правилам производства тяговых расчетов, то, определяя опытом  $\varphi_k$  и сравнивая его с расчетным, мы тем самым проверяем правила. При воздушном тормозе следует, конечно, знать давление воздуха в тормозном цилиндре. При наличии хронографа и контактов на пути следует воспользоваться формулой 145.

71. Метод скатывания. II вариант. Этот вариант скатывания — с определением средней силы по изменению кинетической энергии основан на применении формулы 125, которую мы перепишем в виде (при  $f_k = 0$ ):

$$s \cdot (w_k + b) = -4,17 (V_{n+1}^2 - V_n^2), \quad (147)$$

где  $s$  — в метрах.

Выделим в этой формуле работу сопротивления от подъема:

$$s \cdot (w_0 + w_r + b) + si = -4,17 (V_{n+1}^2 - V_n^2).$$

Легко доказать, что эта формула сохраняет свою силу и при переменном  $i$  на участке  $s$ . Для этого достаточно разбить участок  $s$  на элементы  $l$  с постоянным  $i$ , написать предыдущую формулу для каждого элемента и сложить все полученные формулы. Получим:

$$s(w_0 + w_r + b) + \sum li = -4,17(V_{n+1}^2 - V_n^2).$$

Но  $\sum li = 1000h$ , где  $h$  — разность отметок в метрах конечного и начального пунктов участка  $s$ ; под конечным и начальным пунктами участка  $s$  понимается положение центра тяжести испытываемого состава (или единицы) при скоростях  $V_{n+1}$  и  $V_n$ . Итак, формула 147 окончательно перепишется в виде:

$$w_0 + w_r + b = -\frac{4,17(V_{n+1}^2 - V_n^2) + 1000h}{s}. \quad (148)$$

НЕ  
УДУ  
(ДІТ)

Из этой формулы следует, что величину  $w_0$ , или  $w_0 + w_r$ , или  $w_0 + b$  можно определить как среднюю в пределах скоростей  $V_{n+1}$  и  $V_n$  скатыванием на некотором участке пути  $s$ . При этом нужно только измерять  $V$  на концах этого участка, знать длину участка и разность отметок центра тяжести скатываемого состава на концах участка. Измерения  $V$  могут быть значительно грубее, чем при первом варианте, если разницу  $V_{n+1}$  и  $V_n$  сделать достаточно большой, напр., 10 км/ч. В п. 55 указывалось, что формула 125 (и, следовательно, выведенная из нее формула 148) правильна не только при постоянной силе, но и при силе, связанной со скоростью линейной зависимостью. Так как зависимость сил  $w_0$ ,  $w_r$  и  $b$  от скорости близка к линейной, то формулу 148 можно на практике применять в довольно широких пределах скоростей, для уменьшения относительной ошибки. Следует иметь в виду, что в формуле 148 коэффициент 4,17 равен  $500 : \zeta$  при  $\zeta = 120$ . Если  $\zeta$  принимается не 120, то следует ввести соответствующую поправку.

**72. Метод непосредственного измерения сил. I вариант.** В этом варианте (измерение силы динамометром с поправкой на ускорение) испытываемый состав или единица подвижного состава ведется локомотивом с измерением динамометрической силы  $F_d$  по сцепке между динамометрическим вагоном и испытываемым составом. Метод основан на применении формулы 121, которую перепишем в виде:

$$w_0 + i_k + \frac{X_e}{Q} \varphi_k = \frac{F_d}{Q} - \frac{\Delta V \cdot 30}{\Delta t_e} \cdot \frac{120}{\zeta} = \frac{F_d}{Q} - 30 \frac{\Delta V}{\Delta t_e} \quad (149)$$

Эта формула аналогична формуле 143 (п. 69) и справедлива при тех же допущениях. Совершенно так же, как была выведена формула 145, выводится формула 150:

$$w_0 + i_k + \frac{X_e}{Q} \varphi_k = \frac{F_d}{Q} + \frac{120 \cdot 1,8 \cdot s (t_3 - t_1)}{t_2(t_1 + t_2)(t_2 + t_3)} \quad (150)$$

Определение сопротивления или тормозной силы производится, совершенно так же, как описано в п. 69 для аналогичного скатывания, с тем только отличием, что добавляется измерение силы  $F_d$  — средней на элементе  $s$ . Наличие динамометрического вагона позволяет определять скорость не по формуле 144, а непосредственно по скоростемеру, или по кривой скорости в функции пути. Самое определение сопротивления или тормозной силы можно вести непосредственно по формуле 149, если ускорение  $\frac{\Delta V}{\Delta t}$  может быть достаточно точно определено по ленте скоростемера. Следует иметь в виду, что поправка на ускорение (второй член правой части формул 149 и 150) часто превышает по своей величине первый член.

**73. Метод непосредственного измерения силы. II вариант.** Этот вариант также относится к первому варианту этого же метода, как в методе скатывания второй вариант относится к первому варианту. Основан на применении формулы 126, которую аналогично преобразованию формулы 125 в формулу 148 (п. 70) легко преобразовать в формулу:

$$w_0 + w_r + \frac{X_e}{Q} \varphi_k = \frac{\sum F_d ds}{Qs} - \frac{4,17(V_{n+1}^2 - V_n^2) + 1000h}{s} \quad (151)$$



где  $h$ —разность в метрах отметок центров тяжести состава (за динамометрическим вагоном) в конечном и начальном пунктах участка  $s$  (при скоростях  $V_{n+1}$  и  $V_n$ ), а  $s$ —расстояние между этими пунктами в метрах,  $\frac{\Sigma F_{\partial} ds}{s}$  есть средневзвешенная сила по динамометру, равная площади кривой  $F_{\partial} = f(s)$  (по ленте динамометра), деленной на  $s$ , т. е. высоте прямоугольника с основанием  $s$ , равновеликого площади кривой  $F_{\partial}$ .

К формуле 151 относится все сказанное в п. 71 о формуле 148 относительно верности для линейной зависимости силы сопротивления или тормозной силы от скорости и возможности поправки коэффициента 4,17.

**74. Области применения методов и вариантов определения сопротивления и тормозной силы.** При выборе метода следует иметь в виду два обстоятельства: 1) сопротивление зависит от наличия продольной силы по сцепкам, 2) при средних и особенно больших скоростях лобовое и тыловое сопротивление воздуха оказывает тем большее влияние на сопротивление, чем меньше количество единиц в испытываемом составе. С другой стороны, метод непосредственного измерения силы с помощью динамометрического вагона (с надлежащими поправками) требует большого количества единиц в составе, поскольку измерение малых сил динамометром очень не точно. Поэтому скатывание может быть рекомендовано только для определения сопротивления локомотивов ( $w_0'$ ,  $w_0' + w_3$ ,  $w_7'$ ), сравнения сопротивления отдельных единиц подвижного состава и отчасти тормозных сил. Во всех остальных случаях желательно введение состава локомотивом с непосредственным определением силы и с обязательной поправкой на ускорение или на изменение кинетической энергии.

Что касается каждого из двух вариантов в обоих методах, то применение того или другого зависит от условий пути, наличия хронографа, оборудования динамометрического вагона и т. п. Точность же обоих вариантов примерно одинакова.

## ГЛАВА VIII

### РАСЧЕТ СОСТАВОВ ПОЕЗДОВ

**75. Основной расчет.** Наивыгоднейшим составом товарного поезда с точки зрения стоимости одного тоннокилометра и с точки зрения пропускной способности дороги (т. е. количества груза, провозимого в сутки), как показывают практика и расчеты, является состав наибольшего веса, который только может быть надежно и без боксований (понижающих возможный наибольший  $z_m$  и ведущих к порче локомотивов и обрывам поездов) провезен локомотивом.

Это общее положение особенно резко выступает при перевозке массовых грузов и имеет два исключения: 1) при очень слабом товарном движении, когда может оказаться выгодным отправлять неполногрузные поезда во избежание задержки вагонов и грузов в ожидании формирования состава предельного веса, 2) при эксплуатации дорогих специальных вагонов—для ускорения оборота этих вагонов при избытке пропускной способности и локомотивов.

Для пассажирских поездов вопросы о стоимости тоннокилометра и наибольшей провозной способности обычно являются второстепенными и вместо них приходится задаваться или временем прохода поезда от начальной до конечной станции, или величиной наименьшей скорости на наибольшем подъеме, или другими соображениями, не поддающимися непосредственному расчету.

Расчет предельного веса состава, который должен вести заданный локомотив на заданном участке, производится по наиболее трудному затяжному подъему, проходимому одиночной тягой, исходя из предположения, что на этом подъеме  $i_p$  (который называется „руководящим подъемом“) устанавливается постоянная скорость.

На участке могут быть подъемы круче руководящего, а именно: 1) проходимые двойной или тройной тягой, с подталкиванием или с применением специальных локомотивов, и 2) короткие подъемы, проходимые за счет разгона. Расчет состава для двойной или тройной тяги, с подталкиванием, и для тяги специальными локомотивами ничем не отличается от расчета составов по руководящему подъему. Что же касается коротких подъемов круче руководящего, то надежная возможность преодоления их с разгона должна быть доказана особыми расчетами.

Когда поезд вступает на руководящий подъем  $i_p$ , то его скорость начинает уменьшаться, потому что равнодействующая уд. сила  $f_k - w_0 - i_p$  оказывается направленной в сторону, противоположную направлению движения поезда, вследствие увеличившегося сопротивления от подъема, но по мере уменьшения скорости возрастает  $f_k$  и несколько уменьшается  $w_0$ . Если подъем достаточно длинен, то  $f_k$  уравнивается с  $w_0 + i_p$ , и дальше поезд пойдет с почти равно-

мерной скоростью, потому что сила по направлению его движения будет равна нулю или будет колебаться в узких пределах около нуля.

Имея расчетную графическую зависимость  $F_k = f(V)$  и выбрав ту скорость, ниже которой не должна падать скорость поезда на руководящем подъеме, непосредственно из графика определяем  $F_k$  заданного паровоза при выбранной скорости. Так как при установившейся скорости

$$F_k = W_k = P (w_0' + i_p) + Q (w_0'' + i_p),$$

то:

$$Q = \frac{F_k - P (w_0' + i_p)}{w_0'' + i_p} m. \quad (152)$$

Если  $w_0' = w_0'' = w_0$ , как это часто принимается при расчете составов товарных поездов, то предыдущая формула еще более упрощается:

$$Q = \frac{F_k}{w_0 + i_p} - P m. \quad (153)$$

Пример. Определить предельный состав для паровоза серии Э выпуска до 1926 г. при  $z_m = 30$  и установившейся скорости 10 км/ч на затяжном подъеме  $i = +8,0 \text{ ‰}$  кривыми радиусами 850 м.

$$F_k = 13\,500 \text{ кг (фиг. 24); } w_0 = 15 + \frac{V}{20} = 2,0 \text{ кг/м; } i_k = 8,0 + \frac{750}{850} = 8,9 \text{ ‰;}$$

$$P = 125 m; \quad Q = \frac{13\,500}{2 + 8,9} - 125 = 1\,115 m.$$

Для определения  $i_p$  служат формулы 63, 67 и 69, приведенные в п. 38. В случае, если кривые компенсированы уменьшением действительного подъема, то обычно величина  $i_p$  известна как величина руководящего подъема.

Руководящий подъем является вполне определенной физической величиной только в том случае, когда наиболее крутой подъем на участке не короче примерно 1 км. В этом случае этот подъем (со включением сопротивления от кривой) и является руководящим.

Если же наиболее тяжелый затяжной подъем состоит из коротких подъемов разной крутизны, то тяжелые места следует спрямить на расстоянии примерно 1 км (в зависимости от подходов). Напр., изображенный на фиг. 119 тяговый профиль участка Яма—Нырково (по нивелировке 1932 г.) имеет руководящий подъем  $9,6 \text{ ‰}$ , хотя на нем попадаются короткие подъемы значительно большей; крутизны; наиболее тяжелое место—первая половина второго километра (близость от станции, холодные буксы).

Величина предельного состава ограничивается не только силой тяги локомотива или локомотивов, но и длиной запасных путей на остановочных пунктах и крепостью сцепных приборов. Если легко точно определить предельную длину состава в осях того или иного типа вагонов в соответствии с известной длиной запасных путей, то определить точно предельную длину или вес состава по крепости сцепных приборов не представляется возможным. Происходит это от того что мгновенные динамические силы, разви-

вающиеся в сцепных приборах поезда, сильно зависят от трудно учитываемых факторов: опытности машиниста, профиля пути, расположения вагонов в составе, степени свинченности стяжек и проч. При этом длина и вес состава играют большую роль, чем расчетная сила тяги локомотива, ведущего этот состав. Разрывы бывают и при очень коротких и легких составах и увеличиваются с увеличением длины и веса поезда. Самое понятие предела состава по стяжке является неопределенным, так как нельзя установить границу между допустимым и недопустимым числом разрывов поездов на измеритель.

При наших винтовых стяжках, неразрезной упряжи и слабых буферах средним практическим пределом по сцепке является состав в 2000 т. При хороших профилях (длинные элементы с небольшой разницей в крутизне) этот предел повышается, при плохих профилях—понижается. По мере увеличения на сети количества тяжелых вагонов с разрезной упряжью и уменьшения числа слабых старых стяжек, предел составов по сцепке будет повышаться.

При автосцепке ориентировочный предел состава для вагонов с хребтовыми балками (главным образом четырехосных) на ближайшие годы—6000 т для вагонов без хребтовых балок (главным образом двухосных)—3000 т.

**76. Выбор расчетной установившейся скорости на руководящем подъеме.** Выбор расчетной установившейся скорости на руководящем подъеме зависит от того, является ли поезд товарным или пассажирским. Если поезд—пассажирский, то выбор этой скорости в свою очередь зависит от примерно желательного веса состава и от желательного времени прохода участка.

Если же поезд—товарный, то расчетная установившаяся скорость есть та наибольшая скорость, при которой сопротивление поезда на руководящем подъеме равняется ограничению силы тяги по сцеплению, иначе говоря, скорость, соответствующая точке пересечения ограничения по сцеплению с ограничением по котлу. Но для того, чтобы случайное повышение сопротивления поезда или случайное боксование паровоза не повлекло быстрого падения скорости и остановки, расчетная скорость выбирается не ниже 10 км/ч а в ответственных случаях—не ниже 12 км/ч.

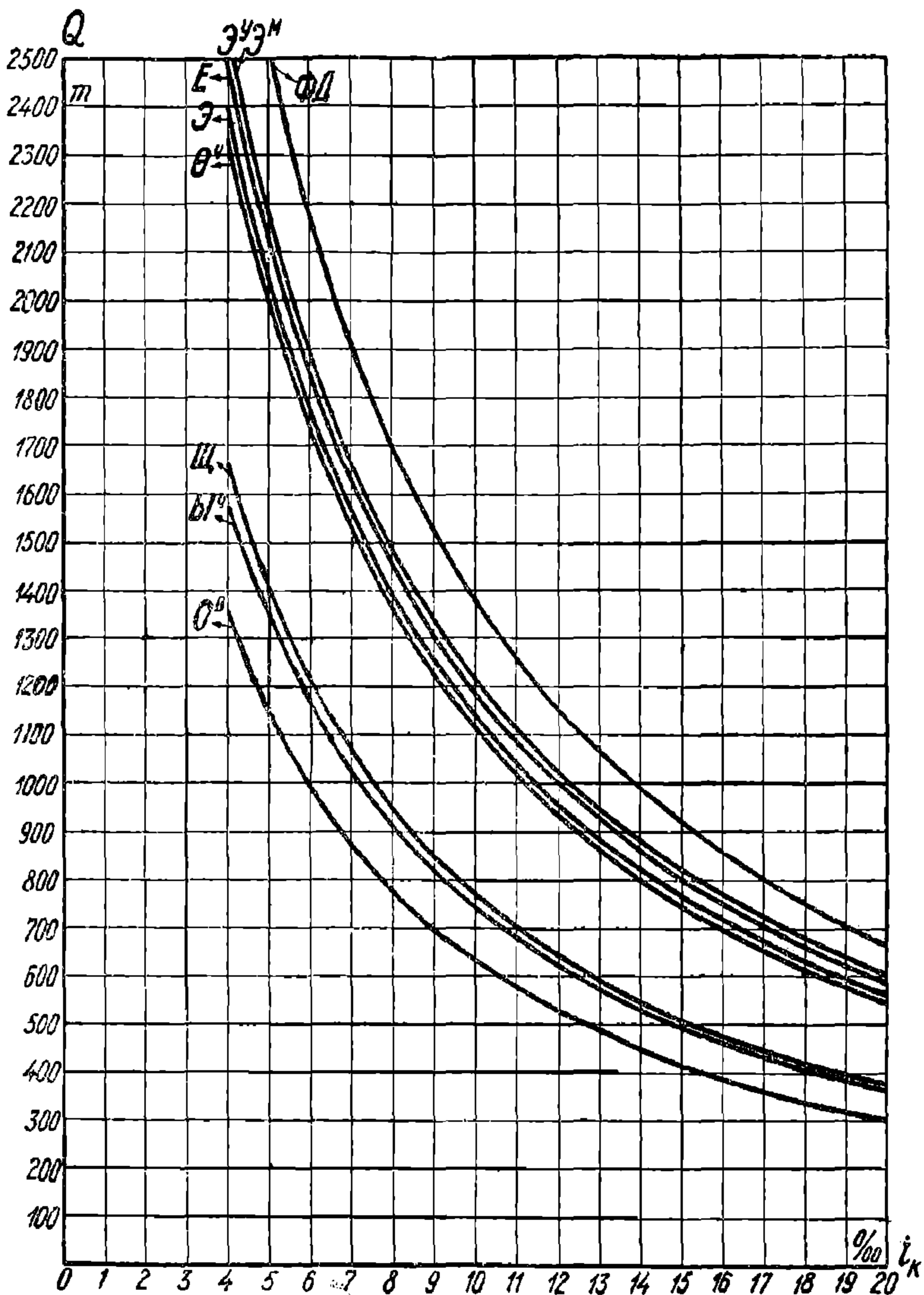
Например, для паровоза О<sup>в</sup> при  $z_m=25$  расчетная скорость 10 км/ч, что дает  $F_k=8\ 200$  кг, для паровоза Э постройки до 1926 г. при  $z_m$  большем 32, расчетная скорость соответствует пересечению ограничения по сцеплению с ограничением по котлу, что дает  $F_k=15\ 200$  кг.

На подъездных путях и ветвях расчетная скорость на руководящем подъеме для экономически обоснованных случаев может быть понижена, но не ниже 8 км/ч.

На фиг. 127 представлена зависимость  $Q=f(i_k)$  для товарных паровозов при условиях: 1)  $F_k$  взято по ограничению по сцеплению, 2)  $w'_0=w''_0=2$  кг/т.

Следует отметить, что в наиболее тяжелых условиях находятся паровозы на затяжных подъемах горных участков с длинными и обратными кривыми малых радиусов, так как им приходится длительное время работать одновременно на пределе и по сцеплению

и по котлу. Так как и для паровозной бригады и для паровоза гораздо легче преодолеть предельный  $i_k$  на коротком участке кривой расчетного подъема равнинной железной дороги, чем длительное время идти по предельному  $i_k$  на горном участке, переходя из кривой в кривую с короткими и незначительными облегчениями,



Фиг. 127. Предельные составы в зависимости от расчетного подъема.

то в некоторых случаях для горных участков расчетный предельный состав является несколько преувеличенным, и стремление провести его в жизнь ведет к частым остановкам поездов в пути и разрушительно действует на паровозы. Правда, эти некоторые случаи, когда расчетный предельный состав является преувеличенным, часто являются следствием того, что на горных участках проектный (официальный) профиль редко совпадает с действитель-

УДМУТ  
(ДИТ)

ным. Насыпи садятся, и в местах перехода от выемки к насыпи подъем обычно меньше написанного на профильном столбике, а в местах перехода от насыпи к выемке—больше. Перед таким опасным местом и после него профиль бывает несколько легче, и опасное место проходится часто за счет разгона с понижением скорости ниже расчетной. Если же местные условия неблагоприятны, особенно при частых боковых ветрах, то приходится уже путем опыта немного уменьшить величину предельного веса состава против расчетного.

Чем круче расчетный подъем, тем вероятнее остановка поезда при случайном боксовании паровоза. Решим следующую задачу: на подъеме  $i_k^0/_{00}$  при скорости  $V$  км/ч паровоз, ведущий состав на пределе сцепления, сбуксовал, и поезд остановился; определить путь, пройденный поездом, и время прошедшее от момента начала боксования до остановки, если сила тяги паровоза на обode во время боксования в среднем составляла  $a$  ‰ от расчетной. До боксования поезд шел равномерной скоростью, следовательно, удельная сила тяги паровоза  $f_k$  равнялась удельному сопротивлению поезда, т. е.  $i_k + w_0$  кг/м, и равнодействующая сила в направлении движения поезда равнялась нулю. Когда сила тяги упала до  $\frac{a}{100}(i_k + w_0)$  кг/м, то на поезд стала действовать в сторону, обратную его движению, сила  $(i_k + w_0) - \frac{a}{100}(i_k + w_0) = \frac{100 - a}{100}(i_k + w_0)$  кг/м. Эта сила остановит поезд (форм. 120 и 125) через

$$t = \frac{30 V}{\frac{100 - a}{100}(i_k + w_0)} = \frac{3000 V}{(100 - a)(i_k + w_0)} \text{ секунд}$$

на протяжении

$$s = \frac{4,17 V^2}{\frac{100 - a}{100}(i_k + w_0)} = \frac{4,17 V^2}{(100 - a)(i_k + w_0)} \text{ метров.}$$

Если, например,  $V = 10$  км/ч,  $w_0 = 2$  кг/м,  $a = 25$  ‰, то:

$$\text{на } i_k = 8^0/_{00} \quad t = 40 \text{ с} \quad s = 56 \text{ м,}$$

$$i_k = 18 /_{00} \quad t = 20 \text{ с} \quad s = 28 \text{ м,}$$

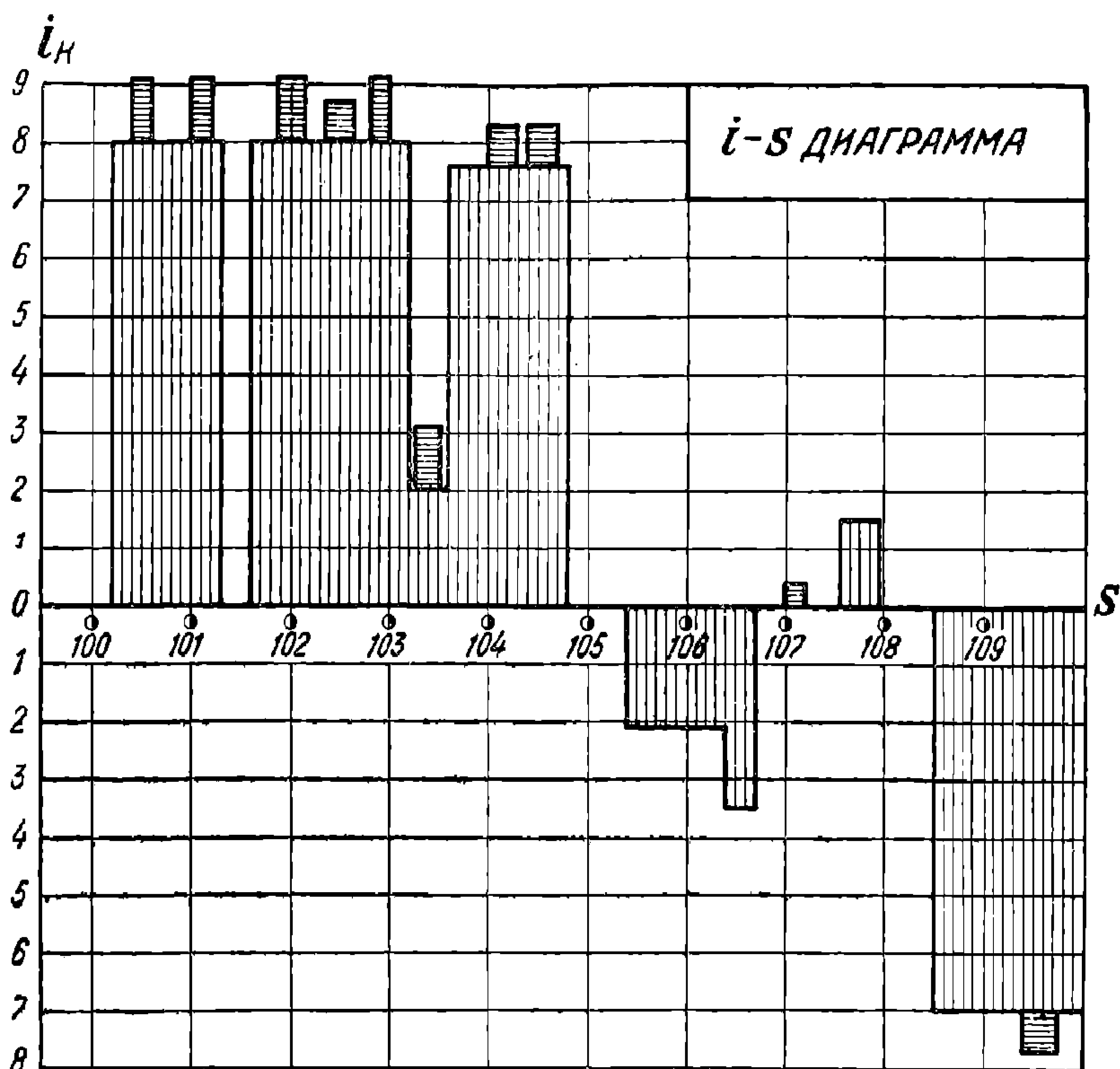
$$i_k = 28^0/_{00} \quad t = 13 \text{ с} \quad s = 18 \text{ м.}$$

Ясно, что при этих условиях паровоз на подъеме  $28^0/_{00}$ , пробуксовавший 8 с, обречен на остановку (скорость упадет до 4 км/ч), тогда как на подъеме  $8^0/_{00}$  8 с боксования понизят скорость только до 8 км/ч.

Поэтому на крутых подъемах желательно иметь в составе несколько работающих локомотивов, по возможности в разных местах поезда (см. п. 28), потому что одновременное боксование нескольких локомотивов менее вероятно, чем боксование одного локомотива. Кроме того приходится повышать расчетную скорость за счет понижения расчетного предела силы тяги по сцеплению. Уменьше-

ние числа и интенсивности боксовок влечет за собой также повышение действительного  $z_{ж}$ .

Опытная проверка расчетного предельного состава в эксплуатационных повседневных условиях участка желательна во всех случаях. Если в действительности в определенных точках профиля скорость поездов регулярно падает ниже  $8 \text{ км/ч}$  и поддерживать ее выше не представляется возможным, то величину предельного состава следует понизить.



Фиг. 128. Тяговый профиль.

**77. Тяговый профиль (подъемокилометровая диаграмма).** Если для массовой перевозки грузов на большие расстояния сделать расчет состава поезда на ведение его одиночной тягой по всему расстоянию, проходимому им без пересоставления, то окажется, что расчетная предельная сила тяги локомотива используется только на незначительном протяжении наиболее крутых подъемов. Поэтому, если бы ввести на этих крутых подъемах подталкивание поездов или, может быть, двойную тягу на некоторых тяговых участках, то вес состава можно было бы значительно поднять за счет небольшого добавления пробега подталкивающих или вторых паровозов и за счет небольшого понижения средней скорости движения поезда между конечными пунктами. Иногда можно достичь повышения веса состава таких прямых поездов путем правильного распределения серий паровозов по всем тяговым участкам на пути грузового потока.

УДУУУТ  
(ДНТ)

Для облегчения выбора и проверки веса состава, подбора и распределений серий паровозов, мест толкания, двойной тяги, примерного выяснения тех коротких крутых подъемов, которые могут быть взяты с разгона, полезно перестроить профиль в несколько ином виде, а именно, построить график удельного сопротивления от подъема и кривых в функции пути. Этот график будем называть тяговым профилем, или подъемокิโลметровой диаграммой, или, сокращенно,  $i_k-s$  (и ка эс) диаграммой. На фиг. 128 приведен пример  $i_k-s$  диаграммы для профиля, изображенного на фиг. 175. Сопротивление от подъема отложено вверх, от спуска—вниз; отдельно добавлено сопротивление от кривых. Для того чтобы одна и та же диаграмма годилась для обоих направлений движения поездов, сопротивление от кривых и на подъемах и на спусках отложено в виде прибавки (заштрихованной горизонтально) к абсолютной величине сопротивления от уклона (см. 110-й км на диаграмме, который не показан на профиле фиг. 175). Это искажение  $i_k-s$  диаграммы не может повлечь никаких ошибок, так как сопротивление от кривых на спусках нас в диаграмме не интересует, зато при движении в одну сторону мы пользуемся преимущественно верхней половиной диаграммы, а при движении в другую сторону—преимущественно нижней половиной диаграммы. Для обратного направления еще удобнее поворачивать весь лист с диаграммой на  $180^\circ$ .

Подобный же тяговый профиль изображен на фиг. 119 по специальной нивелировке через 100 и 50 м.

Вместо  $i_k-s$  диаграммы можно построить так называемую тоннокилометровую диаграмму, в которой по оси абсцисс отложен путь (так же, как в  $i_k-s$  диаграмме), а по оси ординат—предельный вес состава, который может везти заданный паровоз на данном элементе профиля (или—для упрощения работы—на всем перегоне между станциями). Вес состава определяется по формуле 152 или 153. Эта диаграмма покажет те слабые места профиля, которые желательно усилить постановкой толкачей с одновременным увеличением веса состава до величины, определяющейся остающимися слабыми местами.

Преимуществами  $i_k-s$  диаграммы перед тоннокилометровой являются независимость от серий паровозов и от принимаемых ограничений силы тяги их, большая наглядность, отсутствие стесненности в комбинировании способов тяги и возможность хотя бы ориентировочно (на основании графика фиг. 133) определить, какие из имеющихся крутых коротких подъемов могут быть пройдены за счет разгона.

Удобно чертить  $i_k-s$  диаграмму в масштабах 1 км пути=10 мм и 1 кг/т силы=5 мм на куске рулонной миллиметровки так, чтобы одним взглядом можно было охватить возможно большую длину. Например, на куске миллиметровки шириной 700 мм и длиной в 1100 мм можно поместить до 700 км диаграммы при предельных подъемах до  $8-9\text{‰}$ , расположив диаграмму в 7 рядов.

Изучая  $i_k-s$  диаграмму, можно наметить те подъемы, которые требуют подталкивания, участки, которые лучше обслуживать двойной тягой или тягой локомотивами более сильной серии и т. д.



Для ориентировки следует иметь в виду, что подталкивание может быть выгодно только в том случае, если процентное увеличение веса состава оказывается больше процентного увеличения рабочего пробега паровозов, обслуживающих состав на всем пути его следования.

**78. Расчет товарных составов с учетом влияния веса вагона на уд. сопротивление.** В формуле 152 для  $Q$  входит  $w_0'' =$  уд. сопротивление вагона на прямой горизонтали. Так как  $w_0''$  зависит не только от скорости  $V$ , но и от веса вагона  $q$  и рода его, то очевидно, что  $Q$  зависит от тех же факторов, при чем в виду того, что  $w_0''$  входит в формулу в сумме с  $i_p$ , то с увеличением расчетного подъема влияние веса вагона  $q$  на расчетный вес состава  $Q$  уменьшается.

Как показывают фиг. 94 и 95, зависимость  $w_0''$  от  $q$  у четырехосных вагонов на тележках проявляется гораздо резче, чем у двухосных.

Если вес состава из четырехосных вагонов вычислен для  $w_0'' = 2 \text{ кг/т}$ , то, для получения правильного расчетного веса его при расчетной скорости 10 — 15 км/ч, вычисленный вес надо умножить на коэффициент, приведенный в таблице 16 для разных  $i_p$  и  $q$ . Этот коэффициент равен  $\frac{2 + i_p}{w_0'' + i_p}$ , где  $w_0''$  взято по формуле 47 для  $V = 10$ .

ТАБЛИЦА 16

Относительный предельный вес состава из четырехосных вагонов.  
За единицу принят вес, рассчитанный для  $w_0'' = 2 \text{ кг/т}$ .

| $i_p \backslash q$ | 4    | 6    | 8    | 10   | 12   | 14   | 16   | 18   | 20   | 22   | 25   | 30   |
|--------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| 20                 | 0,83 | 0,87 | 0,89 | 0,91 | 0,92 | 0,93 | 0,94 | 0,94 | 0,95 | 0,95 | 0,96 | 0,96 |
| 30                 | 0,91 | 0,93 | 0,94 | 0,95 | 0,96 | 0,96 | 0,97 | 0,97 | 0,98 | 0,98 | 0,98 | 0,98 |
| 40                 | 0,97 | 0,98 | 0,98 | 0,99 | 0,99 | 0,99 | 0,99 | 0,99 | 0,99 | 0,99 | 1,00 | 1,00 |
| 50                 | 1,02 | 1,01 | 1,01 | 1,01 | 1,01 | 1,01 | 1,01 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 |
| 60                 | 1,06 | 1,04 | 1,04 | 1,03 | 1,02 | 1,02 | 1,02 | 1,02 | 1,01 | 1,01 | 1,01 | 1,01 |
| 70                 | 1,10 | 1,07 | 1,06 | 1,05 | 1,04 | 1,04 | 1,03 | 1,03 | 1,02 | 1,02 | 1,02 | 1,02 |
| 80                 | 1,12 | 1,09 | 1,07 | 1,06 | 1,05 | 1,05 | 1,04 | 1,04 | 1,05 | 1,03 | 1,03 | 1,02 |

При перевозке массовых грузов, когда все вагоны в составе однообразные и исключительно груженые или исключительно порожние, правильный расчет предельного веса состава, т. е. с принятием во внимание уменьшения уд. сопротивления вагона с увеличением его веса, не представляет практических затруднений. В этом случае для груженых и порожних составов следует задавать разные

веса. Но как быть, если в составе имеются и порожние, и груженные и неполногрузные вагоны? Рассчитывать сопротивление каждого вагона в отдельности практически невозможно; делить вес состава на число вагонов, принимать ср. удельное сопротивление и рассчитывать каждый единичный состав по формуле 152 практически весьма затруднительно.

Поэтому при расчете неопределенных составов (т. е. непорожних и неполногрузных) из двухосных вагонов и смешанных составов с преобладанием двухосных вагонов обычно приходится задавать вес состава независимо от нагрузки на вагон, идя на некоторую перегрузку локомотива при составах, близких к порожним, и только в некоторых случаях избегая перегрузки заданием предельного числа осей в составе по условиям длины запасных путей.

При составах из четырехосных вагонов игнорирование влияния веса вагона на его сопротивление ведет к настолько большим перегрузкам и недогрузкам локомотивов и паровозных бригад (табл. 16), особенно с небольшими предельными руководящими подъемами (до 8—10‰), что мириться с ними можно только при относительно малом количестве на сети четырехосных товарных вагонов и работе их преимущественно в маршрутных поездах, ходящих обычно либо полногрузными, либо порожними. В ближайшие годы количество четырехосных товарных вагонов в СССР возрастет настолько, что необходимо перейти к более совершенному способу расчета составов.

Для того, чтобы способ расчета привился, весьма желательно иметь одну и ту же цифру предельного веса состава для всех товарных поездов на участке и в то же время предельный состав должен иметь одинаковое полное сопротивление  $W_n$  при любых весах  $q$ , входящих в состав вагонов. Единственный способ удовлетворить этим двум взаимно противоречащим пожеланиям — заменить действительный вес состава  $Q$  фиктивным весом, имеющим одинаковое полное сопротивление на данном пути. Этот фиктивный вес будем называть весом, приведенным к одинаковому полному сопротивлению состава, или „**приведенным весом**“, и обозначать  $Q_\phi$ . Следовательно, для всех локомотивов данной серии на данном участке, при разнообразии действительных весов составов, мы будем иметь один приведенный вес состава, при котором сила тяги на крюке на данном пути будет одинакова для всех локомотивов этой серии. Конечно, совершенно необходимо наличие простейшей зависимости между действительным весом состава  $Q$  и его приведенным весом  $Q_\phi$ .

Для получения приведенного веса состава, который удовлетворяет вышеупомянутым пожеланиям, будем прибавлять к действительному весу каждого четырехосного вагона  $q$  постоянную на данном участке величину  $\phi$  тонн, которую будем называть **приводящим фактором**. Сумму  $q + \phi$  будем называть **приведенным весом вагона**. Величина  $\phi$  должна быть так выбрана, чтобы сопротивление  $w_\phi''$ , приходящееся на каждую приведенную тонну, было при заданном  $i_p$  одинаково при любом  $q$ , иначе говоря, не должна зависеть от  $q$  величина:

$$\frac{q(w_0'' + i_p)}{q + \phi}.$$

НБ  
УДУНТ  
(ДПТ)  
223

Специальное исследование показывает, что это условие может быть выполнено только при следующем виде зависимости  $w_0''$  от  $q$ :

$$w_0'' = A + \frac{B}{q}, \quad (154)$$

или

$$w_0'' q = Aq + B, \quad (155)$$

т. е. полное сопротивление вагона  $w_0'' q$  должно быть линейной функцией его веса.

Если фактор  $\phi$  взять по формуле:

$$\phi = \frac{B}{A + i_p}, \quad (156)$$

где коэффициенты  $A$  и  $B$  одинаковы с коэффициентами в формуле 154, то сопротивление  $w_\phi''$  на каждую приведенную тонну на подъеме  $i_p$  будет зависеть только от  $A$  и  $i_p$ , т. е. не будет зависеть от  $q$ , что и требуется.

Действительно:

$$\begin{aligned} w_\phi'' &= \frac{q(w_0'' + i_p)}{q + \phi} = \frac{q\left(A + \frac{B}{q} + i_p\right)}{q + \frac{B}{A + i_p}} = \\ &= \frac{(A + i_p)(Aq + B + i_p q)}{Aq + B + i_p q} = A + i_p. \end{aligned} \quad (157)$$

Итак, формулу 47 надо представить в виде формулы 154 при  $V = 10 - 20$  км/ч, путем подбора численных значений коэффициентов  $A$  и  $B$ . Подбор этих коэффициентов приводит к формуле:

$$w_0'' = 0,8 + \frac{55}{q}, \quad (158)$$

построенной на фиг. 129. В пределах  $q$  от 16 т до 80 т (давление на ось от 4 т до 20 т) и  $V$  от 10 км/ч до 20 км/ч формула 158 может заменить формулу 47 (также построенную на фиг. 129 для  $V = 10$  км/ч и 20 км/ч) с точностью, вполне достаточной для любых практических целей. Следовательно,  $A = 0,8$  и  $B = 55$ . Согласно формул 155, 156 и 157 полное сопротивление каждого четырехосного вагона на прямой площадке равно:

$$w_0 q = 0,8 q + 55 \text{ кг},$$

полное сопротивление каждого четырехосного вагона на подъеме  $i_x$  равно:

$$w_0 q + i_x q = (0,8 + i_x) q + 55 \text{ кг},$$

приводящий фактор  $\phi$  (прибавка) равен:

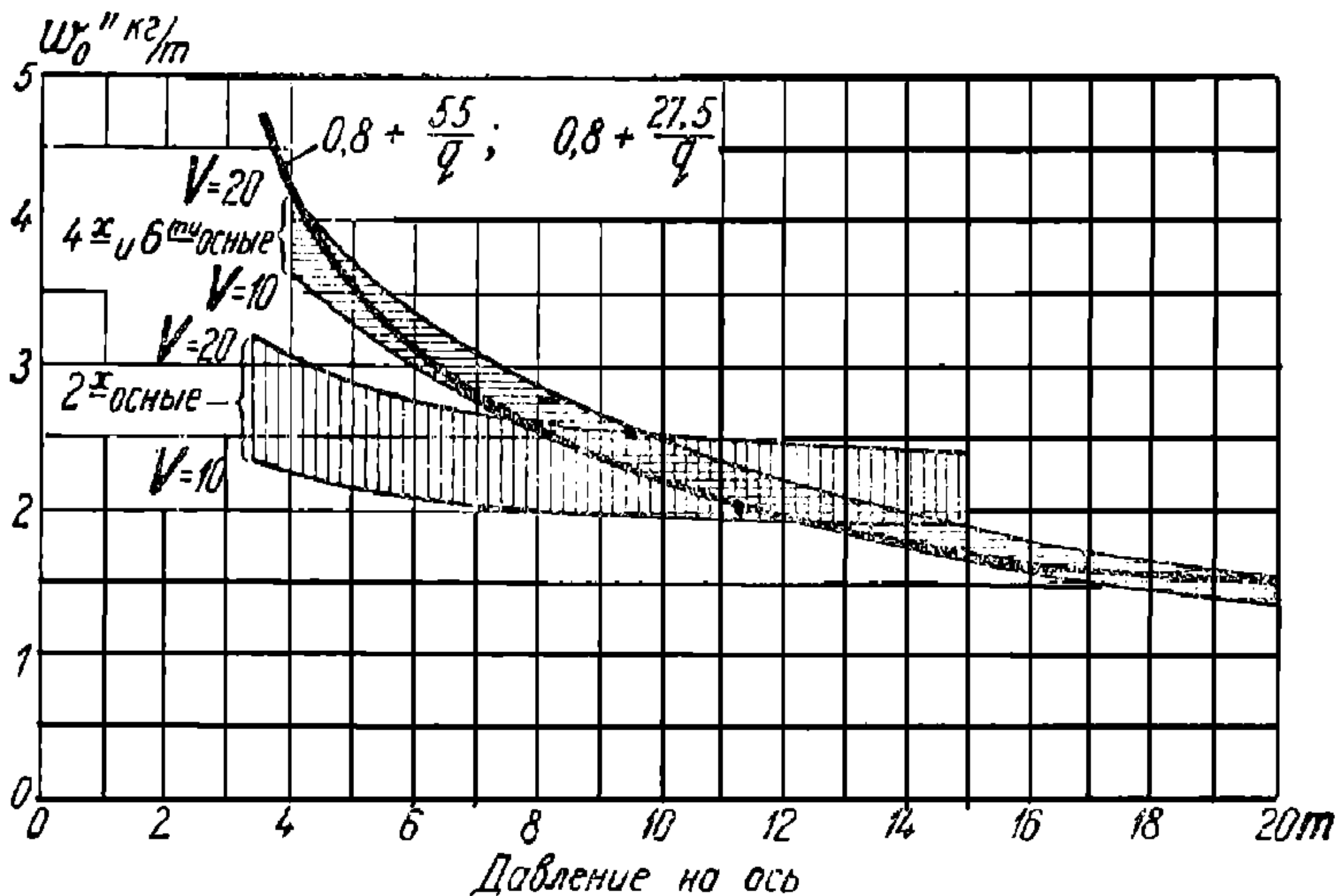
$$\phi = \frac{B}{A + i_b} = \frac{55}{0,8 + i_b}, \quad (159)$$

а сопротивление одной приведенной тонны на подъеме  $i_x$  равно:

$$w_\phi'' = 0,8 + i_x, \quad (160)$$

иначе говоря, сопротивление каждой приведенной тонны на прямой горизонтали равно 0,8 кг.

Формулы 159 и 160 представлены графически на фиг. 130 (нижние прямая и кривая). Для удобства расчетов величину  $\phi$  следует округлять до единиц, что в самых неблагоприятных случаях (порожняк на крутых подъемах) дает ошибку меньше 2%. Такое округление до единиц сделано на фиг. 130 в виде ступенчатой ломаной линии, заменяющий собой кривую. Этот же округленный фактор представлен в столбце 4 таблицы 17. Например, для участка с расчетным подъемом  $i_p$  от 9,6‰ до 12,1‰ фактор равен 5 т, т. е. к весу каждого четырехосного вагона надо прибавить 5 т, чтобы получить приведенный вес вагона.



Фиг. 129. Уд. сопротивление  $w_0''$  четырехосных и двухосных вагонов при скоростях 10—20 км/ч в зависимости от давления на ось.

Для расчета приведенного веса состава  $Q_\phi$  надо в формуле 152 (п. 75) заменить знаменатель  $w_0'' + i_p$  на  $0,8 + i_p$  (согласно формулы 160 для расчетного  $i_p$ ). Следовательно, имеем:

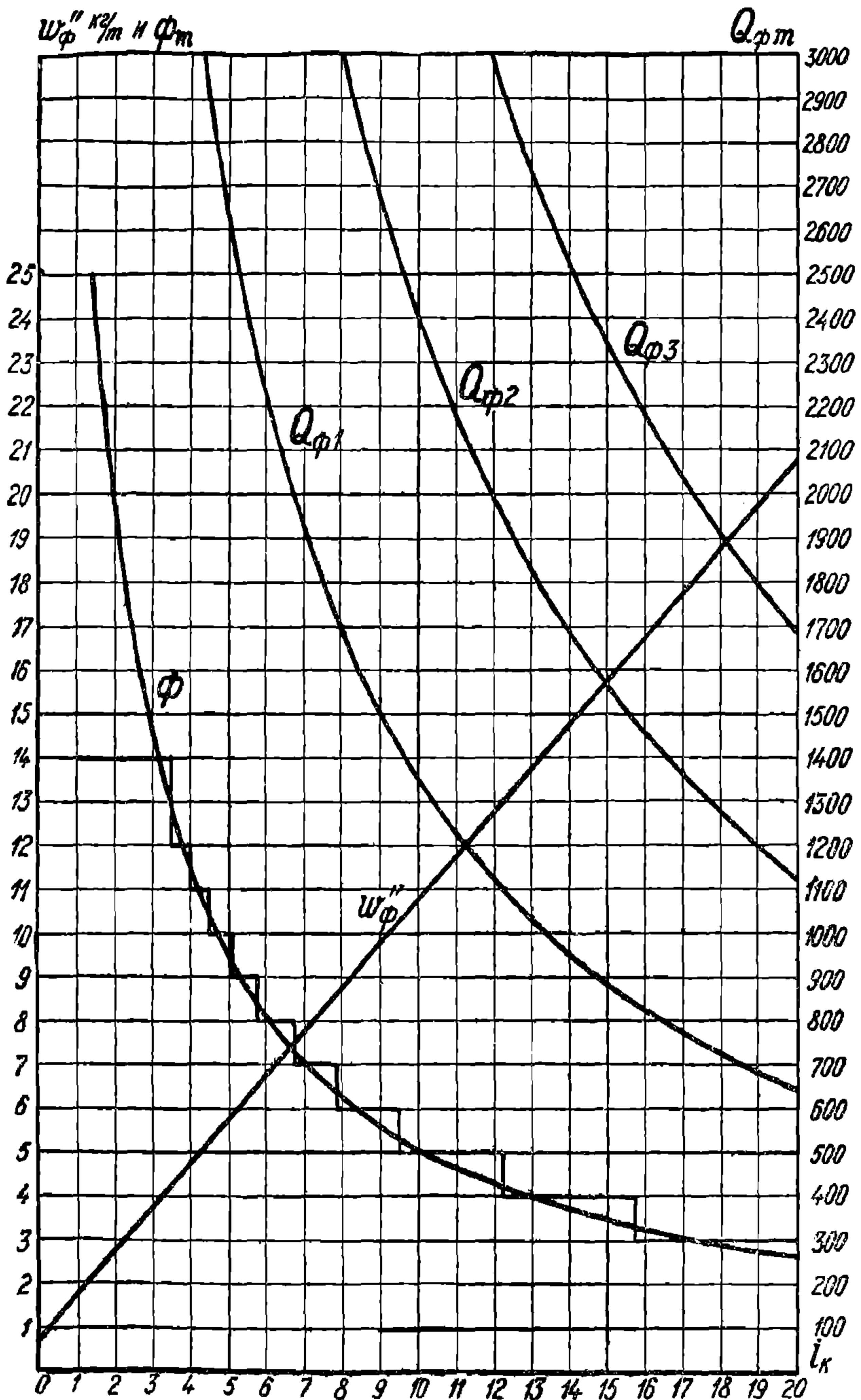
$$Q_\phi = \frac{F_b - P(w_0' + i_p)}{0,8 + i_p} \quad (161)$$

Положим, что расчетный подъем участка в данном направлении  $i_p = 10‰$ . Фактор (прибавка) его по фиг. 130 и по таблице 17 равен 5 т. Приведенный вес состава из четырехосных вагонов при одиночной тяге паровозами Э<sup>у</sup> на пределе сцепления по формуле 161 равен:

$$Q_\phi = \frac{16\,200 - 130(2 + 10)}{0,8 + 10} = 1\,344 \text{ прив. т.}$$

При составлении поезда из четырехосных вагонов надо к весу каждого вагона прибавить 5 т. Это очень простая операция. Действительный вес состава равен приведенному за вычетом приводящего фактора, умноженного на число вагонов. Этот поезд может быть составлен, например, из 18 груженых вагонов по 70 т, потому что  $18 \cdot (70 + 5) = 1\,350$ , или из 50 порожних вагонов по 22 т, потому

что  $50 \cdot (22 + 5) = 1350$ , или из 10 груженных вагонов по 60 т и 25 порожних вагонов по 23 т, потому что  $10 \cdot (60 + 5) + 25 \cdot (23 + 5) = 1350$ . Все эти три состава на подъеме  $i_p = 10\text{‰}$  имеют одина-



Фиг. 130. Приведенные составы.

ковое сопротивление и требуют одинаковой силы тяги на крюке  $F_k$ , равной  $(0,8 + 10) \cdot 1350 = 14600$  кг, или на обode  $F_n$ , равной  $14600 + 130 \cdot (2 + 10) = 14600 + 1560 = 16160$  кг. Но действительный вес первого состава  $70 \cdot 18 = 1260$  т, второго  $22 \cdot 50 = 1110$  т, третьего

$10 \cdot 60 + 25 \cdot 23 = 1175 \text{ т}$ . Если бы расчет был сделан по формуле 152 при  $w_0'' = 2$ , то:

$$Q = \frac{16200 - 130(2 + 10)}{2 + 10} = 1220 \text{ т};$$

груженных вагонов по 70 т мы взяли бы не 18, а 17, т. е. недогрузили бы поезд, а порожних вагонов по 22 т мы взяли бы не 50, а 55, т. е. перегрузили бы поезд.

На фиг. 130, кроме фактора  $\phi$  для четырехосных вагонов и уд. сопротивления  $w_\phi''$  в функции  $i_p$ , представлены для примера приведенные веса составов  $Q_\phi$  для трех разных условий.

Кривая  $Q_{\phi 1}$  — приведенный вес состава для паровоза Э<sup>у</sup> по сцеплению ( $F_k = 16200 \text{ кг}$ ), вычисленный по формуле:

$$Q_{\phi 1} = \frac{F_k - P(w_0' + i_p)}{w_\phi''} = \frac{16200 - 130(2 + i_p)}{0,8 + i_p} \text{ т (прив.)}.$$

Кривая  $Q_{\phi 2}$  — приведенный вес состава для двух паровозов серии Э<sup>у</sup>, один из которых идет толчком, вычисленный по формуле:

$$\begin{aligned} Q_{\phi 2} &= \frac{F_k + 0,8 F_k - 2P(w_0' + i_p)}{w_\phi''} = \\ &= \frac{16200 \cdot 12960 - 2 \cdot 130(2 + i_p)}{0,8 + i_p} \text{ т (прив.)}. \end{aligned}$$

Кривая  $Q_{\phi 3}$  — приведенный вес состава для трех паровозов серии Э<sup>у</sup> (двойная тяга с подталкиванием), вычисленный по формуле

$$\begin{aligned} Q_{\phi 3} &= \frac{F_k + 0,8 F_k + 0,9 F_k - 3P(w_0' + i_p)}{w_\phi''} = \\ &= \frac{16200 + 12960 + 14580 - 3 \cdot 130(2 + i_p)}{0,8 + i_p} \text{ т (прив.)}. \end{aligned}$$

Все вышесказанное относится к четырехосным вагонам. Вопрос о шестиосных вагонах (на двух трехосных тележках) решается просто; фактор должен быть увеличен в полтора раза, что равносильно признанию одинакового удельного сопротивления четырехосных и шестиосных вагонов при одинаковых давлениях на ось (п. 32).

С двухосными же вагонами вопрос осложняется, так как предположение о равенстве удельных сопротивлений двухосных и четырехосных вагонов при одинаковых нагрузках на ось и одинаковых скоростях порядка (10—20 км/ч), вполне приемлемое для груженных вагонов (фиг. 129), дает значительную ошибку (недогруз) для вагонов с давлением на ось меньше 6—7 т. Избежать этой ошибки можно, но путем некоторого усложнения расчета, а именно, нужно принять для двухосных вагонов весом брутто менее 14 т иной фактор, чем для более тяжелых вагонов. Для этих вагонов вместо формулы 159 следовало бы взять формулу:

$$w_0'' = 0,8 + \frac{17}{q}. \quad (162)$$

При подборе формулы 162 мы связаны двумя условиями: во-первых, формула должна иметь вид формулы 154, а во-вторых, А должно

равняться 0,8, как в соответствующей формуле для четырехосных вагонов, для того, чтобы величина приведенного веса состава (формула 161) не зависела от рода и веса вагонов. Приводящий фактор (формула 159) для этих вагонов должен быть:

$$\phi = \frac{17}{0,8 + i_p} \quad (163)$$

Он приведен в столбце 7 таблицы 17.

Однако в целях упрощения составления поездов и имея в виду, во-первых, имеющее место относительное повышение сопротивления порожних вагонов в связи с введением автотормозов, во-вторых, что некоторый недогруз порожних составов часто имеет место по другой причине — ограничению длины запасных путей, и в-третьих, что некоторый недогруз порожних составов полезен для предотвращения перегруза локомотивов и остановок на подъемах при сильных ветрах (особенно действующих на составы из порожних двухосных вагонов), желательно применение для всех двухосных вагонов фактора (прибавки) вдвое меньшего, чем для четырехосных вагонов, т. е. по формуле:

$$\phi = \frac{27,5}{0,8 + i_p} \quad (164)$$

Этот фактор приведен в столбце 6 таблицы 17.

Очевидно, что при разном типе вагонов в составе (четырёхосных, двухосных, шестиосных) желательно иметь дело не с числом вагонов, а с числом осей в составе, и относить фактор (прибавку) не к вагону, а к оси. Фактор, отнесенный к оси, приведен в столбце 3 таблицы 17. При составлении поезда агент должен сложить веса всех вагонов (тару + груз) и к полученной сумме прибавить произведение числа осей в составе на фактор оси, получаемой из столбца 3 таблицы 17. Можно, конечно, складывая действительные веса вагонов, прибавлять непосредственно к весу каждого вагона произведение числа осей в вагоне на фактор оси. Для каждого направления на станции агент должен помнить только одну прибавку.

ТАБЛИЦА 17

Фактор (прибавка) в тоннах

| Для расчетных подъемов<br>‰ |      | На ось           | На<br>4-осный<br>вагон | На<br>6-осный<br>вагон | На<br>2-осный<br>вагон | На 2-осный ва-<br>гон весом<br>меньше 14 т<br>брутто |
|-----------------------------|------|------------------|------------------------|------------------------|------------------------|--|
| от                          | до   |                  |                        |                        |                        |  |
| 1                           | 2    | 3                | 4                      | 5                      | 6                      | 7  |
| —                           | 3,5  | 3 <sup>1/2</sup> | 14                     | 21                     | 7                      | 4 <sup>1/2</sup>                                     |
| 3,6                         | 4,0  | 3                | 12                     | 18                     | 6                      | 3 <sup>1/2</sup>                                     |
| 4,1                         | 4,4  | 2 <sup>3/4</sup> | 11                     | 16 <sup>1/2</sup>      | 5 <sup>1/3</sup>       | 3 <sup>1/2</sup>                                     |
| 4,5                         | 5,0  | 2 <sup>1/2</sup> | 10                     | 15                     | 5                      | 3  |
| 5,1                         | 5,7  | 2 <sup>1/4</sup> | 9                      | 13 <sup>1/2</sup>      | 4 <sup>1/2</sup>       | 3  |
| 5,8                         | 6,7  | 2                | 8                      | 12                     | 4                      | 2 <sup>1/2</sup>                                     |
| 6,8                         | 7,9  | 1 <sup>3/4</sup> | 7                      | 10 <sup>1/2</sup>      | 3 <sup>1/2</sup>       | 2  |
| 8,0                         | 9,5  | 1 <sup>1/2</sup> | 6                      | 9                      | 3                      | 2  |
| 9,6                         | 12,1 | 1 <sup>1/4</sup> | 5                      | 7 <sup>1/2</sup>       | 2 <sup>1/2</sup>       | 1 <sup>1/2</sup>                                     |
| 12,2                        | 15,7 | 1                | 4                      | 6                      | 2                      | 1  |
| 15,8                        | 23,0 | 3/4              | 3                      | 4 <sup>1/2</sup>       | 1 <sup>1/2</sup>       | 1  |
| 23,1                        | —    | 1/2              | 2                      | 3                      | 1                      | 1/2  |

НЕ  
УДУНТ  
(ДИТ)

Из всего предыдущего следует, что смысл одинаковой прибавки  $\phi$  к каждой оси заключается в том, что приведенный (условный) вес порожних и малогрузных вагонов увеличивается в значительно большей степени, чем полногрузных, поэтому при одинаковом приведенном весе  $Q_\phi$  действительный вес  $Q$  порожнего состава будет меньше, чем действительный вес груженого состава, и оба состава будут иметь одинаковое полное сопротивление на расчетном подъеме.

Следует обратить внимание на то, что рассчитанные таким образом составы имеют одинаковое полное сопротивление и, следовательно, одинаковую скорость при одинаковом напряжении локомотивов—только на расчетном подъеме. На подъемах, менее крутых, чем расчетный, полное сопротивление составов из порожних вагонов будет больше полного сопротивления составов из груженных вагонов, следовательно, средняя скорость первых будет меньше средней скорости вторых. При расчете по действительному весу состава, одинаковому для груженных и порожних вагонов, неодинаковость средних скоростей проявляется еще резче.

Многие американские железные дороги, в том числе Пенсильванская, издавна рассчитывают составы по аналогичному способу и дают веса в тоннах, подразумевая под тоннами, во-первых, американские тонны, а во-вторых—приведенные. Если перевести эти тонны в метрические, то получается значительное снижение цифр.

Расчет составов по приведенному весу, согласно правил, разрешается дорогам с преимущественным обращением четырехосных вагонов.

**79. Преодоление коротких подъемов за счет разгона.** На участке кроме самого трудного подъема, на прохождение которого с установившейся скоростью ведется расчет состава, могут быть короткие подъемы большей крутизны, чем расчетный, проходимые за счет разгона, т. е. с расходом живой силы поезда. Расходование живой силы поезда происходит и на длинных подъемах, но принимать его в расчет для подъемов длиннее 1 500—2 000 м не следует. Если на участке имеются такие короткие крутые подъемы, то после расчета состава на прохождение затяжного подъема необходимо проверить расчетом, действительно ли поезд пройдет их с разгона. При проверке допускается падение скорости в конце короткого подъема до 8 км/ч—в том случае, конечно, если сейчас же за этим подъемом начинается площадка или спуск, или подъем, значительно меньший расчетного (руководящего).

Произведем проверку надежности прохождения поездом крутого короткого подъема с разгона на одном и том же примере и аналитическим и графическим способами.

Руководящий подъем некоторого участка в четном направлении равен  $9\text{‰}$  (например,  $i = 8\text{‰}$  с кривой радиуса 750 м, т. е.  $i_k = i + \frac{750}{R} = 8 + \frac{750}{750} = 9\text{‰}$ ). Предельный состав на этом участке при паровозе серии Щ и  $z_m = 30 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$  по формуле 153 равен:

$$Q = \frac{F_k}{2_k + i} - P = \frac{10\,700}{2 + 9} - 120 = 850 \text{ т.}$$



Этот состав и являлся предельным на этом участке для паровозов Щ в четном направлении.

В равнинной части участка вследствие необходимости в крупных ремонтных работах пришлось запроектировать обходный путь с подъемом в четном направлении  $i_k = 12\text{‰}$  длиной в 500 м. Перед этим подъемом приходится площадка и подъем в  $1\text{‰}$ , а после — площадка и спуск. По условиям ремонтных работ скорость подхода к обходному пути и скорость на обходном пути предполагается ограничить 30 км/ч. Требуется рассчитать, не заставит ли этот обходный путь уменьшить состав поезда или поставить толкач на подъеме.

Сделаем сначала расчет самым грубым аналитическим способом, принимая, что равнодействующая сила  $f_k - w_k$  на протяжении подъема постоянна, и применяя формулу 125.

Скорость вступления на подъем  $V_1 = 30$  км/ч; определим путь, пройденный за время понижения скорости с  $V_1 = 30$  км/ч до  $V_2 = 10$  км/ч. По фиг. 29 при  $V = 10$  и  $z_m = 30$ ,  $F_k = 10\,600$ , а при  $V = 30$  и  $z_m = 30$ ,  $F_k = 4\,700$ . Среднее  $F_k = (10\,600 + 4\,700) : 2 = 7\,650$  кг; среднее  $f_k = 7\,650 \text{ кг} : (850 \text{ м} + 120 \text{ м}) = 7,9 \text{ кг/м}$ . Среднее  $w_0 = 1,5 + 0,05(V_1 + V_2) : 2 = 1,5 + 1 = 2,5 \text{ кг/м}$ . Следовательно, средняя сила  $f_k - w_k = +7,9 - 2,5 - 12 = -6,6 \text{ кг/м}$ .

По формуле 125 имеем:

$$s_2 - s_1 = \frac{4,17(10^2 - 30^2)}{-6,6} = 504 \text{ м},$$

т. е. путь, пройденный поездом к моменту падения скорости до 10 км/ч, практически равен длине подъема. Так как точность примененного нами способа невелика, то полученный результат не гарантирует надежного преодоления подъема.

Поэтому вычислим пройденный поездом путь точнее, разбив его на участки. Во избежание возможных ошибок построим сначала зависимость действующей на поезд силы от скорости. Эта зависимость построена на фиг. 131. Сначала была построена по точкам кривая  $f_k$  по формуле:  $f_k = \frac{F_k}{P + Q}$ , где  $F_k$  взято с фиг. 29, а  $P + Q = 970 \text{ м}$ .

Затем построена кривая  $w_0$  по формуле:  $w_0 = 1,5 + 0,05 V$ , причем в пределах от 0 до 10 км/ч  $w_0$  принято равным 2 кг/м. Далее, из кривой  $f_k$  вычтена кривая  $w_0$  и получена кривая  $f_k - w_0 = f(V)$ , дающая силу, действующую на каждую тонну поезда на прямой горизонтали. Если теперь перенести начало координат с нулевой абсциссы на абсциссу, соответствующую силе  $+12 \text{ кг/м}$ , то получим кривую  $f_k - w_0 - 12 = f_k - w_k = f(V)$  на подъеме  $12\text{‰}$ . Заменяем кривую ступенчатой линией, располагая ступени через 5—10 км/ч, таким образом, чтобы наружные выступы примерно компенсировались внутренними выступами. Пользуясь теперь формулой 125 или прямо по таблице 13 определяем пути, пройденные поездом при последовательном уменьшении скорости на 5 км/ч.

|                                     |       |
|-------------------------------------|-------|
| от 30 до 25 км/ч при силе — 10 кг/м | 115 м |
| » 25 » 20 » » » — 8 »               | 117 » |
| » 20 » 15 » » » — 6 »               | 122 » |
| » 15 » 10 » » » — 4 »               | 130 » |

Всего от 30 км/ч до 10 км/ч 484 м

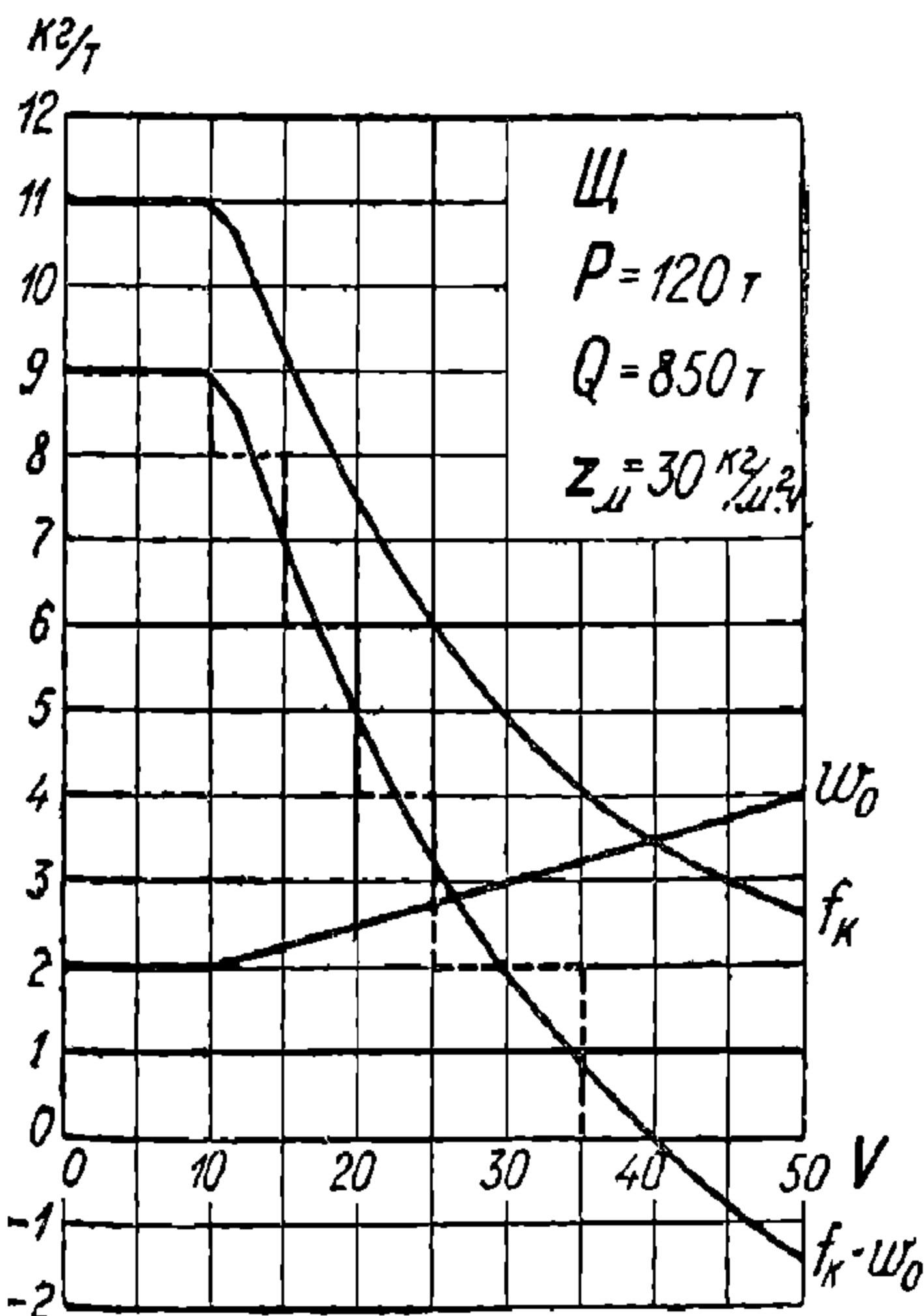
НБ  
УДУНТ  
(ДІІТ)

Дальнейшее падение скорости с 10 км/ч до 9 км/ч даст добавочный путь:

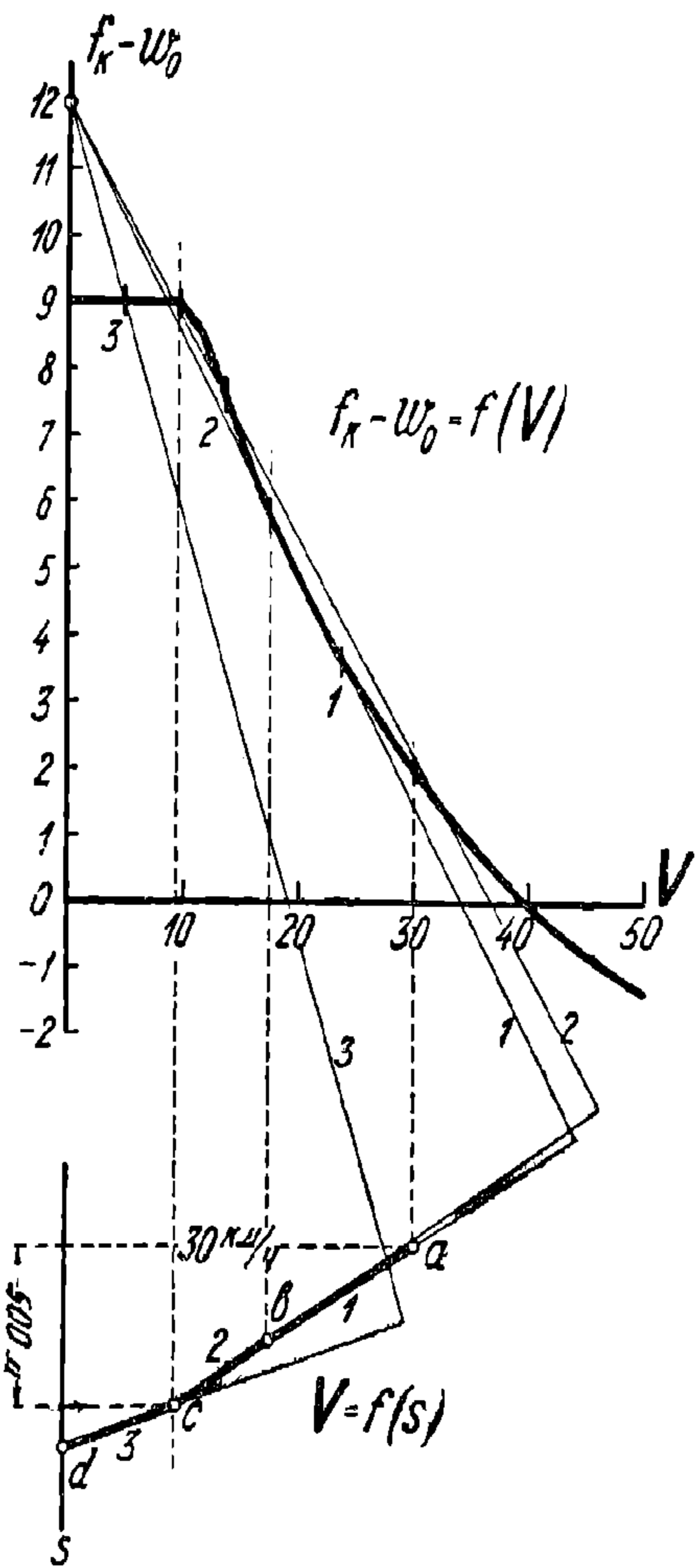
$$\frac{4,17(9^2 - 10^2)}{-3} = 26 \text{ м.}$$

Следовательно, подъем будет пройден с уменьшением скорости от 30 км/ч до 9 км/ч.

Тот же расчет произведен на фиг. 132 графически, способом Липеца. Кривая  $f_k - w_0$  разделена в пределах от 0 до 30 км/ч на три участка: 1) от 30 км/ч до 17,5 км/ч; 2) от 17,5 км/ч до 9,5 км/ч; 3) от 9,5 км/ч до 0. Из начала координат кривой  $f_k - w_k = f(V)$ , т. е. из точки на оси сил, соответствующей  $i_k = +12 \text{ кг/т}$ , и через середины участков кривой проведены лучи и перпендикуляры к лучам. Соответственные отрезки кривой, лучи и перпендикуляры обозначены одинаковыми цифрами 1, 2, 3. Получена ломаная



Фиг. 131.  $f_k - w_0 = f(V)$ .



Фиг. 132. Проверка состава на преодоление короткого подъема за счет разгона.

линия  $abcd$ , каждый прямой отрезок которой лежит в тех же пределах скорости, как и соответствующий участок кривой  $f_k - w_k = f(V)$ . Расстояние точки  $a$  от оси скоростей  $OV$  — произвольное. С помощью линейки и угольника линия  $abcd$  легко строится без проведения карандашом лучей и лишних отрезков перпендикуляров. Согласно п. 57 линия  $abcd$  есть с достаточной точностью кривая

$V = f(s)$ , причем масштаб пути (форм. 133) есть:  $y = \frac{120 m^2}{k}$  мм в 1 км пути, где  $m$  есть масштаб скорости ( $m$  мм в 1 км/ч), а  $k$  есть масштаб сил ( $k$  мм в 1 кг/т).

На фиг. 132 масштабы следующие: 1 кг/т =  $k = 5$  мм; 1 км/ч =  $= m = 1$  мм; масштаб пути  $y$  получился:  $\frac{120 m^2}{k} = \frac{120 \cdot 1^2}{5} = 24$  мм. Эти

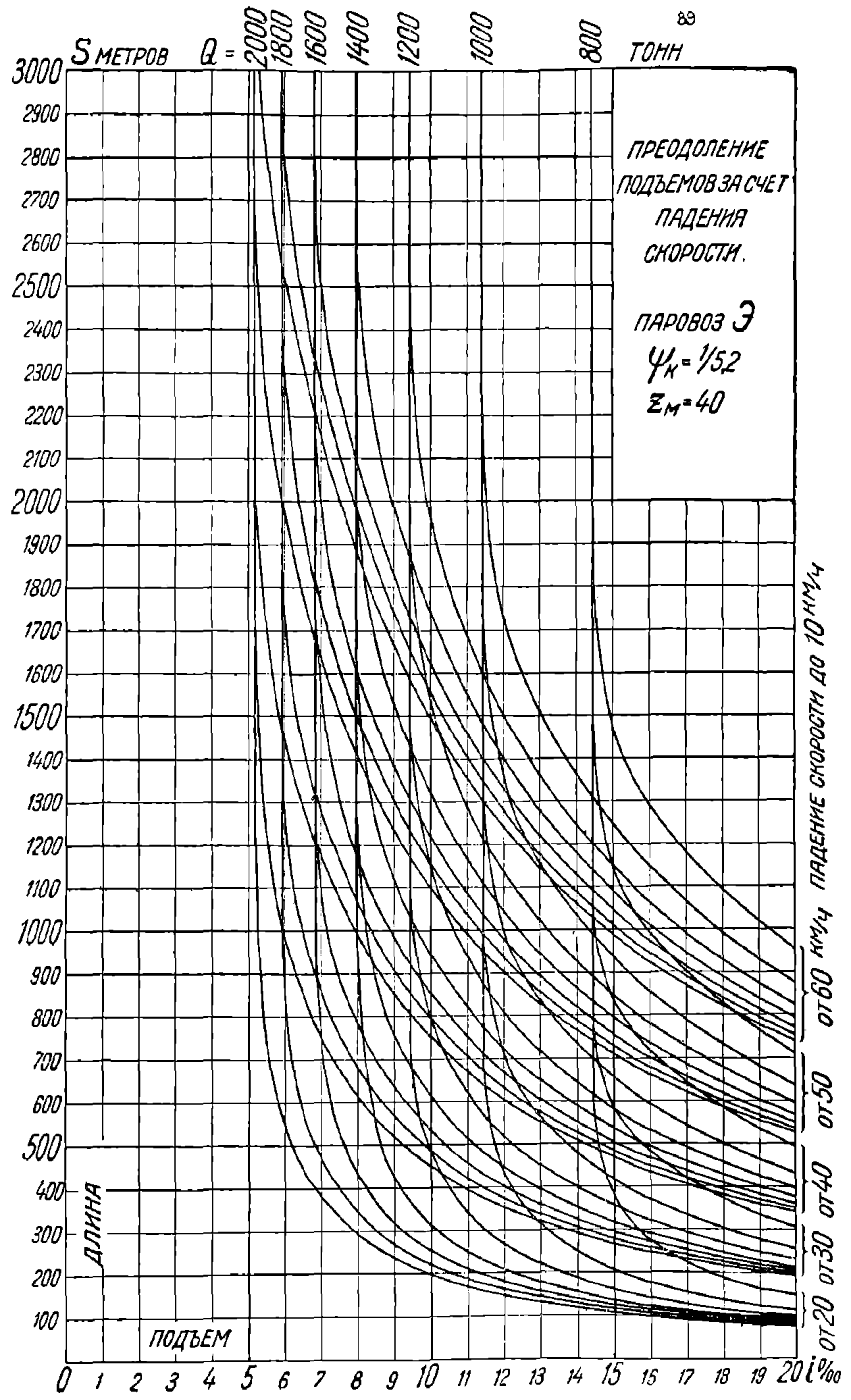
масштабы слишком малы, дают недостаточную точность и взяты только для экономии места. Откладывая от точки пути, соответствующей скорости 30 км/ч, путь 0,5 км, т. е. в масштабе  $0,5 \cdot 24 = 12$  мм, определяем конечную скорость, оказывающуюся равной 9 км/ч.

При желании сделать расчет еще точнее, необходимо знать точно условия подхода к подъему и возможность повышения  $z_x$  за счет понижения уровня воды в котле. В этом случае полезно делать расчет не по кривой ограничения силы тяги по котлу, а по кривым  $F_k = f(V, \epsilon, \rho)$ , задаваясь в некоторых пределах скоростей определенными отсечками и открытиями регулятора.

Всегда, когда мы имеем дело с движением поезда, мы предполагаем для упрощения расчетов, что вся масса поезда сосредоточена в центре ее тяжести, т. е. где-то около середины поезда, а не распределена по его длине. На точности расчета это допущение практически не отражается. В вышерассмотренном примере мы предполагали, что со скоростью 30 км/ч входит на подъем середина поезда, и получили, что середина поезда входит после подъема на площадку со скоростью около 9 км/ч. В действительности середина поезда войдет на подъем со скоростью меньшей 30 км/ч, но зато до момента входа на подъем последнего вагона скорость не будет падать так быстро, как мы приняли в расчете. В результате наименьшая скорость поезда, около 9 км/ч, будет после того, как локомотив перевалит на площадку; середина же поезда войдет на площадку уже с большей скоростью. Для специальных задач можно принять во внимание и длину поезда, определив последовательное изменение его сопротивления от подъема при входе на подъем и при выходе с подъема, и соответственно меняя фокус, из которого проводятся лучи в способе Липеца.

При подборе веса состава и расстановке толкачей необходимо, хотя бы ориентировочно, но быстро определять, какие из встречающихся на участке коротких крутых подъемов поезд может преодолевать с помощью падения скорости. Для такой ориентировки служит диаграмма фиг. 133, представляющая графическую зависимость между длиной преодолеваемого с помощью падения скорости подъема (ординаты) и его крутизной (абсциссы) для составов весом от 800 т до 2000 т, ведомых паровозов серии Э при  $z_x = 40$ ,  $\psi_k = 1/5,2$ , при уменьшении скорости до 10 км/ч, если перед вступлением на этот подъем поезд имеет скорость 20, 30, 40, 50 и 60 км/ч. Диаграмма построена по формуле 125 в предположении, что равнодействующая сила на протяжении подъема постоянна и равна средней ее величине. Например, состав весом 1800 т, рассчитанный на надежное прохождение затяжного подъема 5,9‰, может при падении

скорости от 40 км/ч до 10 км/ч преодолеть 1270 м подъема 7‰, 1050 м подъема 8‰, или 800 м подъема 10‰. Для составов и



Фиг. 133. Зависимость между длиной и крутизной подъема, преодолеваемого поездом.

скоростей, не показанных на диаграмме, подъемы могут быть определены интерполяцией на-глаз.

УДМУНЬ  
(ДИТ)

**80. Проверка состава на взятие с места на остановочных пунктах.** В п. 41 было указано, что при взятии с места сопротивление поезда больше, чем при скорости 10 км/ч, и что дополнительное сопротивление  $w_m$  может быть определено по формуле 74. В п. 17 было указано, что при трогании с места паровоз может развить несколько большую силу тяги, чем расчетная по сцеплению, и что увеличение силы тяги  $1 + \alpha$  можно принять по формуле 20.

Следствием этих двух формул является формула

$$i_m = 0,75 i_p - 1\text{‰}, \quad (165)$$

в которой  $i_m$  обозначает наибольший подъем, на котором может быть взят с места состав, рассчитанный на прохождении руководящего подъема  $i_p$ . Если состав располагается на нескольких элементах профиля, то под  $i_m$  следует подразумевать спрямленный подъем с учетом влияния кривых на расстоянии длины поезда.

Проверка на взятие с места требуется только для состава на винтовых стяжках, поскольку в случае автосцепки может быть развита значительно большая сила тяги с осаживанием без опасности разрыва поезда. Проверке подлежат главным образом подъемы у блокировочных пунктов. Несоблюдение формулы 165 допускается только при незаполненной пропускной способности и при взятии на особый учет этих пунктов и случаев остановки поездов перед ними. При заполненной же пропускной способности состав должен быть проверен нахождение фиктивного подъема  $i_k = 1,33 (i_m + 1)$  (эта формула вытекает из формулы 165), причем, при  $i_m$  больше 10‰ обязателен толкач; при  $i_m$  меньше 10‰ толкач ставится в зависимости от местных условий.

Формула 165 отнюдь не разрешает размещения станций и разъездов на подъемах.

В табл. 18 сведены: наибольший подъем трогания  $i_m$  по формуле 165, соответствующий расчетному подъему  $i_p$ , добавочное сопротивление трогания  $w_m$  (по формуле 74) на подъеме  $i_m$  и процентное увеличение расчетной силы тяги  $100 \alpha$  (по формуле 20) на подъеме  $i_m$ .

ТАБЛИЦА 18

Обстоятельства трогания с места

|              |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |      |      |      |      |      |      |      |
|--------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|
| $i_p$        | 4   | 5   | 6   | 7   | 8   | 9   | 10  | 11  | 12  | 13  | 14  | 15   | 16   | 18   | 20   | 22   | 25   | 30   |
| $i_m$        | 2,0 | 2,7 | 3,5 | 4,2 | 5,0 | 5,7 | 6,5 | 7,2 | 8,0 | 8,7 | 9,5 | 10,2 | 11,0 | 12,5 | 14,0 | 15,5 | 17,7 | 21,5 |
| $w_m$        | 2,6 | 2,8 | 3,0 | 3,3 | 3,5 | 3,7 | 3,9 | 4,2 | 4,4 | 4,6 | 4,8 | 5,1  | 5,3  | 5,7  | 6,2  | 6,6  | 7,3  | 8,4  |
| $100 \alpha$ | 10  | 8   | 6   | 5   | 5   | 4   | 4   | 3   | 3   | 2   | 2   | 2    | 2    | 1    | 1    | 1    | 0    | 0    |

**81. Уменьшение расчетных составов поездов в зависимости от условий погоды.** Расчет составов поездов, как это выше указывалось, ведется на некоторые средние условия погоды (температура не ниже  $-10^\circ$ , ветер не больше 10 м/с, отсутствие снежной метели или поземка с переносом снега). При наличии же неблагоприятных условий погоды составы должны быть понижаемы в каждом отдель-

ном случае, во избежание остановок и обрывов на руководящих подъемах, сильного падения технических скоростей, перенапряжения локомотивов и трудности взятия поездов с места.

Уменьшение составов в зависимости от условий погоды трудно поддается общей регламентации, так как сильно зависит от местных условий. Низкая температура (п. 40) влияет почти исключительно на повышение сопротивления в шейках, но температура шеек на подъеме зависит не только от температуры наружного воздуха, но и от расстояния от остановочного пункта до подъема и продолжительности стоянки на подъеме. Ветер (п. 39) влияет главным образом на повышение сопротивления воздуха, но повышение сопротивления от ветра на подъеме зависит от преимущественного направления ветров по отношению к направлению движения поезда на руководящем подъеме. Снежная метель, поземок (перенос снега через рельсы) влияет главным образом на уменьшение коэффициента сцепления локомотива (п. 17), но это влияние зависит от трассы подъема (леса, переходы из насыпей в выемки) и местных климатических условий. Поэтому дороги, в зависимости от местных условий своих участков и накапливающегося опыта, должны сами вырабатывать правила уменьшения составов. Для ориентировки же при выработке таких правил служит ижеприведенная таблица 19.

ТАБЛИЦА 19

Процентное (ориентировочно) уменьшение веса состава по атмосферным условиям

| Температура<br>от — до<br>°Ц | От мороза                   |                                 | От сильного ветра      |                        |                    |                        | От снега<br>на рельсах<br>(метель,<br>поземок) |                        |
|------------------------------|-----------------------------|---------------------------------|------------------------|------------------------|--------------------|------------------------|--|------------------------|
|                              | $i_p$<br>до<br>$+8\text{‰}$ | $i_p$<br>больше<br>$+8\text{‰}$ | от 10 м/с<br>до 15 м/с |                        | больше<br>15 м/с   |                        | до<br>$+8\text{‰}$                             | больше<br>$+8\text{‰}$ |
|                              |                             |                                 | до<br>$+8\text{‰}$     | больше<br>$+8\text{‰}$ | до<br>$+8\text{‰}$ | больше<br>$+8\text{‰}$ |  |                        |
| 1                            | 2                           | 3                               | 4                      | 5                      | 6                  | 7                      | 8  | 9                      |
| Выше —10                     | 0                           | 0                               | 10                     | 5                      | 15                 | 10                     | 0  | 0                      |
| —10—15                       | 5                           | 5                               | 10                     | 5                      | 15                 | 10                     | 0  | 5                      |
| —15—20                       | 10                          | 5                               | 10                     | 5                      | 15                 | 10                     | 5  | 5                      |
| —20—25                       | 15                          | 10                              | 10                     | 5                      | 15                 | 10                     | 5  | 10                     |
| —25—30                       | 20                          | 15                              | 10                     | 5                      | 15                 | 10                     | 10   | 10                     |
| —30—35                       | 25                          | 20                              | 10                     | 5                      | 15                 | 10                     | 10   | 15                     |
| —35—40                       | 30                          | 25                              | 10                     | 5                      | 15                 | 10                     | 15   | 15                     |
| Ниже —40                     | 35                          | 30                              | 10                     | 5                      | 15                 | 10                     | 15   | 20                     |

Процентное уменьшение составов складывается из трех слагаемых: 1) от мороза, 2) от ветра, 3) от снега. Например, при  $i_p = 9\text{‰}$  при морозе  $23^\circ$  без ветра и снега снижение состава  $10\text{‰}$ ; при том же морозе с ветром  $20\text{ м/с}$  снижение состава  $20\text{‰}$ , при том же морозе и ветре со снежной метелью снижение  $30\text{‰}$ .

Меньшее снижение составов от мороза и ветра для больших расчетных подъемов объясняется тем, что на больших подъемах увеличение сопротивления от атмосферных условий является мень-

шей долей от сопротивления самого подъема и от общего сопротивления  $W_{\Sigma}$ , чем на малых подъемах, при одном и том же абсолютном увеличении сопротивления. Больше же снижение составов от снега для больших расчетных подъемов объясняется тем, что на больших подъемах случайное боксование локомотива значительно опаснее, чем на малых подъемах (п. 76).

Сказанное выше относится к товарным поездам. Что касается пассажирских поездов, то, при затруднительности уменьшения составов по мере надобности, разрешается по правилам уменьшить вес состава на все холодное время года от 0 до 15% в зависимости от местных условий.



## ГЛАВА IX

### ТОРМОЗНЫЕ ЗАДАЧИ

**82. Общие сведения.** Тормозными задачами называются такие расчеты, в которые входит тормозная сила поезда, точнее говоря, — тормозной коэффициент поезда  $\vartheta$ , как заданная или как искомая величина. Называя тормозной коэффициент  $\vartheta$ , т. е. отношение суммы нажатий тормозных колодок поезда к его весу, известным, мы этим вовсе не предполагаем, что  $\vartheta$  нам задано, но мы предполагаем, что известны все те данные о поезде, напр. число тормозных вагонов, нажатие колодок и т. п., которые дают возможность определить  $\vartheta$  на основании правил, изложенных в главе IV.

Тормозной коэффициент  $\vartheta$  берется по его полной расчетной величине только для случаев экстренного торможения (сигнал остановки, обрыв хвоста поезда и т. д.). При подходе же к пунктам с предвиденной остановкой  $\vartheta$  при автоматических тормозах берется по возможности не более 30% для пассажирских поездов и не более 50% для товарных поездов от его наибольшего (расчетного) значения; при ручных тормозах следует считать, что при подходе к станции действует лишь паровозный (если он есть) и тендерный тормоза, а вагонные ручные тормоза следует вводить лишь в том случае, если по расчету без них поезда не остановить.

Тормозным путем поезда  $s_k$  (в метрах) называется то расстояние, которое поезд проходит от момента введения тормозов в действие при некоторой начальной скорости  $V_n$  до момента, когда поезд будет иметь некоторую конечную скорость  $V_k$ . Обычно при расчетах  $V_k = 0$ .

В том случае, если из этих четырех величин:  $\vartheta$ ,  $s_k$ ,  $V_n$  и  $V_k$ , три известны, то четвертая может быть найдена. Практически к нахождению одной из этих четырех величин и сводятся все тормозные задачи. Все тормозные задачи могут быть объединены в 2 группы: 1) когда  $\vartheta$  известно или может быть вычислено по числу тормозных осей в поезде, нажатию колодок и весу поезда и 2) когда  $\vartheta$  — искомое, т. е., когда, например, требуется определить необходимое число тормозных осей в поезде.

**83. Решение тормозных задач, когда тормозной коэффициент поезда  $\vartheta$  известен.** Ур-ние движения заторможенного поезда при отсутствии силы тяги имеет вид:

$$\frac{dV}{dt} = A_u = -120 (w_0 + i_n + 1000 \vartheta \varphi_n), \quad (166)$$



а формула 125, дающая зависимость между пройденным путем (в метрах), начальной и конечной скоростями и постоянной силой, имеет вид:

$$(s_{n+1} - s_n)_k = - \frac{4,17(V_{n+1}^2 - V_n^2)}{(w_0 + i_k + 1000 \vartheta \varphi_k)_{n, n+1}} \text{ м.} \quad (167)$$

В обеих формулах:

$$w_0 = \frac{P(w'_0 + w_3) + Qw_0''}{P + Q},$$

$$\vartheta = \frac{\text{сумма нажатий колодок (в кг)}}{\text{вес поезда (в кг)}} = \frac{X_0 + X_n + (2M)}{1000(P + Q)}.$$

Вычислив  $w_0$  и  $\vartheta$ , строим на миллиметровой бумаге зависимость уд. силы  $-(w_0 + i_k + 1000 \vartheta \varphi_k)$  от скорости  $V$ , заменяем полученную кривую ступенчатой линией и определяем пути, проходимые поездом под действием постоянной силы, по формуле 167 или по таблице 13, или графическим способом Липеца.

Возьмем для примера определенный поезд на определенном спуске и произведем для него расчет разными способами.

Паровоз серии Э ( $P = 125 \text{ т}$ ) на тормозе Вестин ауза, с подвижными золотниками; состав 100 осей, на ручных тормозах; вес состава  $Q = 1120 \text{ т}$ ; тормозных вагонных осей 16% всего числа вагонных осей; все тормозные вагоны—двухосные с тарой 7,2 т. Определить, на каком расстоянии от пункта приведения тормозов в действие при скорости 35 км/ч на спуске 8‰ поезд должен остановиться при неблагоприятных условиях. Принять  $\delta = 0,5$ ,  $\varphi_k$ — по форм. 80.

Общим для всех способов расчета является определение зависимости  $-(w_0 + i_k + 1000 \vartheta \varphi_k) = f(V)$ .

$$\vartheta = \frac{X_0 + X_n}{1000(P + Q)} = \frac{16 \cdot 7200 \cdot 0,5 \cdot 0,5 + 23200 + 14150}{1000(125 + 1120)} = 0,053;$$

$$1000 \vartheta \varphi_k = 53 \quad \varphi_k = 10,6 = 0,08 V \text{ кг/т,}$$

где  $\varphi_k$  по формуле 80 равно:  $0,2 - 0,0015 V$ ;

$$w_0 = \frac{P(w'_0 + w_3) + Qw_0''}{P + \vartheta} = \frac{125(3,0 + 0,15 V) + 1120(1,5 + 0,05 V)}{125 + 1120} =$$

$$= 1,65 + 0,06 V \text{ кг/т;}$$

$$(w_0 + i_k + 1000 \vartheta \varphi_k) = -1,65 - 0,06 V - i_k - 10,6 + 0,08 V =$$

$$= -12,25 + 0,02 V - i_k = -12,25 + 0,02 V + 8,0 =$$

$$= -4,25 + 0,02 V \text{ кг/т.}$$

Следовательно, с изменением скорости от 35 км/ч до 0 действующая на поезд сила меняется от  $-3,55 \text{ кг/т}$  до  $-4,25 \text{ кг/т}$ .

Наиболее грубый способ определения тормозного пути— по таблице 20: так как на поезд действует средняя сила  $-(3,55 + 4,25) : 2 = -3,9 \text{ кг/т}$ , то изменение скорости от 35 км/ч до 0 должно произойти в пределах от 1275 м до 1701 м.

ТАБЛИЦА 20

Путь (в метрах), на котором изменяется скорость от  $V$  км/ч до нуля  
(или от нуля до  $V$  км/ч) под действием постоянной силы (в кг/т)  
(по форм. 125)

| Изменение скорости<br>$V-0$<br>км/ч | Сила кг/т |      |      |       |       |       |       |       |       |       |
|-------------------------------------|-----------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|                                     | 5-0       | 10-0 | 15-0 | 20-0  | 25-0  | 30-0  | 35-0  | 40-0  | 45-0  | 50-0  |
| 1                                   | 104       | 416  | 937  | 1 666 | 603   | 3 749 | 5 103 | 6 666 | 8 437 | 10416 |
| 2                                   | 52        | 208  | 468  | 833   | 1 302 | 1 875 | 2 552 | 3 333 | 4 218 | 5 208 |
| 3                                   | 35        | 139  | 313  | 556   | 868   | 1 200 | 1 701 | 2 222 | 2 812 | 3 472 |
| 4                                   | 25        | 104  | 234  | 416   | 650   | 937   | 1 275 | 1 666 | 2 109 | 2 604 |
| 5                                   | 21        | 84   | 188  | 334   | 521   | 750   | 1 021 | 1 333 | 1 687 | 2 083 |
| 6                                   | 17        | 69   | 156  | 278   | 434   | 625   | 851   | 1 111 | 1 406 | 1 736 |
| 7                                   | 15        | 60   | 134  | 238   | 372   | 566   | 729   | 952   | 1 200 | 1 488 |
| 8                                   | 13        | 52   | 117  | 208   | 325   | 469   | 638   | 833   | 1 054 | 1 302 |
| 9                                   | 12        | 47   | 104  | 185   | 289   | 417   | 567   | 741   | 938   | 1 158 |
| 10                                  | 10        | 41   | 93   | 166   | 260   | 375   | 510   | 666   | 843   | 1 041 |
| 11                                  | 9         | 38   | 85   | 151   | 237   | 341   | 464   | 606   | 767   | 948   |
| 12                                  | 9         | 35   | 78   | 139   | 217   | 312   | 425   | 555   | 703   | 868   |
| 13                                  | 8         | 32   | 72   | 128   | 200   | 289   | 392   | 513   | 649   | 802   |
| 14                                  | 7         | 29   | 66   | 118   | 185   | 267   | 364   | 476   | 602   | 743   |
| 15                                  | 7         | 28   | 63   | 112   | 174   | 250   | 340   | 444   | 562   | 694   |
| 16                                  | 6         | 26   | 59   | 104   | 163   | 235   | 320   | 418   | 539   | 653   |
| 17                                  | 6         | 24   | 55   | 98    | 153   | 221   | 300   | 392   | 496   | 613   |
| 18                                  | 6         | 23   | 52   | 93    | 145   | 209   | 284   | 371   | 469   | 579   |
| 19                                  | 5         | 22   | 49   | 88    | 137   | 198   | 268   | 351   | 444   | 548   |
| 20                                  |           | 21   | 47   | 84    | 131   | 188   | 256   | 334   | 422   | 521   |
| 21                                  | 5         | 20   | 45   | 79    | 124   | 179   | 243   | 318   | 402   | 496   |
| 22                                  | 5         | 19   | 43   | 76    | 118   | 170   | 232   | 303   | 384   | 473   |
| 23                                  | 5         | 18   | 41   | 72    | 113   | 163   | 222   | 290   | 367   | 453   |
| 24                                  | 4         | 17   | 39   | 69    | 109   | 156   | 213   | 278   | 352   | 434   |
| 25                                  | 4         | 17   | 38   | 67    | 104   | 150   | 204   | 267   | 333   | 417   |
| 26                                  | 4         | 16   | 36   | 64    | 100   | 144   | 196   | 257   | 325   | 400   |
| 27                                  | 4         | 15   | 35   | 62    | 96    | 139   | 189   | 247   | 312   | 386   |
| 28                                  | 4         | 15   | 33   | 60    | 93    | 134   | 182   | 238   | 301   | 372   |
| 29                                  | 4         | 14   | 32   | 57    | 90    | 129   | 176   | 230   | 291   | 359   |
| 30                                  | 4         | 14   | 31   | 55    | 86    | 125   | 170   | 222   | 281   | 347   |
| 35                                  | 3         | 12   | 27   | 48    | 75    | 107   | 146   | 191   | 242   | 298   |
| 40                                  | 3         | 11   | 24   | 42    | 65    | 94    | 128   | 167   | 211   | 260   |
| 45                                  | 2         | 9    | 21   | 37    | 58    | 83    | 113   | 148   | 187   | 231   |
| 50                                  | 2         | 8    | 18   | 33    | 52    | 75    | 102   | 133   | 168   | 208   |

Пример. Под действием силы в 4 кг/т скорость изменяется от 35 м/ч до нуля на пути 275 м.

Точнее определить тормозной путь по формуле 167, предполагая тоже, что на поезд действует все время постоянная средняя сила—3,9 кг/т;

$$s_k = \frac{4,17 (0 - 35^2)}{-3,9} = 1310 \text{ м.}$$

Еще точнее тормозной путь определяется по той же формуле 167 по частям. Например, разобьем весь тормозной путь на две части: первую от скорости 35 км/ч до 20 км/ч при средней силе:  $-4,25 + 0,02 \frac{35 + 20}{2} = -3,70 \text{ кг/т}$ , и вторую — от скорости 20 км/ч до 0 при

средней силе  $-4,25 + 0,02 \frac{20 + 0}{2} = -4,05 \text{ кг/т}$ . Получаем:

$$s_k = \frac{4,17 (20^2 - 35^2)}{-3,70} + \frac{4,17 (0^2 - 20^2)}{-4,05} = 929 + 411 = 1340 \text{ м.}$$

Имея в виду те допущения, которые мы делали при определении  $\varphi_k$ , нажатия колодок на бандажи и т. п., а с другой стороны, замечая, что для товарных поездов при малых  $V$  и  $\varphi$  изменение равнодействующей силы за время торможения обычно невелико, мы можем удовлетвориться полученной выше цифрой  $s_k = 1310 \text{ м}$ . Но следует отметить, что при определении тормозного пути с заменой переменной силы постоянной на всем его протяжении мы всегда будем получать преуменьшенный путь, при чем ошибка будет тем больше, чем сильнее меняется сила в пределах от начальной до конечной скорости.

Хотя формула 167, так же как и формула 125, правильна не только при постоянной силе (в знаменателе правой части), но и при переменной силе, связанной со скоростью линейной зависимостью (как в нашем примере), но в этом случае под величиной  $(w_0 + i_k + + 1000 \varphi_k)_{n, n+1}$  следует подразумевать (см. п. 55) силу, соответствующую не средней скорости  $(V_n + V_{n+1}) : 2$ , а соответствующую средневзвешенной скорости по формуле 127. Так как при торможении кривая  $V = f(s)$  параболического вида с выпуклостью вверх, то средневзвешенная скорость по формуле 127 больше средней скорости; следовательно, сила в формуле 167 при линейной зависимости от скорости должна быть не средней, а меньше средней (соответствующей большей скорости), что и дает ошибку в тормозном пути всегда в одну сторону.

Пользуясь формулой 167, можно определить тормозной путь по частям с любой степенью точности, но наиболее удобен именно при тормозных задачах графический способ Липеца, который в этих случаях по быстроте, наглядности, устранению случайных ошибок и точности не имеет себе равных. Фактически этот способ является графическим вычислением по форм. 167 частей проходимого пути и одновременным графическим складыванием всех последовательных слагаемых.

На фиг. 134 решение вышеприведенного примера тормозной задачи повторено графическим способом Липеца.

Построена кривая равнодействующая уд. силы  $f_k - w_k - b = -4,25 + 0,02V = f(V)$  в масштабах:  $1 \text{ кг/т} = k = 5 \text{ мм}$ ,  $1 \text{ км/ч} = m = 1 \text{ мм}$ .

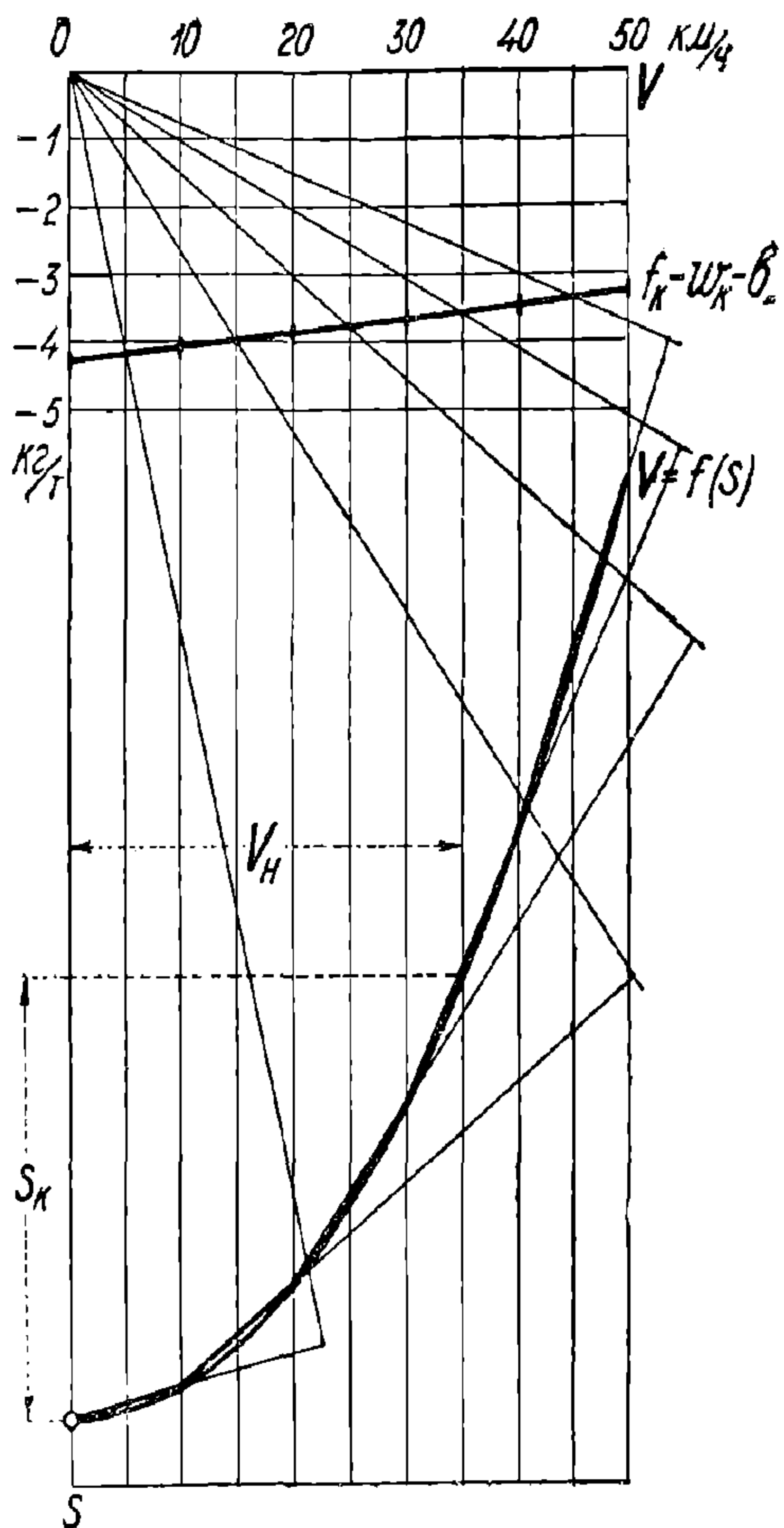
Кривая разделена на участки, в данном случае через  $10 \text{ км/ч}$ , т. е. на равные, хотя можно было бы разделить и на неравные участки. Определены точки на кривой, соответствующие средней скорости каждого участка, т. е.  $5, 15, 25, 35$  и  $45 \text{ км/ч}$ .

Через эти точки из начала координат (начала отсчета сил) проведены лучи. Начиная от любой точки на продолжении координаты, соответствующей начальной или нулевой скорости, проведены перпендикуляры к лучам в пределах как раз тех скоростей, которые ограничивают соответствующий лучу участок кривой уд. силы; при этом конец каждого перпендикуляра является началом следующего. Все эти построения на миллиметровой бумаге делаются очень просто с помощью линейки и угольника, даже без прочерчивания лучей и лишних отрезков перпендикуляров. Получающаяся ломаная линия есть с большой точностью кривая  $V = f(s)$ . Для ясности на фиг. 134 проведена и действительная кривая  $V = f(s)$ . Масштаб скорости кривой  $V = f(s)$  тот же, что и кривой  $f_k - w_k - b = f(V)$ ; масштаб же пути  $y = \frac{120 \text{ м}^2}{k} = \frac{120 \cdot 1^2}{5} = 24 \text{ мм}$  в  $1 \text{ км}$ . Для заданной начальной скорости  $V_n = 35 \text{ км/ч}$ , получаем:

$$s_k = 33 \text{ мм} : \frac{24}{1000} \text{ мм/м} = 1375 \text{ м}.$$

В нашем построении начальная скорость не приходится на пересечении двух отрезков кривой  $V = f(s)$ ; точнее было бы разбить кривую  $f_k - w_k - b$  на участки так, чтобы скорость  $V_n = 35 \text{ км/ч}$  была на границе двух участков.

Построением кривой  $V = f(s)$  решаются все те тормозные задачи, в которых  $\vartheta$  известно. Например, какова должна быть на-



Фиг. 134. Решение тормозной задачи способом Липеца.



приводятся в действие все тормозные средства поезда (кроме контрпара).

Строим кривую  $w_0 - b = 12,25 + 0,02 V = f(V)$  (фиг. 135). Способом Липеца строим кривую  $V = f(s)$  для  $i_{\kappa} = -5\text{‰}$  на протяжении 1 000 м (24 мм на бумаге) в пределах скорости от 45 км/ч до 20,5 км/ч и далее — для  $i_{\kappa} = -10,5\text{‰}$  в пределах от 20,5 км/ч до нуля.

$$s_{\kappa} = 1\,000 + \frac{27,5 \cdot 1\,000}{24} = 2\,145 \text{ м.}$$

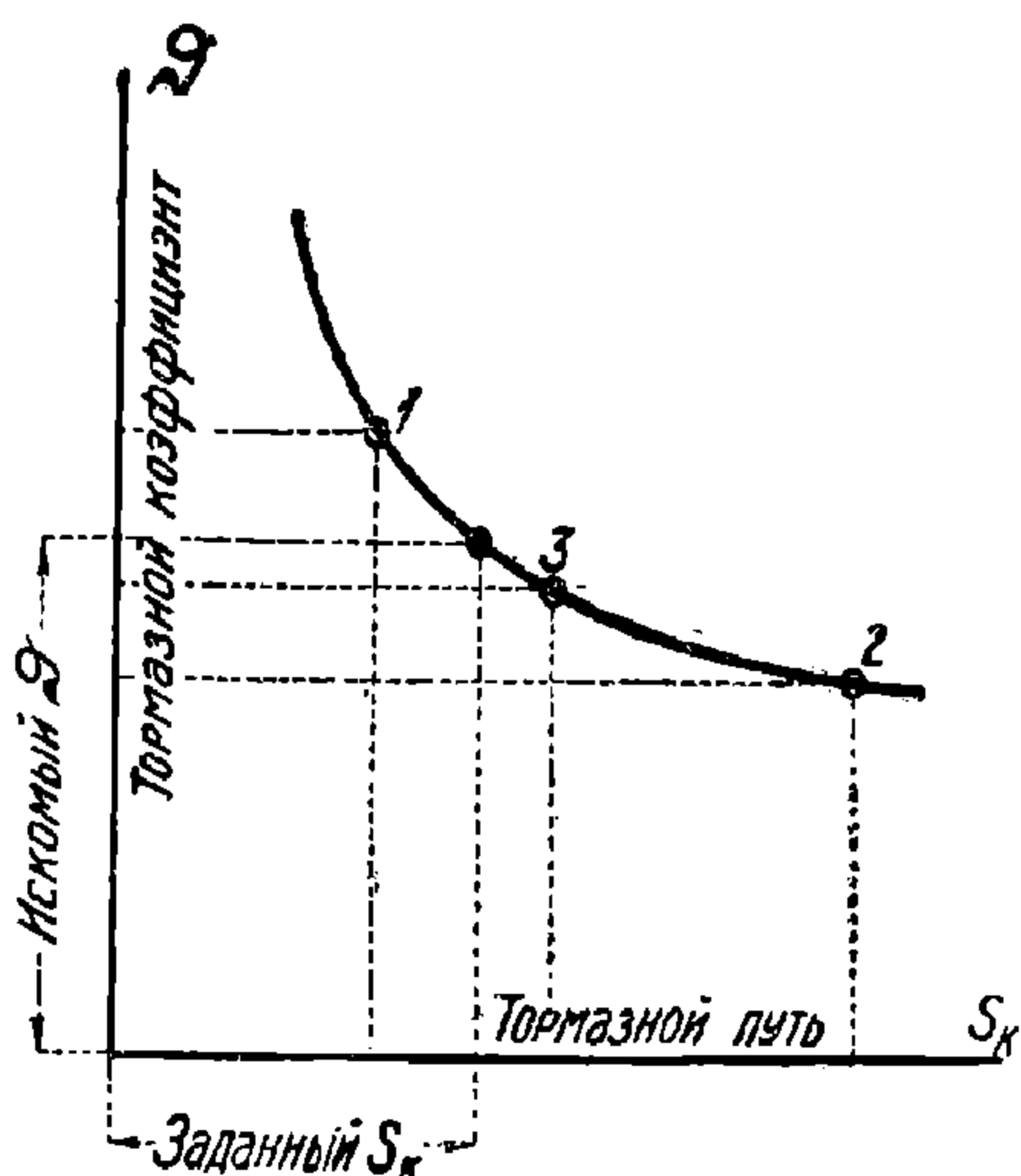
В этом построении следует обратить внимание на нахождение точки  $b$  кривой  $V = f(s)$  для прохождения поездом перелома профиля. Дело в том, что все интервалы скоростей можно брать произвольные (конечно, не очень большие), кроме интервала, попадающего на перелом профиля. Этот интервал должен быть так подобран, чтобы стык двух последовательных отрезков кривой  $V = f(s)$  пришелся как раз на переломе профиля. В противном случае сила, действующая на поезд на интервале, относящемся к двум разным  $i_{\kappa}$ , не будет действительной средней силой. При резком изменении силы в зависимости от скорости эта ошибка была бы весьма ощутима: в нашем примере она была бы незначительна в виду малого изменения силы в зависимости от скорости. Так как при способе Липеца этой ошибки легко избежать, то ее лучше и не делать. В нашем примере первый интервал — от 45 км/ч до 35 км/ч, второй — от 35 км/ч до 25 км/ч. Если бы третий интервал взять тоже в 10 км/ч, т. е. от 25 км/ч до 15 км/ч, то мы зашли бы за перелом профиля, от которого надо менять полюс. Ведя построение на миллиметровке, мы всегда и быстро можем подобрать такое расположение линейки и треугольника, чтобы сторона линейки (луч) как раз прошла через середину того отрезка кривой силы, границами которого служат координата скорости конца предыдущего интервала и координата скорости при пересечении перпендикуляра к лучу с координатой пути в точке перелома профиля. Особенно удобно вести эти построения при прозрачных (целлулоидовых) линейке и угольнике. В нашем примере третий интервал получился в пределах скорости от 25 км/ч до 20,5 км/ч.

**84. Решение тормозных задач, когда тормозной коэффициент поезда  $\vartheta$  неизвестен и подлежит определению.** Эти задачи требуют затраты большего времени, чем задачи с заданным  $\vartheta$ , и решаются с помощью графической интерполяции. Задаемся каким-нибудь примерно подходящим  $\vartheta$ , строим для него кривую  $V = f(s)$  способом Липеца, как в предыдущем параграфе, определяем  $s_{\kappa}$  для заданных  $V_{\kappa}$  и  $V_{\kappa}$  и наносим на миллиметровку полученную величину  $s_{\kappa}$  в каком-либо масштабе в координатах  $\vartheta$  и  $s_{\kappa}$  (фиг. 136). Пусть это будет точка 1. Замечая, что мы получили  $s_{\kappa}$  меньше заданного, делаем второе построение кривой  $V = f(s)$ , задавшись меньшим  $\vartheta$ , чем в первый раз. Положим, что на этот раз мы получили слишком большой  $\vartheta$  (точка 2). Задаемся в третий раз величиной  $\vartheta$ , промежуточной между точками 1 и 2, и таким же образом получаем точку 3. Через полученные три точки проводим плавную кривую. Та величина  $\vartheta$ , которая по полученной кривой будет соответствовать заданному  $s_{\kappa}$ , и есть искомая. Для большей точно-

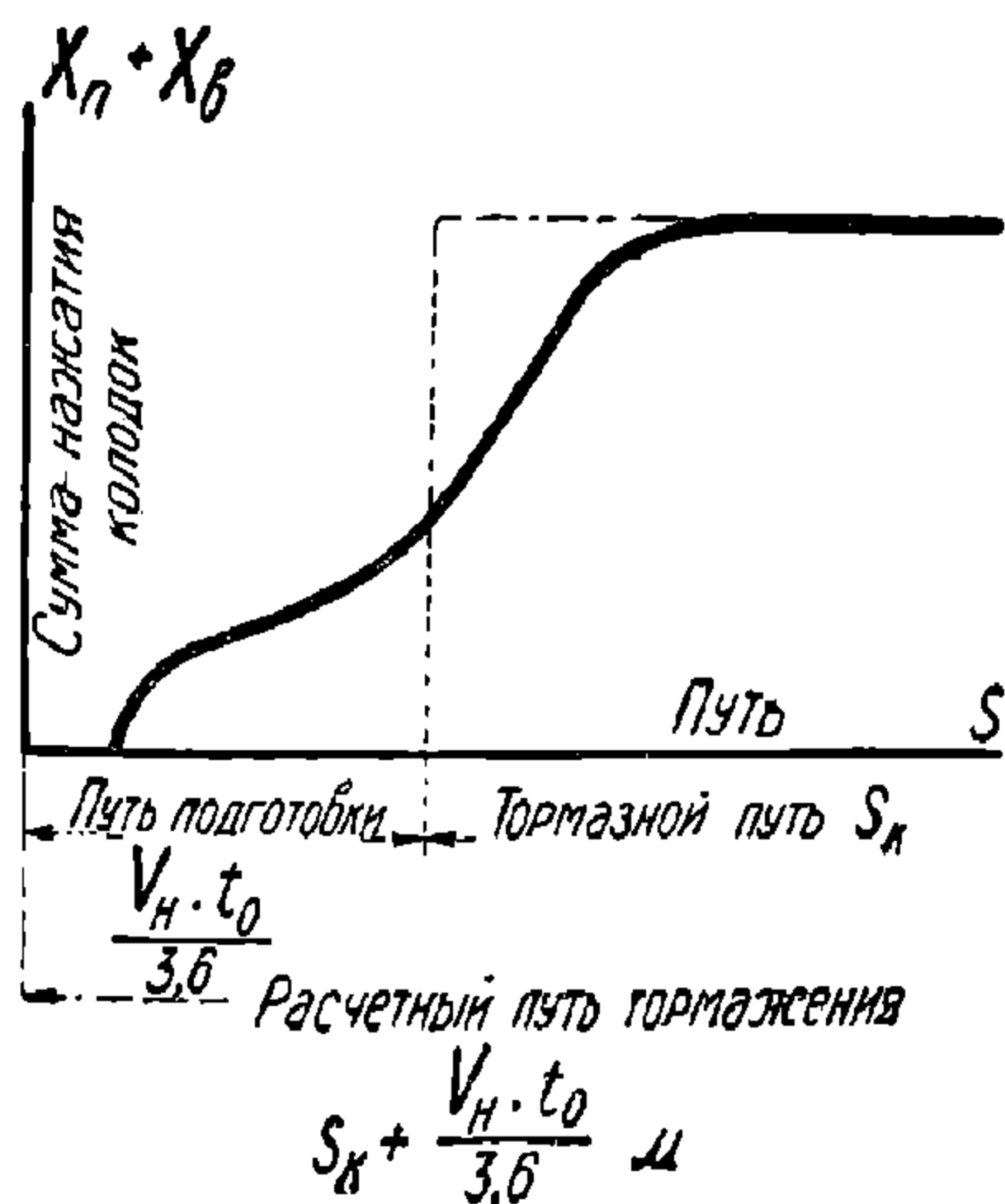
сти можно найти четвертую и даже пятую точку кривой  $\vartheta = f(s_k)$ , постепенно приближаясь к заданному  $s_k$ .

Вместо кривой  $\vartheta = f(s_k)$  с одинаковым успехом можно строить кривую  $\vartheta = f(V_n)$  или  $\vartheta = f(V_k)$ .

**85. Путь, проходимый псездом за время подготовки к торможению.** Всякому торможению по сигналу остановки предшествует некоторый период подготовки к торможению, исчисляемый от того момента, когда машинист увидел сигнал остановки или препятствие на пути, до момента начала действия расчетной тормозной силы. Под словами „тормозной путь“ мы понимаем тот путь ( $s_k$ ), который проходит поезд под действием на него тормозной силы (с нажатыми колодками) от начальной скорости  $V_n$  до конечной скорости  $V_k$  (обычно равной нулю). Под словами же „полный



Фиг. 136. Определение тормозного коэффициента интерполяцией.



Фиг. 137. Тормозной путь  $s_k$  и полный (расчетный) тормозной путь  $s_m$ .

тормозной путь“  $s_k$  или „расчетный путь торможения“, мы понимаем сумму тормозного пути  $s_k$  и пути, проходимого поездом за время подготовки к торможению („путь подготовки“).

По истечении некоторого промежутка времени после момента, когда машинист увидел сигнал остановки, начинается повышение тормозной силы поезда от нулевого ее значения, в соответствии с повышением суммы нажатий колодок на бандажи. Чтобы не вводить в расчет переменной величины суммы нажатий колодок (фиг. 137), мы заменяем кривую ее повышения некоторой средней ступенью (пунктир на фиг. 137), предполагая, что тормозная сила поезда повышается мгновенно до ее расчетной величины, но спустя некоторое время после того, как она в действительности начала повышаться. За время подготовки к торможению  $t_0$  секунд поезд проходит путь  $(V_n t_0 1000) : 60^2 = 0,278 V_n t_0$  метров, где  $V_n$  — начальная скорость на тормозном пути, практически не меняющаяся за короткое время  $t_0$ .

При остановке по сигналу время на подготовку принимается: при автоматических тормозах пассажирского типа — 5 с, что соответствует пути  $1,4 V_n$  м;

УДКУНТ  
(ДИТ)

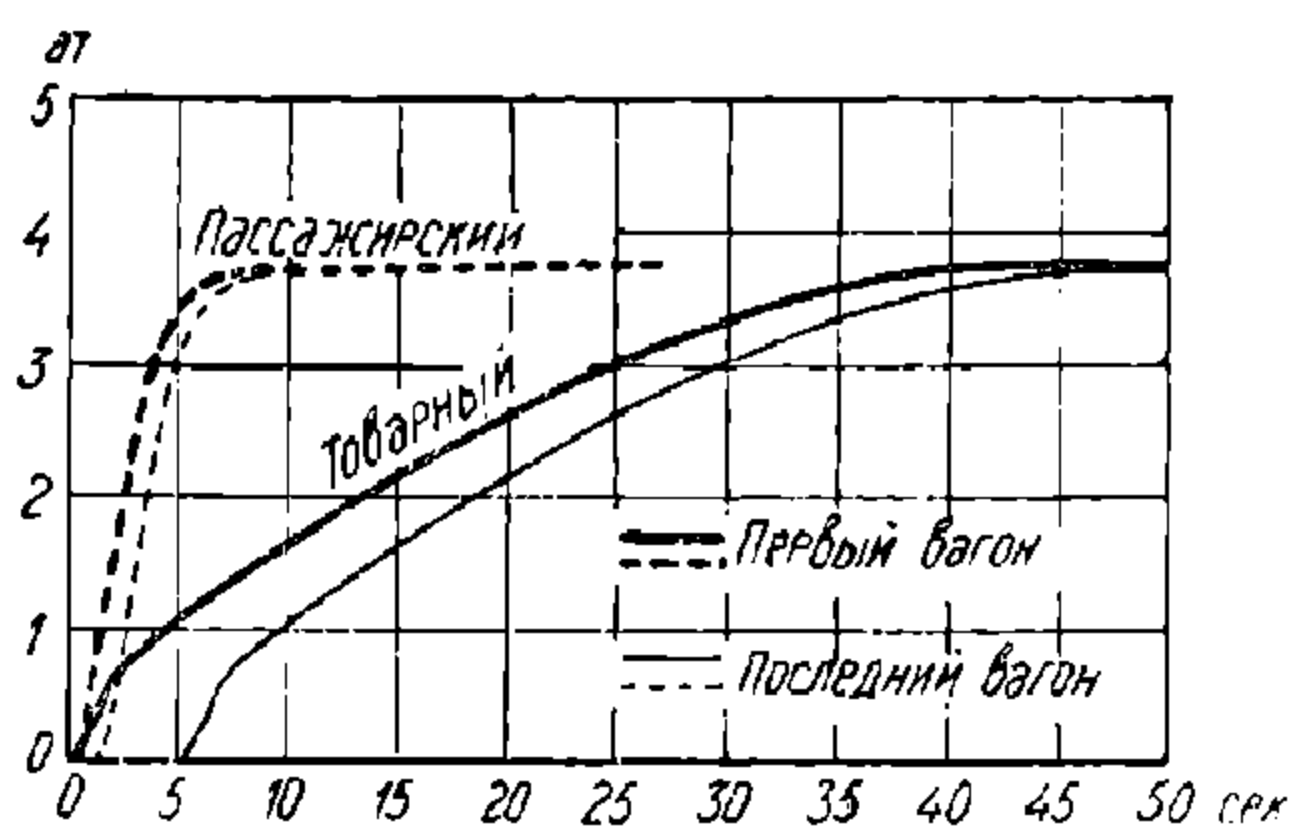
при автоматических тормозах товарного типа — 12 с, что соответствует пути  $3,33 V_{\text{ж}} \text{ м}$ ;

при ручных тормозах—25 с, что соответствует пути  $7 V_{\text{ж}} \text{ м}$ ;

при смешанном торможении, когда голова состава идет на автоматическом тормозе товарного типа, а хвост — на ручных тормозах — то же, что и при ручных тормозах.

Основная разница в автоматических тормозах пассажирского и товарного типа, являющаяся причиной назначения для них разного расчетного  $t_0$ , заключается в быстроте повышения давления в тормозных цилиндрах; на фиг. 138 приведены сравнительные кривые повышения давления в тормозных цилиндрах при тормозах пассажирского и товарного типа в зависимости от времени, протекающего с момента поворота ручки крана машиниста.

Для случая обрыва состава, идущего на ручных тормозах, на подъеме и стремления задней части уйти вниз, расчетный путь торможения считается от момента нулевой скорости оторвавшейся части, а время подготовки к торможению — в 30 с от момента нулевой скорости. За это время подготовки оторвавшаяся часть пройдет по спуску  $i^{\text{о}}/_{\text{оо}}$  расстояние (путь подготовки)  $4,17 \cdot (i - 2) \text{ м}$  (по формуле 132), а скорость ее — через 30 с после момента нулевой скорости будет равна  $(i - 2) \text{ км/ч}$  (по форм. 120). Например, оторвавшаяся на подъеме  $15^{\text{о}}/_{\text{оо}}$  часть состава пройдет от места, где ее скорость была равна нулю, до начала тормозного пути  $(15 - 2) \cdot 4,2 = 55 \text{ м}$ , а ее скорость в момент начала тормозного пути будет:  $(15 - 2) = 13 \text{ км/ч}$ ; расчетный путь торможения  $s_m$  в этом случае равен:  $s_{\text{ж}} + 55 \text{ м}$ .



Фиг. 138. Характер повышения давления в тормозных цилиндрах при торможении.

**86. Расчет предельных скоростей движения на спусках эксплуатируемых железных дорог.** При исчислении предельных скоростей движения или тормозного коэффициента на спусках следует принимать в расчет тормозную силу от действия тормозных колодок паровоза, тендера и тормозных вагонов. При ручных тормозах при длине состава свыше 150 осей в расчет на остановку поезда должны вводиться, кроме тормозных осей паровоза и тендера, лишь те тормозные оси, которые имеются в пределах 150 головных осей, имея в виду плохую слышимость паровозных сигналов в хвосте длинного поезда. При автоматических тормозах при исчислении тормозной силы в расчет следует вводить, кроме тормозных осей паровоза и тендера, не более  $80^{\text{о}}/_{\text{о}}$  всех тормозных вагонов на случай возможных выключений.

Число тормозильщиков в товарных поездах на ручных тормозах эксплуатируемых железных дорог определяется из условия остановки поезда на заданном расчетном пути торможения, с расчетным нажатием тормозных колодок паровоза, тендера и тормозных вагонов, находящихся в пределах 150 головных вагонных осей. Вводить в расчет тормозные оси, находящиеся за пределами го-



ловных 150 осей, можно только при уверенности в достаточной слышимости сигналов в хвосте.

Кроме того, в этих случаях должен быть сделан проверочный расчет на остановку оторвавшейся на подъеме и уходящей назад части поезда.

Расчетное нажатие колодок принимается в 0,6 от тары вагона. В неблагоприятных случаях (плохая слышимость сигналов, плохое состояние тормозов) расчетное нажатие следует понижать до 0,5.

При расчете на остановку оторвавшейся части состава на ручных тормозах расчетное нажатие колодок может быть принято в 0,75 от тары вагона.

Коэффициент трения колодок о колеса  $\varphi_k$  принимается по формуле 82. В неблагоприятных случаях (затяжные спуски круче 15‰ со значительным нагреванием колодок)  $\varphi_k$  принимается по формуле 80.

Что касается выбора расчетного пути торможения ( $s_k +$  путь подготовки), то для ручных тормозов принимается 1 200 м, а для автоматических 800 м. Совершенно очевидно, что чем больше выбран расчетный путь, тем меньше требуется тормозных вагонов при той же скорости и тем больше должна быть видимость сигналов или расстояния от предупредительных сигналов до сигналов остановки. Вместе с тем увеличение расчетного тормозного пути ведет к понижению безопасности движения, так как препятствие на пути не всегда бывает ограждено сигналами на надлежащем расстоянии и с надлежащей видимостью.

Для быстрого расчета предельных скоростей движения или числа тормозных осей, гарантирующих остановку поезда на спуске или оторвавшейся его части на подъеме в пределах заданного расчетного пути (видимости сигналов), на фиг. 139—157 приведены графики, ниже поясненные.

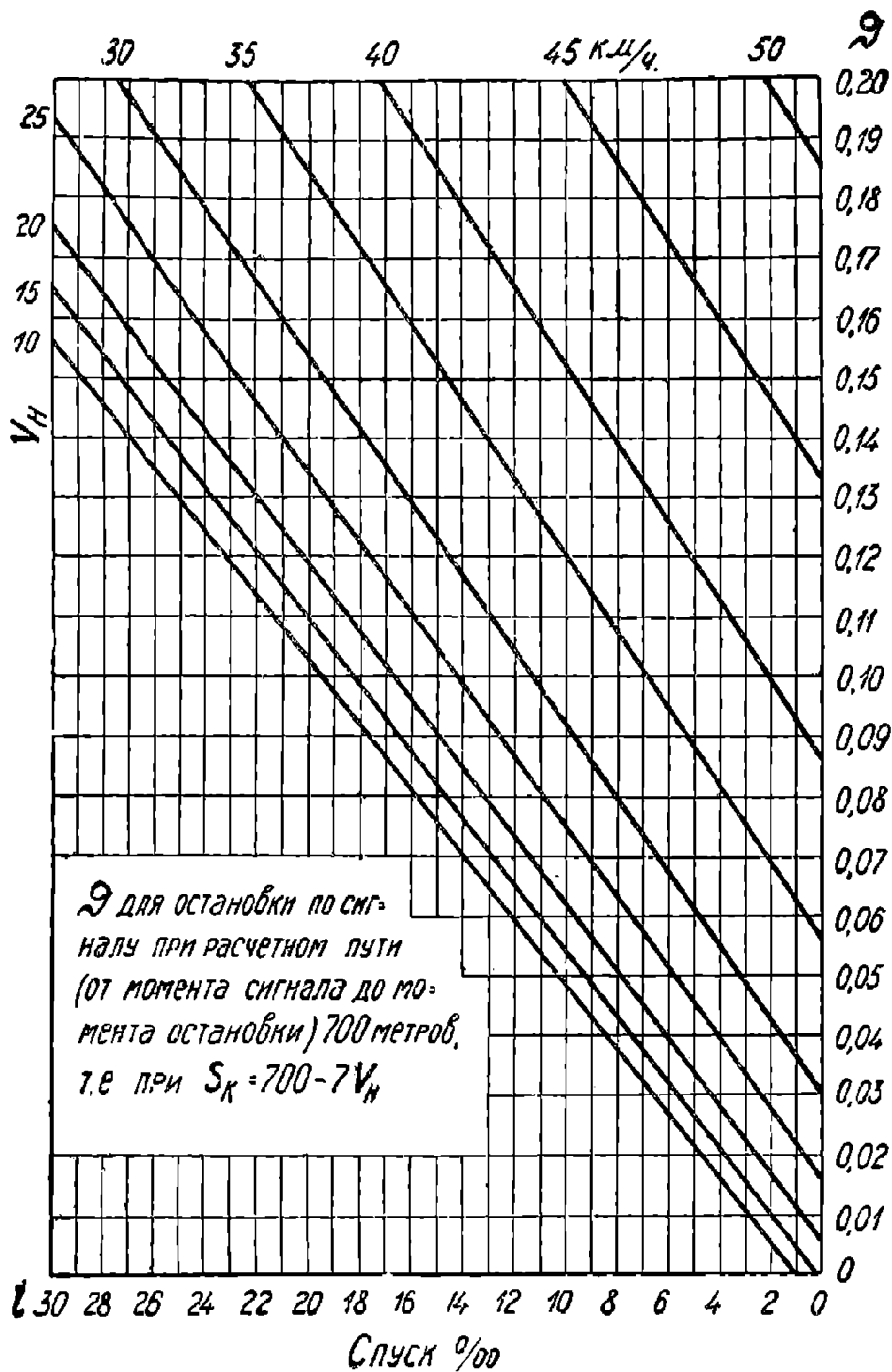
Фиг. 139—142 и 143—146 дают зависимость между крутизной спуска  $i$  и необходимым для остановки по сигналу тормозным коэффициентом  $\varphi$  поезда с составом на ручных тормозах (и смешанных, т. е. автоматических товарного типа и ручных) для четырех расчетных путей (700, 800, 1 000 и 1 200 м) и 9 скоростей движения, от 10 до 50 км/ч. Эти графики были построены в соответствии со всеми вышеприведенными формулами и указаниями, причем  $w_0$  принято равным:  $1,5 + 0,05 V$ , следовательно,  $w_3$  принято равным нулю, что дает незначительный запас и существенно упрощает графики, делая их независимыми от веса состава, серии паровоза и его оборудования приборами холостого хода.

Фиг. 139—142 построены для коэффициента трения  $\varphi_k$  по формуле 80 (неблагоприятные условия) и должны иметь применение для затяжных спусков свыше 15‰ и для спусков меньшей крутизны при особо неблагоприятных условиях.

Фиг. 143—146 построены для коэффициента трения  $\varphi_k$  по формуле 82 (средние расчетные условия) и должны иметь применение для спусков не свыше 15‰ в обычных условиях.

Например, если видимость сигнала остановки (расчетный путь торможения) = 800 м (фиг. 144), то на спуске в 14‰ при разрешаемой скорости  $V_k = 30$  км/ч требуется тормозной коэффициент

$\vartheta = 0,09$ , т. е. 9 т нажатия колодок на каждые 100 т веса поезда (включая локомотив). Другой пример: если видимость сигналов остановки — 1000 м (фиг. 145), а поезд имеет тормозной коэффициент  $\vartheta = 0,10$ , то на спуске  $8\text{‰}$  может быть допущена скорость не более 45 км/ч.

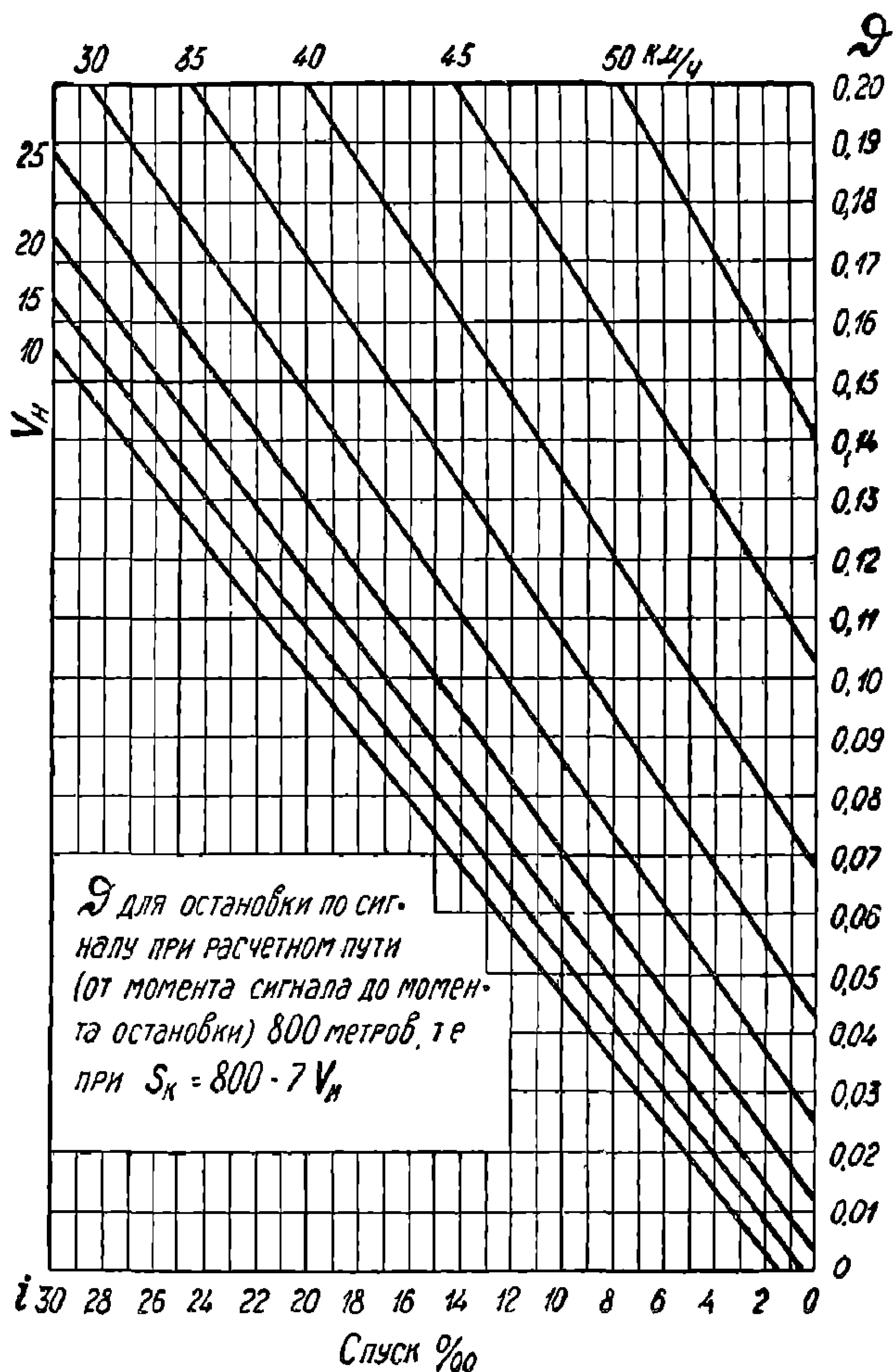


Фиг. 139. Ручные и смешанные тормоза;  $s_m = 700$  м;  $\varphi_k = 0,2 - 0,0015 V$ .

На фиг. 147 представлена зависимость между крутизной попутного подъема  $i$  и необходимым тормозным коэффициентом для остановки оторвавшейся на этом подъеме части состава на ручных тормозах в пределах расчетного пути от 700 м (верхняя кривая) до 1200 м (нижняя кривая) при  $t_0 = 30$  с с момента нулевой скорости. В данном случае под  $\vartheta$  следует понимать отношение суммы нажатий тормозных колодок оторвавшейся части к ее весу (в кг). Например, чтобы гарантировать, что оторвавшаяся на подъеме в  $20\text{‰}$  и начавшая уходить вниз часть состава на ручных тормозах без толкача будет остановлена в пределах 1200 м, необходимо, чтобы  $\vartheta$  ее был не меньше 0,088, т. е. необходимо,

чтобы на каждые 100 т веса состава приходилось не меньше 8,8 т нажатия колодок на вагонные оси.

Что касается случаев обрыва поезда на ручных тормозах на спуске, когда оторвавшаяся часть стремится нагнать уходящую вперед голову поезда, то делать расчет числа тормозильщиков на

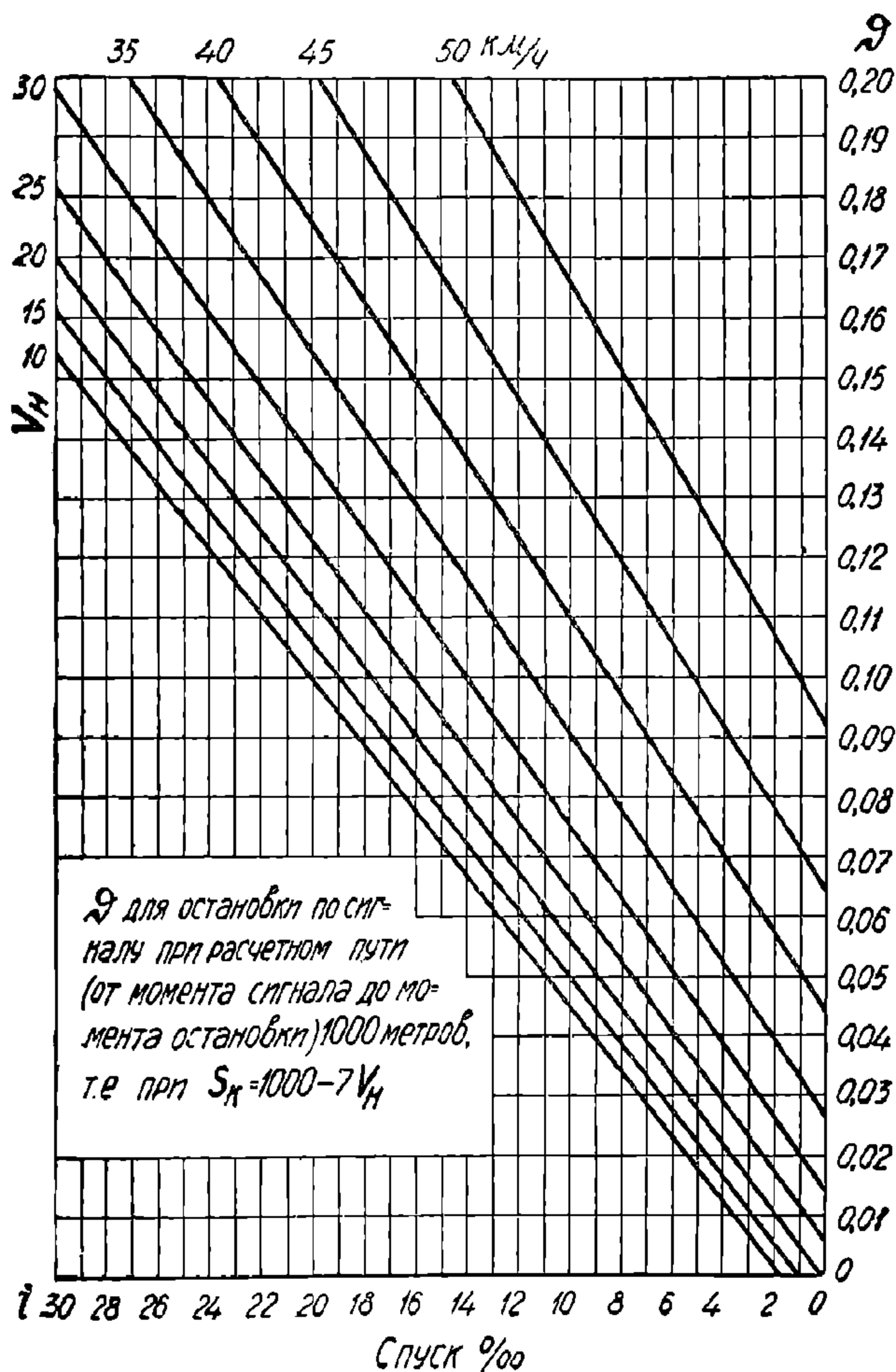


Фиг. 140. Ручные и смешанные тормоза;  $s_m = 800$  м;  $\varphi_k = 0,2 - 0,0015 V$ .

остановку оторвавшейся части — значило бы отказаться от введения в расчет тормозных осей локомотива. С другой стороны, гарантировать остановку оторвавшейся части в этих случаях можно только введением непрерывного автоматического тормоза, потому что, сколько бы тормозильщиков ни было в хвостовой части состава, они мало помогут, так как обычно не чувствуют момента обрыва. Сосредоточение же тормозильщиков в хвостовой части состава за счет головной, полезное и для плавности прохождения переломов профиля, небезопасно в том отношении, что задние тормозильщики не услышат тормозных свистков локомотива при сигнале остановки.

УДУМТ  
(ДИТ)

Фиг. 148—151 дают зависимость между крутизной спуска и необходимым для остановки по сигналу тормозным коэффициентом поезда с составом на автоматическом тормозе товарного типа для двух расчетных путей (700 и 800 м) и 10 скоростей движения (15 до 60 км/ч). Эти графики были построены интер- и экстраполяцией графиков фиг. 139—146 с учетом, конечно, разного  $t_0$ .



Фиг. 141. Ручные и смешанные тормоза;  $s_m = 1000$ ;  $\varphi_k = 0,2 - 0,0015 V$ .

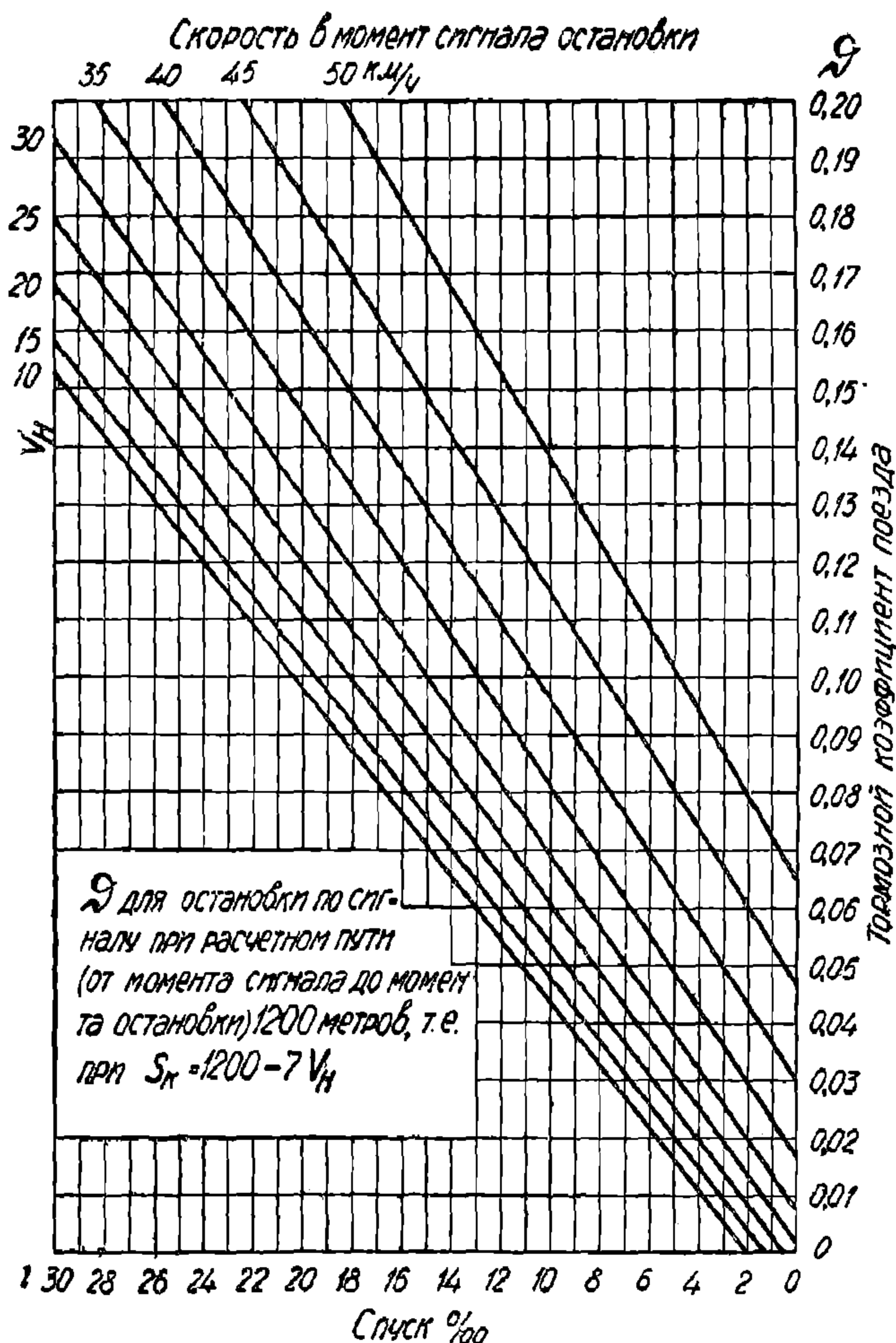
Фиг. 148 и 149 построены для коэффициента трения  $\varphi_k$  по формуле 80 (неблагоприятные условия) и должны иметь применение для затяжных спусков свыше  $15\text{‰}$  и при одностороннем торможении для груженого режима (большое удельное давление колодки на колесо). Фиг. 150 и 151 построены для коэффициента трения  $\varphi_k$  по формуле 82 (средние условия) и должны иметь применение для спусков не свыше  $15\text{‰}$  в обычных условиях.

Для затяжных спусков свыше  $20\text{‰}$  тормозной коэффициент, определенный по фиг. 139—140 и 148—149, должен быть повышен на  $5\text{‰}$  (например, вместо 0,20 следует брать 0,21), а для затяжных спусков свыше  $25\text{‰}$ , в частности для Сурамского и Джаджурского спусков,

Закавказских жел. дорог, тормозной коэффициент должен быть повышен на 10%.

По графикам фиг. 146 и 151 составлены таблицы действующих правил расчета числа тормоз в товарных поездах.

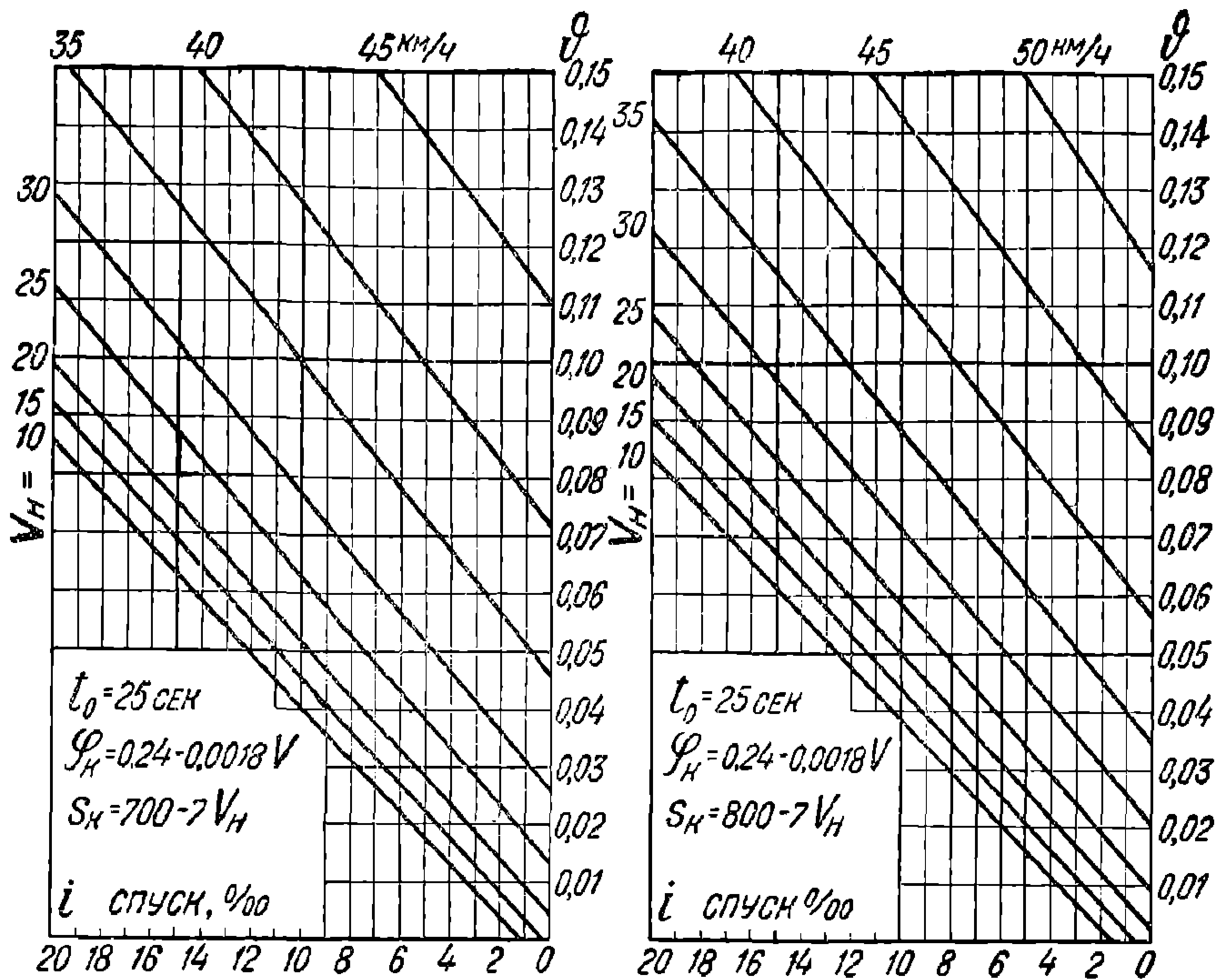
Фиг. 152 153 дают зависимость между крутизной спуска  $i$  и предельной скоростью поезда на автоматическом тормозе товарного типа для двух начальных расчетного пути (00 и 800 м), 11 значений  $\vartheta$  (от 0,04 до 0,24) и двух формул (80 и 82).



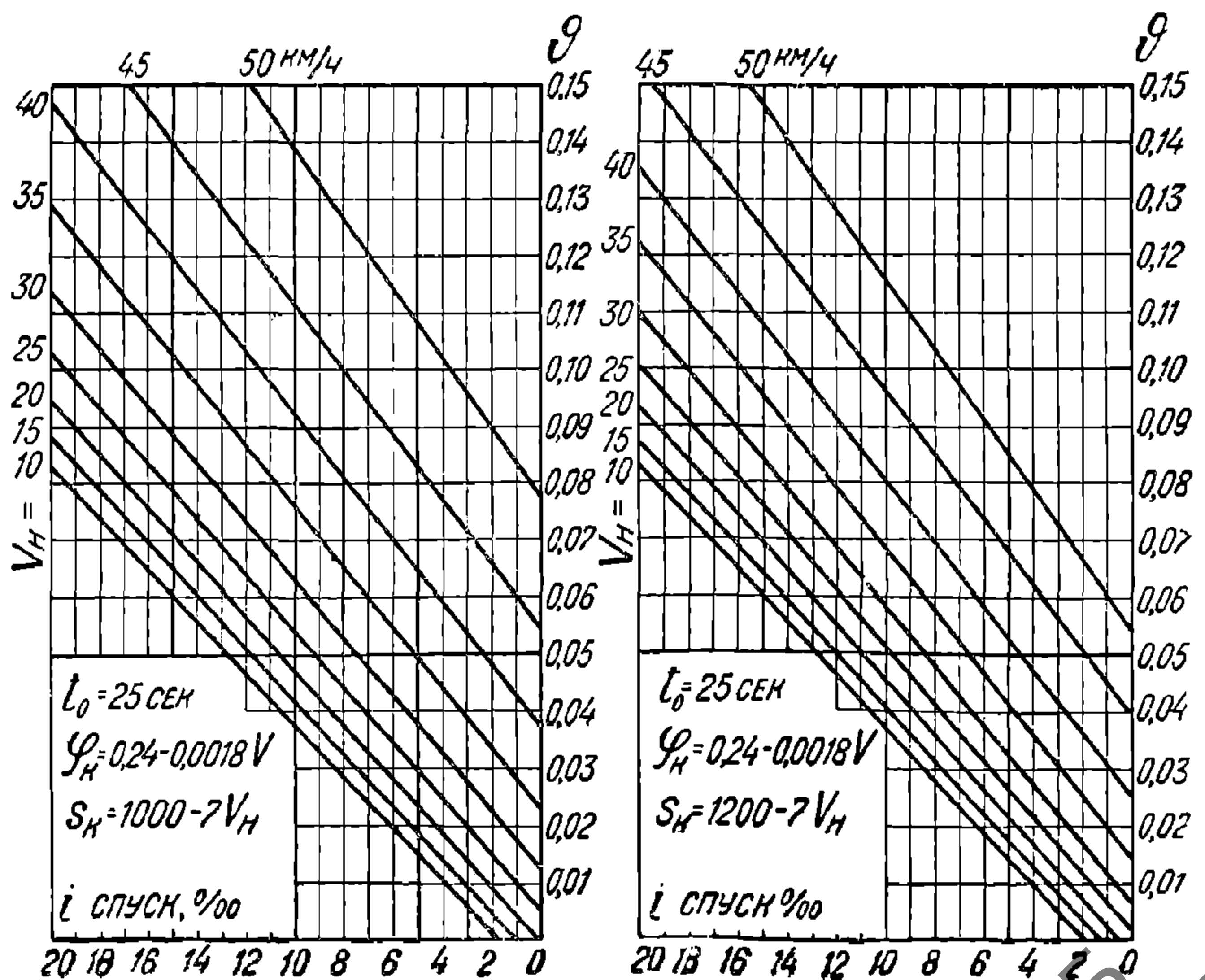
Фиг. 142. Ручные и смешанные тормоза;  $s_m = 1200$  м;  $\varphi_k = 0,2 - 0,0015 V$ .

Эти графики получены простой перестройкой графиков фиг. 148—155.

Для облегчения перехода от  $\vartheta$ , определенного по условию остановки по сигналу, к необходимому количеству тормозных осей в поезде, или обратно, от количества тормозных осей к  $\vartheta$ , служат графики на фиг. 156 и 157. Тормозной коэффициент поезда  $\vartheta$  есть отношение суммы нажатий всех действующих тормозных колодок к весу поезда. Если за единицу силы нажатия считать не 1 кг,

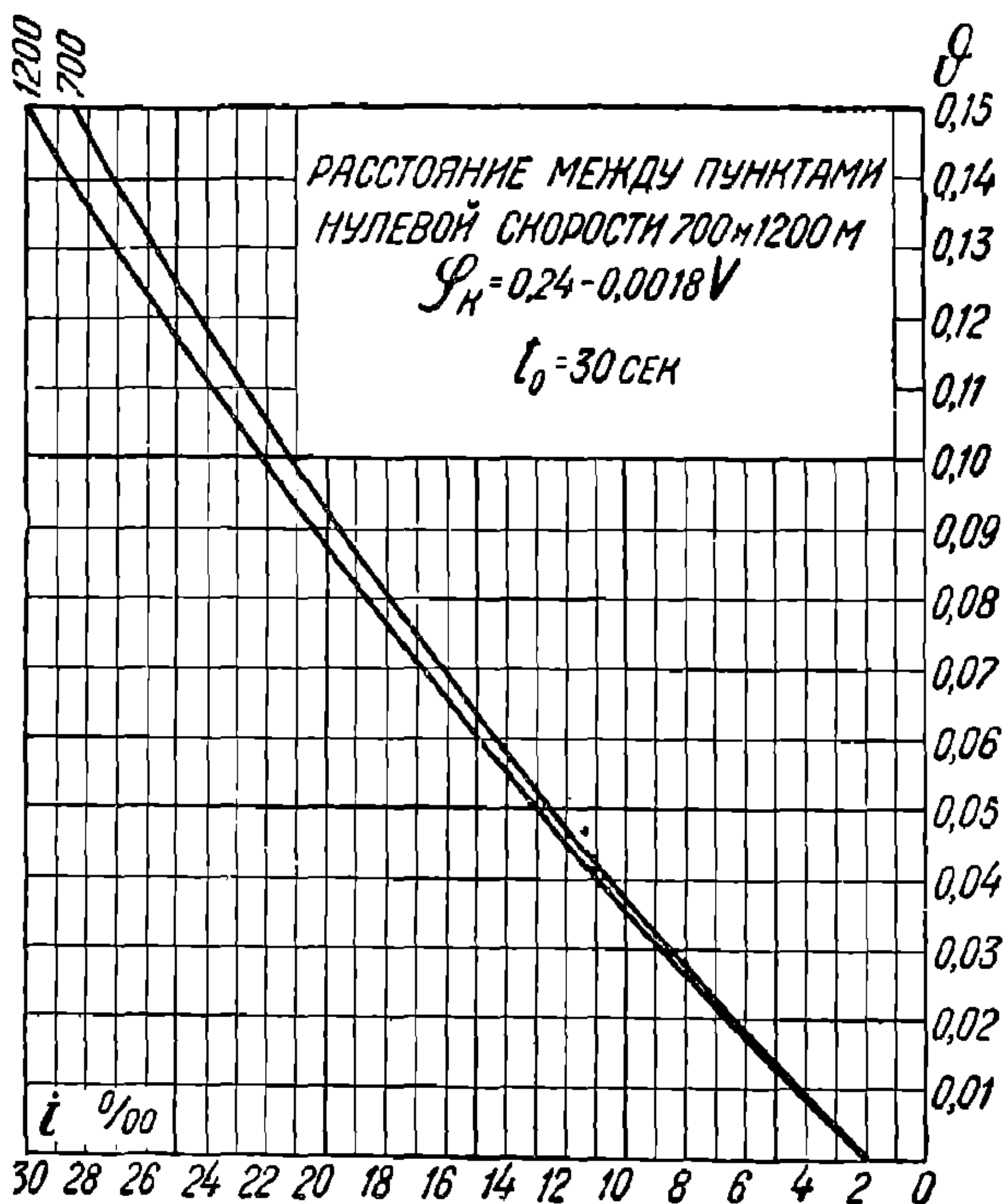


Фиг. 143 и 144. Ручные и смешанные тормоза;  $s_m = 700$  и  $800$  м;  $\varphi_k = 0,24 - 0,0018 V$ .



Фиг. 145 и 146. Ручные и смешанные тормоза;  $s_m = 1000$  и  $1200$  м;  $\varphi_k = 0,24 - 0,0018 V$ .

а 1800 кг, т. е. нажатие ручным тормозом на одну ось самых распространенных у нас товарных двухосных вагонов с тарой 7,2 т при  $\delta=0,5$ , то сумма нажатий всех действующих тормозных колодок поезда будет равна  $1800 n_{от}$ , где  $n_{от}$  — число тормозных осей с на-



Фиг. 147. Ручные и смешанные тормоза; обрыв на подъеме.

жатием по 1800 кг, эквивалентное действительному числу тормозных осей. Иначе говоря:

$$\varphi = \frac{1800 n_{от}}{(P + Q) \cdot 1000} = \frac{1,8 n_{от}}{P + Q}. \quad (168)$$

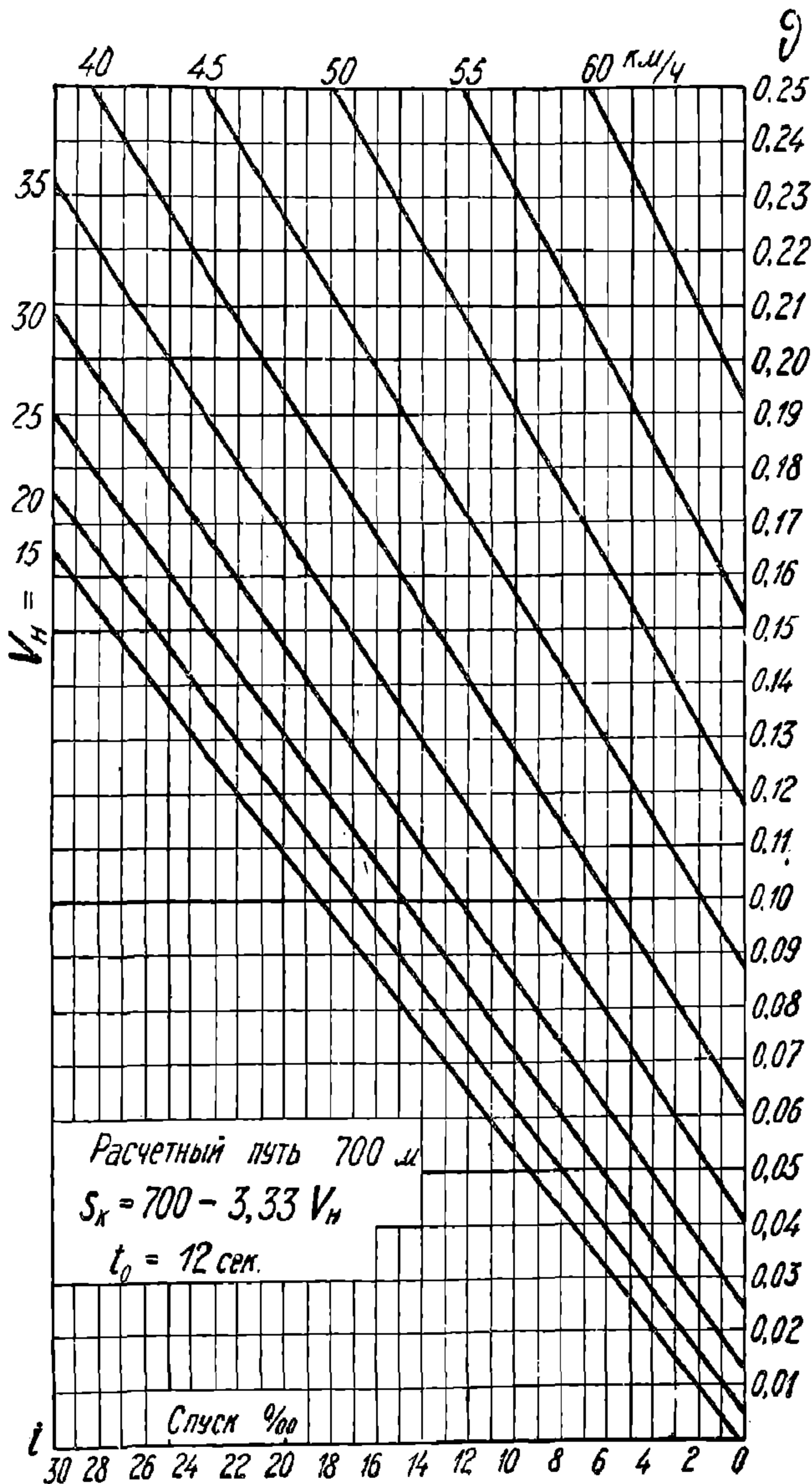
Для условий расчета на  $\delta=0,6$ , т. е. на нажатие 2160 кг на ось двухосного вагона с тарой 7,2 т, формула 168 принимает вид:

$$\varphi = \frac{2160 n_{от}}{(P + Q) \cdot 1000} = \frac{2,16 n_{от}}{P + Q}. \quad (169)$$

Иначе говоря, на каждые 100 т веса поезда (включая паровоз) требуется  $46,3 \cdot \varphi$  эквивалентных тормозных осей (т. е. с нажатием по 2160 кг).

Для обычных практических расчетов можно принять, что паровоз серии Э (с четырехосным тендером) без прямодействующего тормоза эквивалентен по тормозной силе 21 оси с нажатием по 1800 кг или 18 осям с нажатием по 2160 кг, с прямодействующим тормозом соответственно 22 или 19 осям; паровоз Щ (с четырехосным тендером) — на 1 ось меньше, т. е. соответственно 20, 17, 21 и 18; четырехосный тендер — 8 осям с нажатием по 1800 кг, или

7 осям с нажатием по 2160 кг; трехосный тендер — соответственно 6 или 5 осям; каждая тормозная ось любого вагона на ручном тормозе эквивалентна одной оси двухосного нормального вагона (в действительности для вагонов постройки последних лет — несколько больше), каждая тормозная ось любого вагона на воздуш-



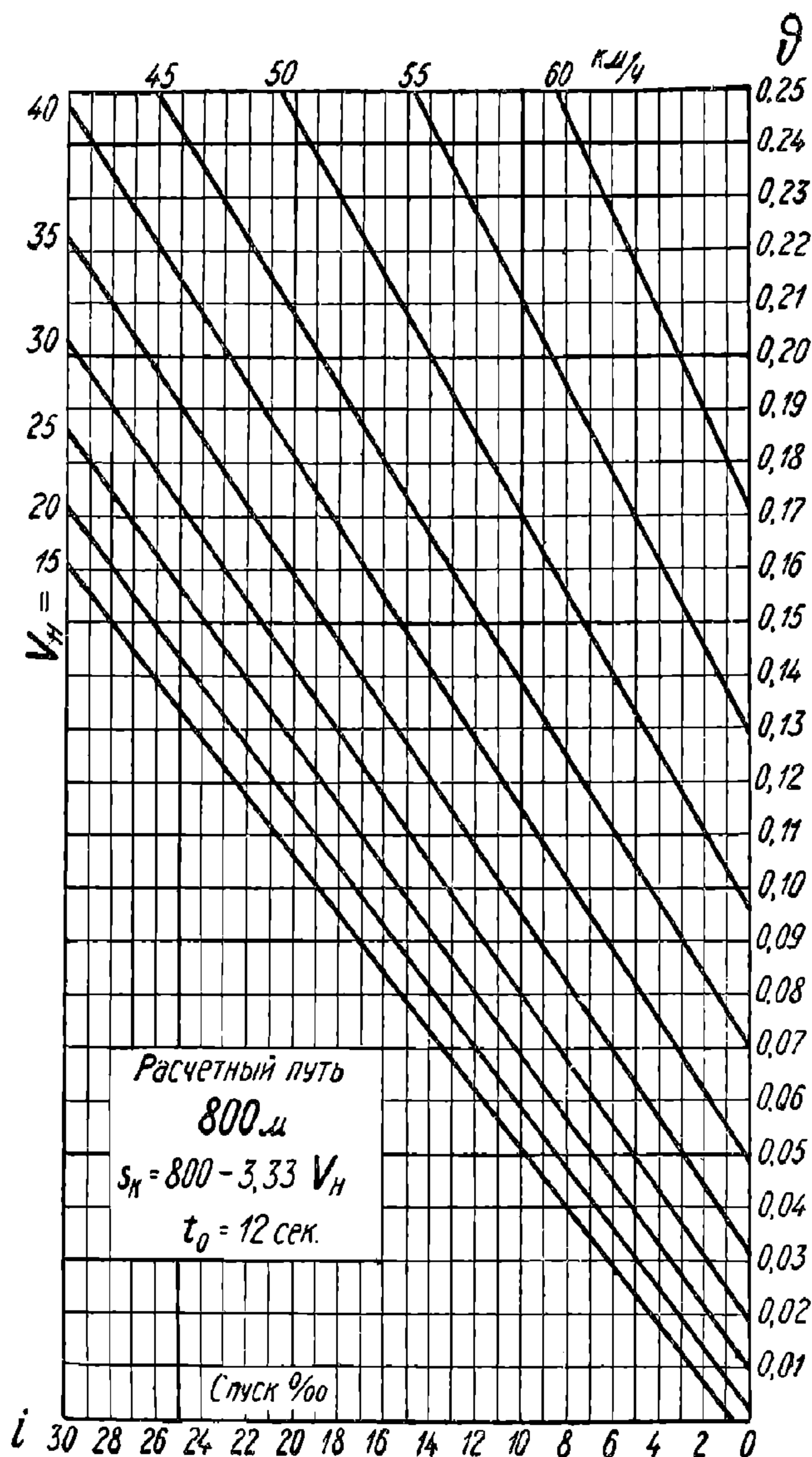
Фиг. 148. Автоматические тормоза товарного типа  
 $S_m = 700 \text{ м}; \varphi_{\text{в}} = 0,2 - 0,0015 V$ .

ном тормозе (с порожним режимом) — 2 осям, потому что коэффициент нажатия больше процентов на 50, а тара — процентов на 30.

Например, для поезда с паровозом  $O^B$ , четырехосным тендером и с составом на ручных тормозах, имеющем 10 действующих тормозных осей,  $n_{\text{э}} = 0 + 8 + 10 = 18$  эквивалентных тормозных осей



с нажатием по 1800 кг или  $0+7+10=17$ —с нажатием по 2160 кг; для поезда с паровозом Э и составом на смешанных тормозах, имеющем 4 тормозных оси на воздушном тормозе и 6 тормозных осей на ручном тормозе,  $n_{ам} = 21 + 4 \cdot 2 + 6 = 35$  эквивалентных тор-



Фиг. 149 Автоматические тормоза товарного типа;  
 $s_m = 800 \text{ м}$ ;  $\varphi_k = 0,2 - 0,0015 V$ .

мозных осей с нажатием по 1800 кг или  $18+4 \cdot 2+6=32$ —с нажатием по 2160 кг.

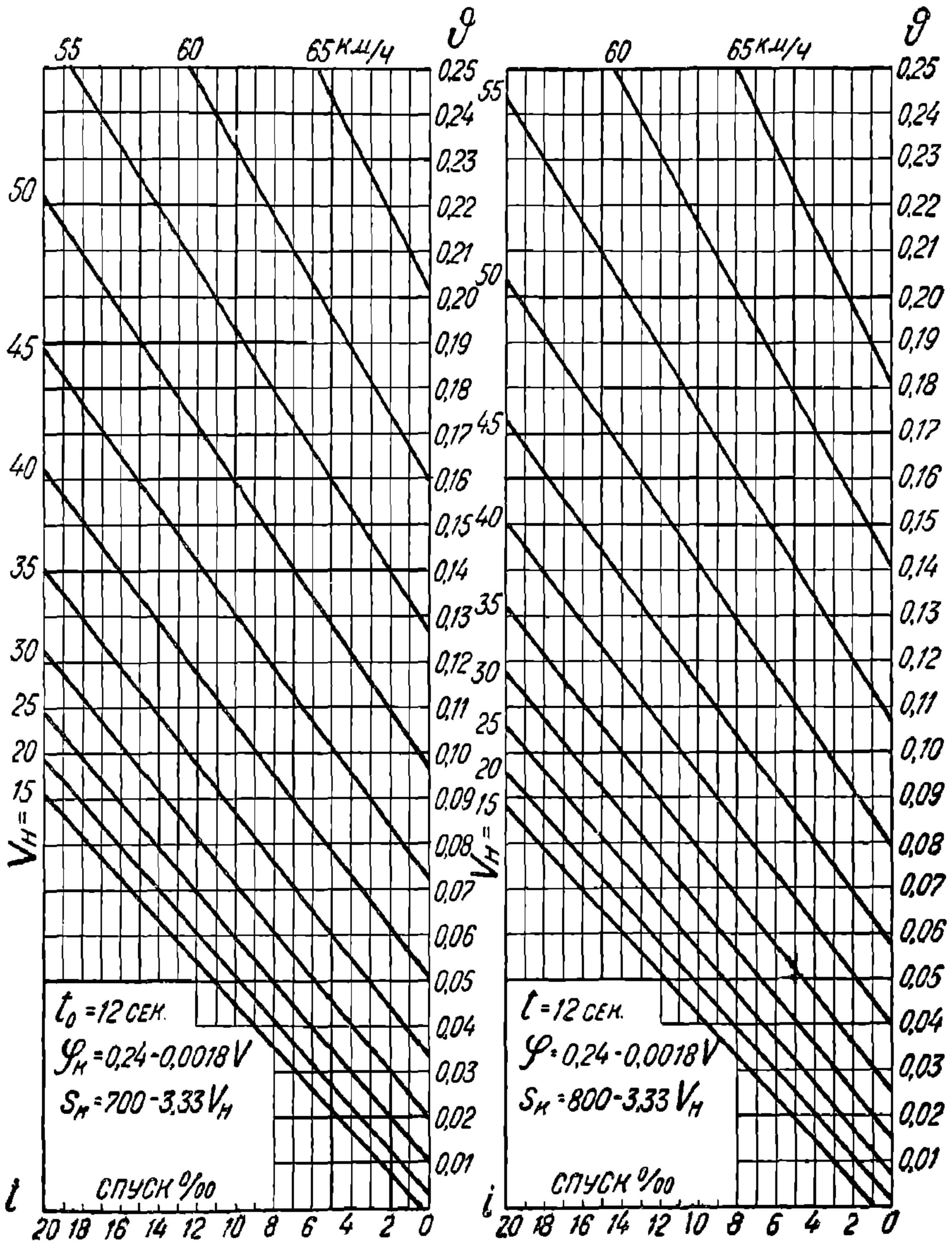
Чтобы избавиться от веса локомотива  $P$ , введем допущение, что  $P=100 \text{ т}$ . Для мощных локомотивов этим мы несколько уменьшаем число тормозных осей в поезде, что отчасти компенсируется введенным ранее допущением, что сопротивление машины паровоза при закрытом регуляторе равно нулю.

УДУУУУ  
(ДУУУ)

Итак:

$$n_{эм} = \frac{(Q+100) \vartheta}{1,8} \quad (170)$$

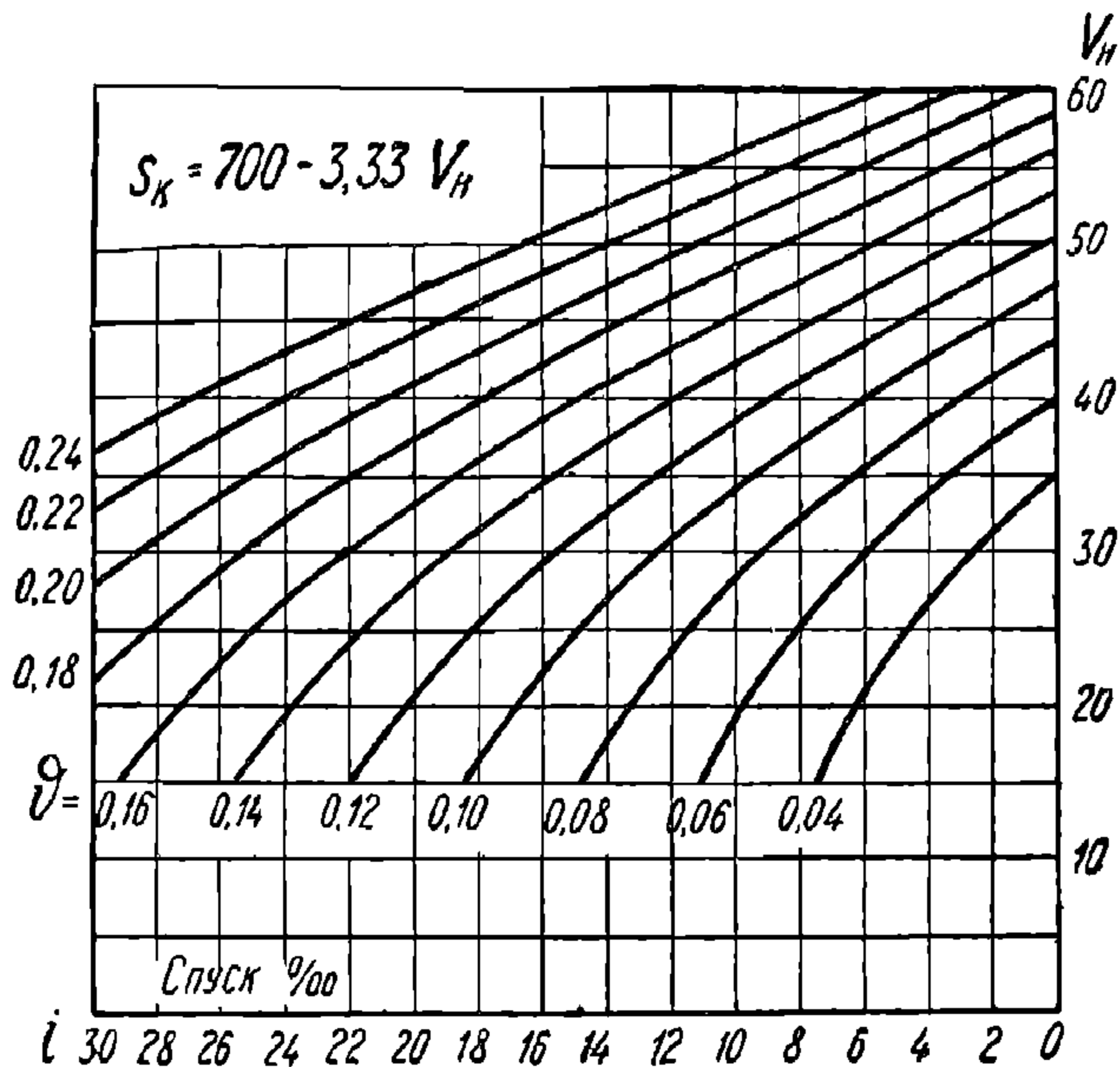
$$n_{эм} = \frac{(Q+100) \vartheta}{2,16} \quad (171)$$



Фиг. 150 и 151. Автоматические тормоза товарного типа;  $s_m = 700$  и  $800$  м;  $\varphi_H = 0,24 - 0,0018 V$ .

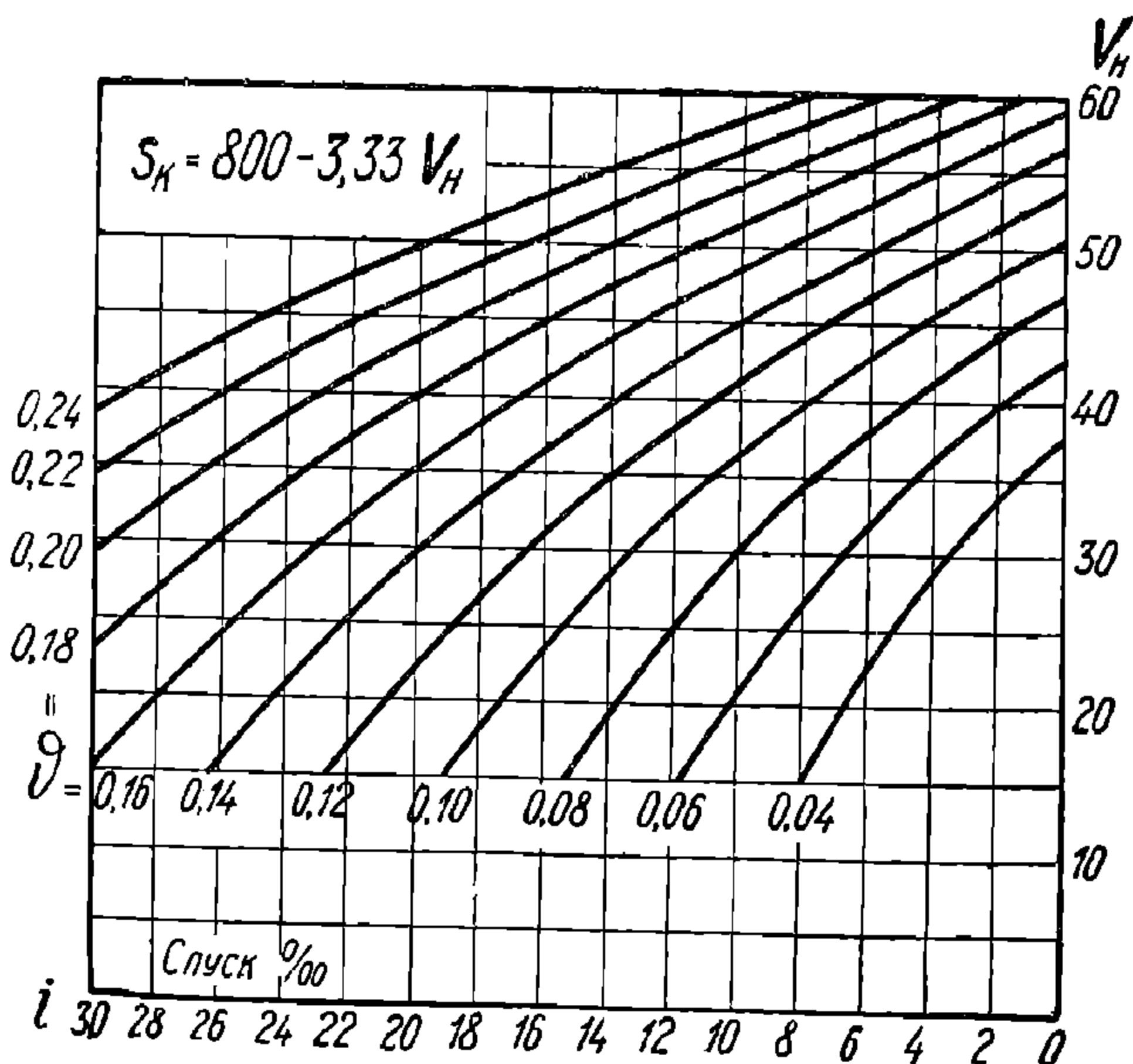
По этим формулам, зная вес состава и требуемый тормозной коэффициент  $\vartheta$  (по графикам фиг. 139—146 и 148—155), легко определить  $n_{эм}$  и требуемое число действительных тормозных осей разного рода. По этим формулам и построены графики фиг. 156 и 157. В случае двойной тяги в формулах 170 и 171 и на фиг. 156 и 157 следует прибавить к действительному  $Q$  еще  $100$  т (вес

второго локомотива). Ниже дано четыре примера пользования этими графиками.



Фиг. 152. Автоматические тормоза товарного типа;  
 $s_m = 700$  м;  $\varphi_k = 0,2 - 0,0015 V$ .

Пример 1. Определить допускаемую скорость на спуске 6‰ для поезда с паровозом  $O^B$  и составом  $Q = 800$  т на ручных тормо-

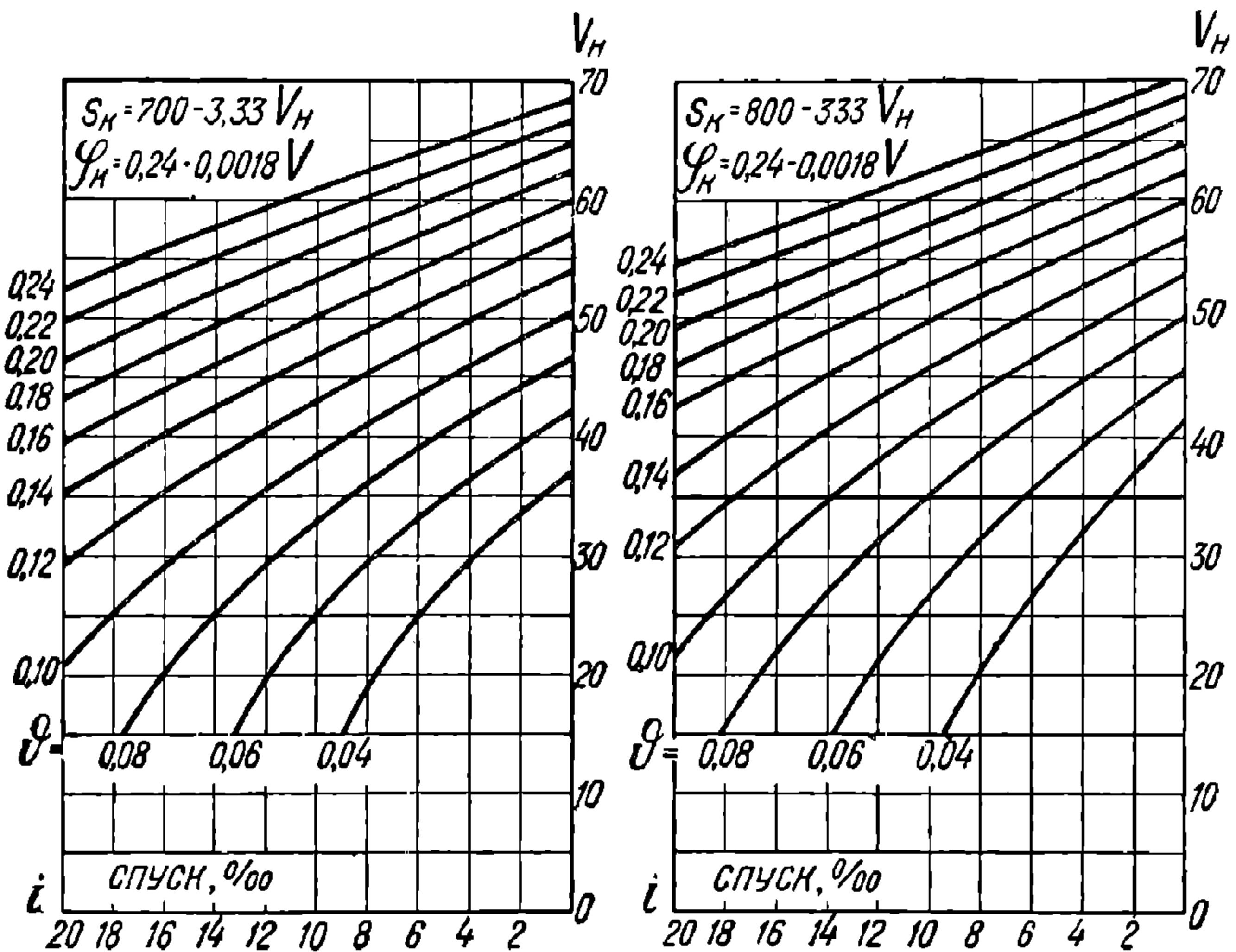


Фиг. 153. Автоматические тормоза товарного типа;  
 $s_m = 800$  м;  $\varphi_k = 0,2 - 0,0015 V$ .

зах с 16 действующими вагонными тормозными осями при видимости сигналов 1000 м; нажатие на вагонную ось 2160 кг, коэффициент трения по формуле 82. При четырехосном тендере  $n_{om} = 7 + 16 = 23$ ,

что по фиг. 157 дает  $\vartheta=0,055$ , при каковом  $\vartheta$  по фиг. 144—предельная скорость 35 км/ч.

Пример 2. Определить количество вагонных тормозных осей на автоматическом тормозе товарного типа, гарантирующее остановку поезда на спуске в  $26\text{‰}$  при следующих условиях: два паровоза серии Э, вес состава  $Q=1000\text{ т}$ , видимость сигналов (расчетный путь  $s_k$ )—800 м, скорость на спуске—20 км/ч, нажатие на вагонную ось 1800 кг, коэффициент трения по формуле 80. По фиг. 149 находим необходимый  $\vartheta$ , а именно, 0,15. По фиг. 156 находим  $n_{\text{эм}}=100$  для условного  $Q=1000+100$  (второй паровоз). Число вагонных тормозных осей равно:  $[100-2(13+8)]:2=29$ , что соответствует, например, 7 четырехосным вагонам.



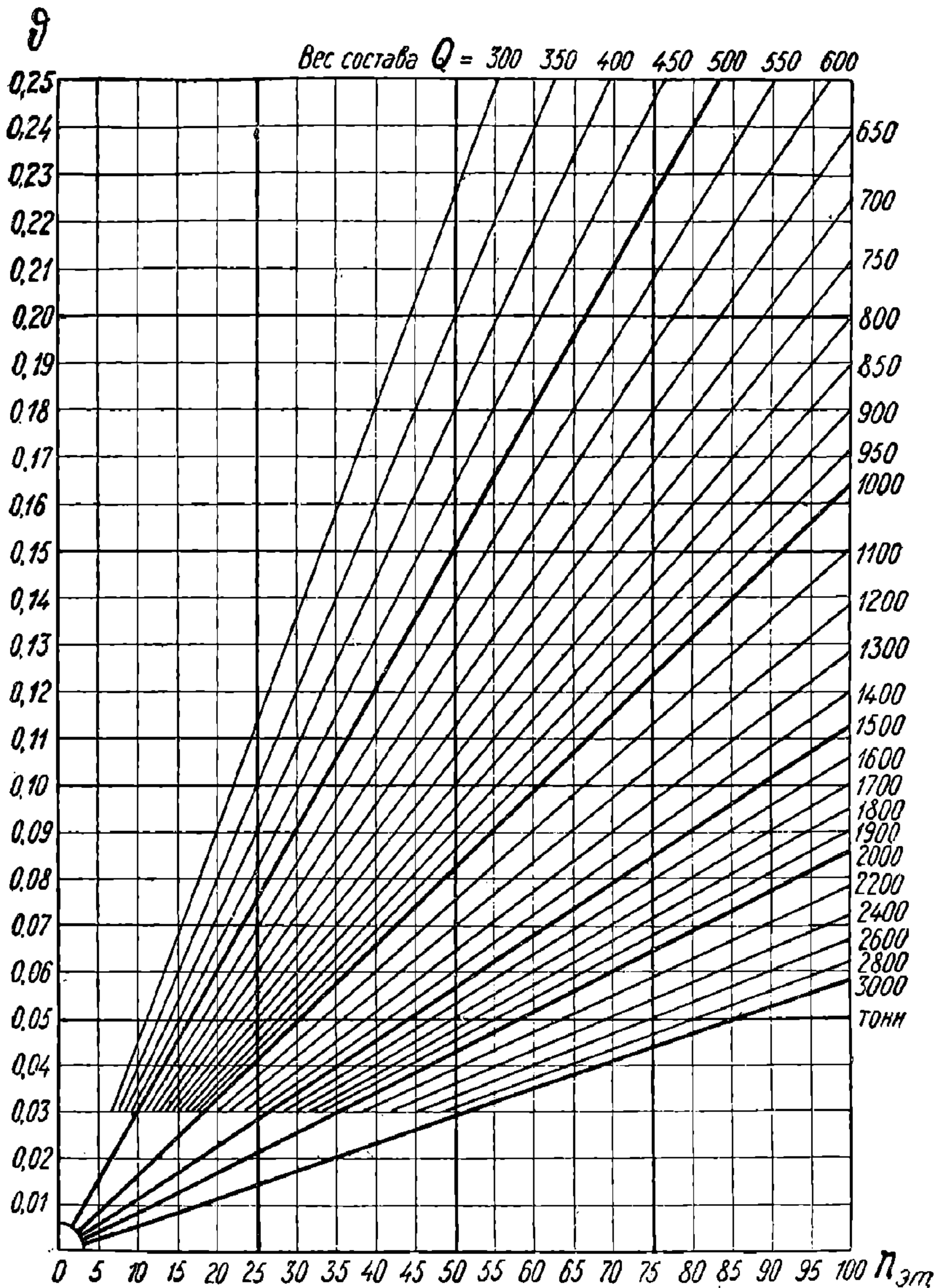
Фиг. 154 и 155. Автоматические тормоза товарного типа;  $s_m=700$  и  $800\text{ м}$ ;  $\tau_k=0,24-0,0018 \cdot V$ .

Пример 3. Тот же поезд, что и в предыдущем примере, но видимость сигналов 700 м, а скорость на спуске 25 км/ч. По фиг. 148  $\vartheta=0,166$ , что для условного  $Q=1000+100$  находится за пределами графика фиг. 156. Поэтому мысленно делим поезд пополам и определяем  $n_{\text{эм}}$  для одиночной тяги при  $Q=500\text{ т}$ ; получаем  $n_{\text{эм}}=55$ , а для  $Q=1000\text{ т}$   $n_{\text{эм}}=55 \cdot 2=110$ . Число вагонных тормозных осей равно:  $[110-2(13+8)]:2=34$ , т. е.  $8\frac{1}{2} \cong 9$  четырехосных вагонов.

Пример 4. Определить допускаемую скорость на спуске в  $10\text{‰}$  для поезда с паровозом Щ и составом в 750 т на смешанных тормозах: 8 осей на автоматическом тормозе и 10 осей—на ручных тормозах. Видимость сигналов 800 м, нажатие на вагонную ось 2160 кг, коэффициент трения по формуле 82. При четырехосном тендере  $n_{\text{эм}}=17+2 \cdot 8+10=43$ . По фиг. 157  $\vartheta=0,11$ , при каковом  $\vartheta$  предельная скорость по фиг. 144 равна 40 км/ч.

Если тормоза паровоза и тендера в расчет не вводятся (для запаса и для сохранности бандажей), то результаты решения последних трех примеров соответственно изменятся.

Для определения числа осей на ручном тормозе состава на ручных или смешанных тормозах на случай обрыва поезда



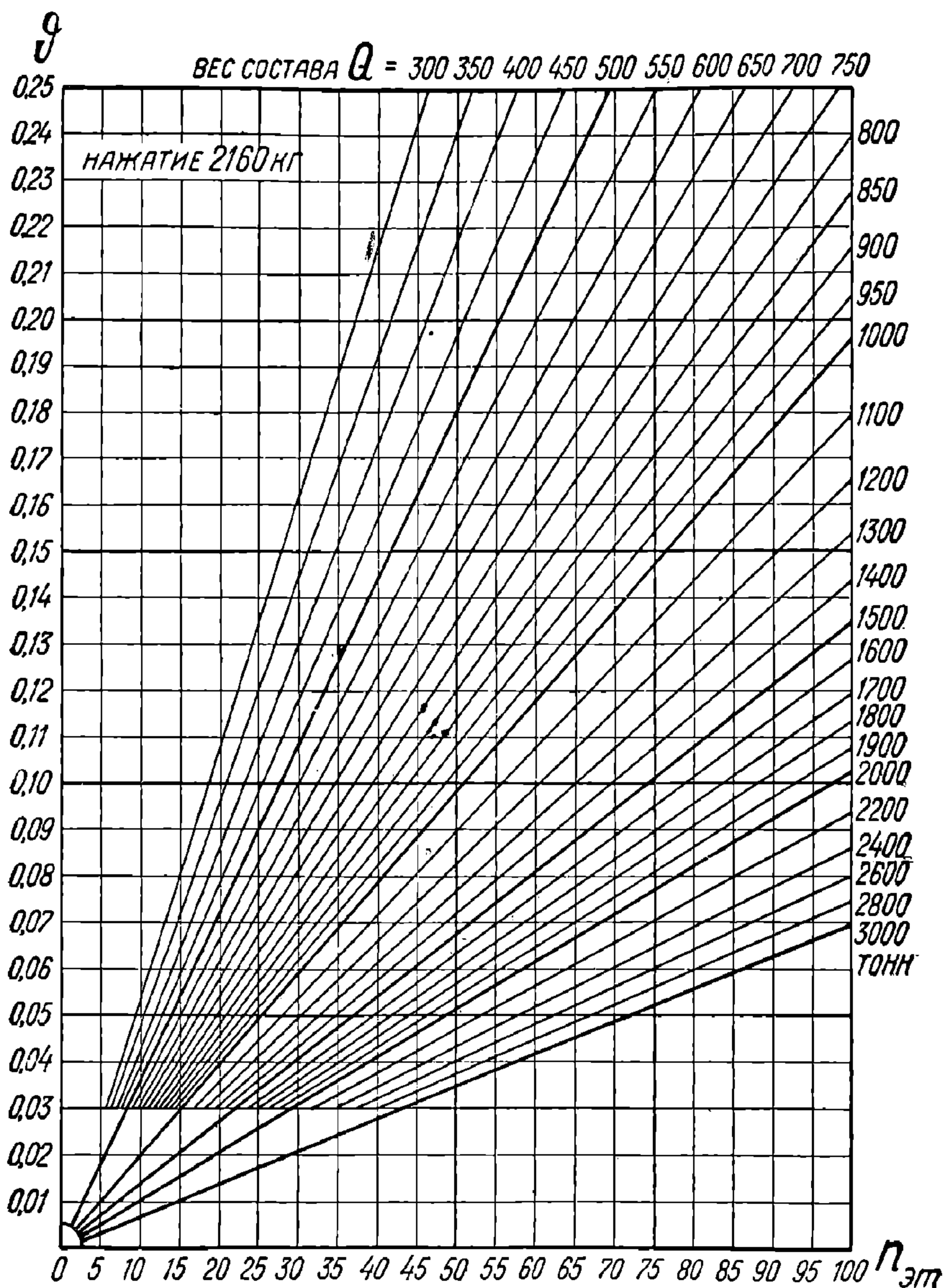
Фиг. 156. Зависимость между тормозным коэффициентом, весом состава и числом тормозных осей с нажатием по 1800 кг.

на подъеме по известному  $\vartheta$  (определенному по фиг. 147) служит формула:

$$n = \frac{\vartheta \cdot Q_2}{3,6 \cdot 0,75} = \frac{\vartheta \cdot Q_2}{2,7}, \quad (172)$$

где  $Q_2$ —вес состава, а  $n$ —число всех действующих вагонных осей на ручном тормозе, если поезд—на ручных тормозах и тор-

моза распределены равномерно. Если же ручные тормоза сгущены к хвосту или головная часть состава—на автоматическом тормозе, то под  $Q_2$  надо понимать вес той хвостовой части состава для которой определяется  $n$ . Для последнего примера (паровоз Щ  $Q=750$  т, спуск  $10\text{‰}$ , 8 осей на автоматическом тормозе и 10



Фиг. 157. Зависимость между тормозным коэффициентом, весом состава и числом тормозных осей с нажатием по 2160 кг.

осей на ручных тормозах) на подъеме в  $10\text{‰}$  по фиг. 147  $\varphi=0,043$ ; если  $Q_2=600$  т, то требуемое число тормозных осей хвостовой части состава на ручных тормозах  $n=0,036 \cdot 600 : 2,7=8$ .

Для формулы 172 легко было бы построить график наподобие графика фиг. 157, построенного по формуле 171. Формулу 172

можно выразить словами так: на каждые 100 т веса состава требуется 37  $\vartheta$  тормозных осей с расчетным нажатием 2700 кг.

Само собою разумеется, что при автоматическом тормозе или при подталкивании не требуется проверки на остановку при обрыве состава.

Необходимо обратить внимание на то обстоятельство, что одинаковый расчетный тормозной путь все же не дает одинаковой обеспеченности остановки поезда на спусках разной крутизны. Для иллюстрации этого положения разберем три случая остановки поезда: на спуске 8‰, 15‰ и 30‰. Предположим, что при всех трех случаях  $V_n = 30$  км/ч,  $s_n = 1000 - 7 V_n$ ,  $\varphi_n = 0,2 - 0,0015 V$ ,  $w_0 = 1,5 + 0,05 V$ . Согласно фиг. 141, для 8‰  $\vartheta = 0,063$ , для 15‰  $\vartheta = 0,106$ , для 30‰  $\vartheta = 0,198$ . При торможении зависимость между действующей на тонну веса поезда силой  $-w_n - b$  и скоростью  $V$  выразится следующей формулой:

$$\begin{aligned} -w_n - b &= -w_0 - i - 1000 \vartheta \varphi_n = \\ &= -1,5 - 0,05 V - i - 1000 \vartheta (0,2 - 0,0015 V). \end{aligned}$$

Эта зависимость для указанных выше  $i$  и соответствующих им  $\vartheta$  построена графически на фиг. 158.

При скорости 30 км/ч удельная равнодействующая сила равна:

$$\begin{aligned} \text{при } i &= -8‰ & + 5,0 - 9,8 &= -4,8 \text{ кг/т} \\ i &= -15‰ & + 12,0 - 16,4 &= -4,4 \\ i &= -30‰ & + 27,0 - 30,7 &= -3,7 \end{aligned}$$

где вторые слагаемые алгебраических сумм являются удельными тормозными силами, подчиненными воле человека силами, направленными в сторону, противоположную движению поездов, а первые слагаемые — отрицательным сопротивлением поезда, направленным в сторону движения поезда.

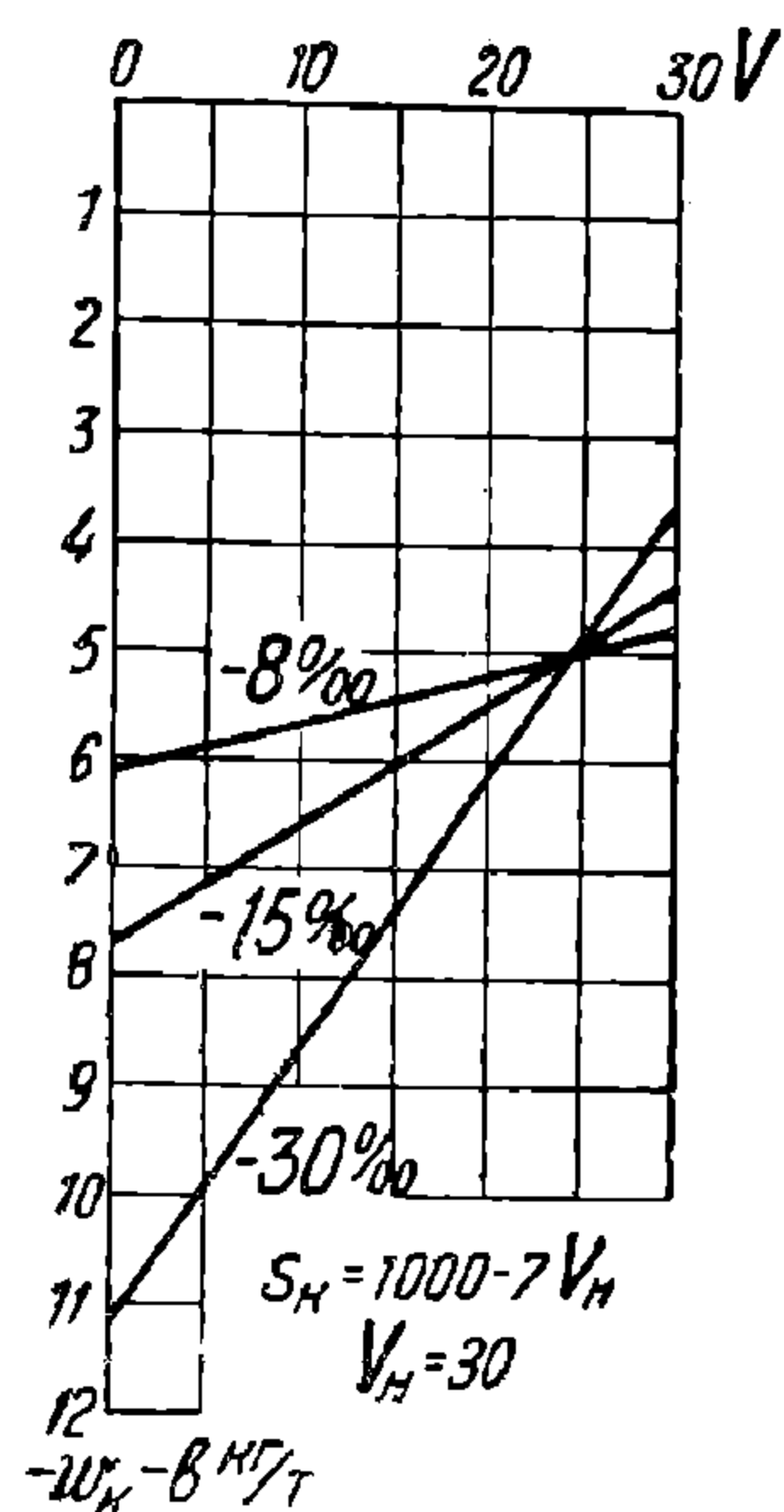
Мы видим, что при начальной скорости равнодействующая останавливающая сила при крутых спусках меньше, чем при менее крутых (за счет обратного явления при уменьшении скорости). Уже одно это дает для крутых спусков меньшую практическую обеспеченность. Но это еще не все. Предположим, что было приведено в действие только 80% всех тормозных средств поезда, а остальные 20% оказались выключенными или не приведенными в действие вследствие плохой слышимости сигналов с локомотива. Тогда при скорости 30 км/ч удельная равнодействующая сила окажется равной.

$$\begin{aligned} \text{при } i &= -8‰ & + 5 - 0,8 \cdot 9,8 &= -2,8 \text{ кг/т} \\ i &= -15‰ & + 12 - 0,8 \cdot 16,4 &= -1,1 \\ i &= -30‰ & + 27 - 0,8 \cdot 30,7 &= +1,4 \end{aligned}$$

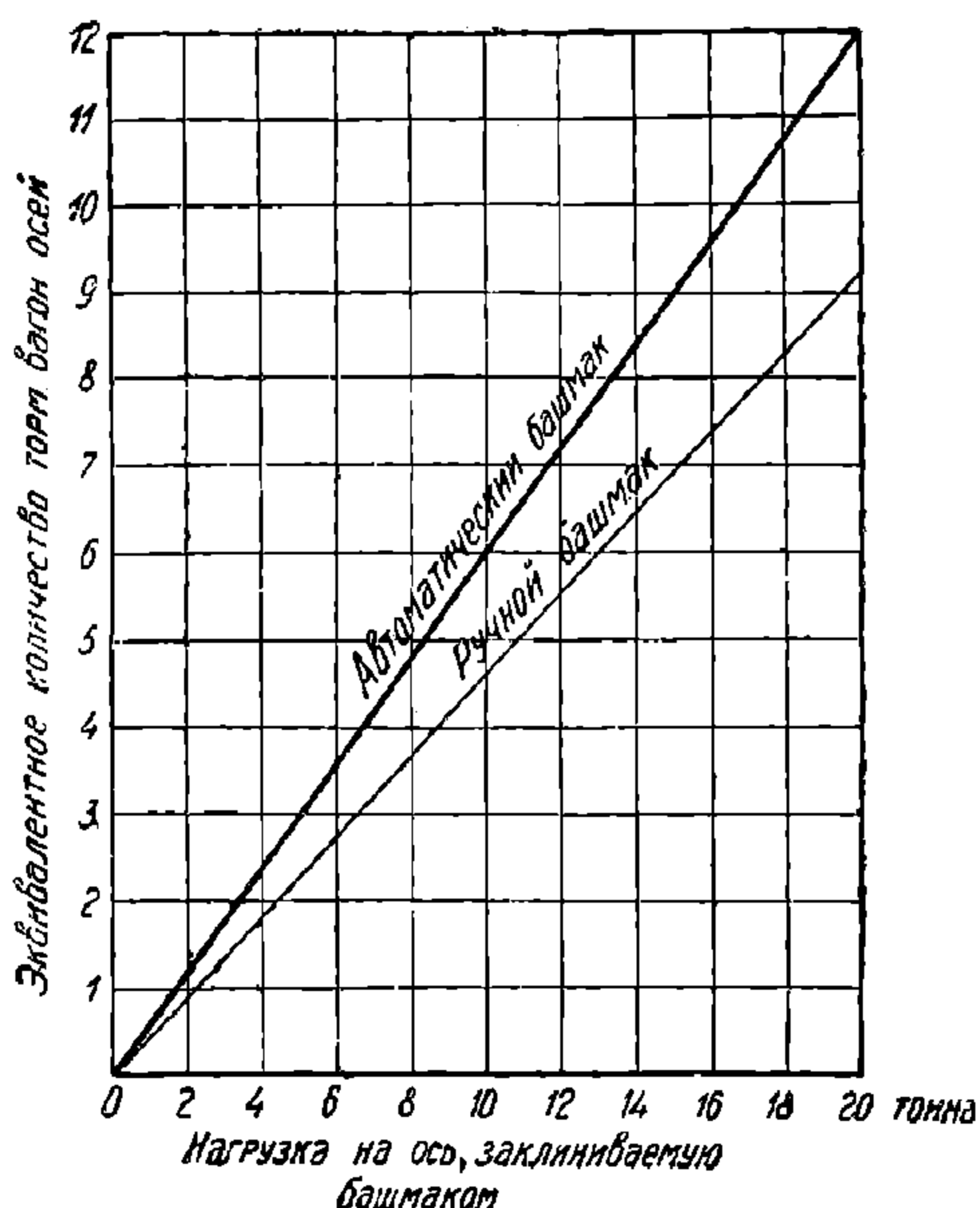
т. е. с увеличением крутизны спуска останавливающая сила резко уменьшается, а для спуска 30‰ получилась даже не замедляющая, а ускоряющая (направленная в сторону движения) сила, т. е. скорость поезда будет увеличиваться (вероятно, до крушения).

С другой стороны, крутые спуски находятся в лучших условиях вследствие большей внимательности тормозильщиков и лучшего ухода за тормозами.

К числу тормозных средств поезда относятся также башмаки и вообще приборы, заклинивающие вагонную ось в случае обрыва поезда на подъеме. На фиг. 159 приведена зависимость между нагрузкой на ось, заклиниваемую башмаком, и числом вагонных тормозных осей с нажатием в 2160 кг, которые могут быть заменены одним башмаком. При расчетном нажатии 2700 кг ординаты следует умножить на 0,8. Это количество осей, в случае наличия в поезде



Фиг. 158 Зависимость между равнодействующей уд. силой и скоростью на разных спусках при одних и тех же  $s_k$  и  $V_H$ .



Фиг. 159. Эквивалент тормозного башмака.

одного башмака, нужно вычесть из числа необходимых вагонных тормозных осей, определенного по формуле 172. Фиг. 159 построена в предположении, что автоматический башмак начинает действовать в момент нулевой скорости оторвавшейся части или не позже одного-двух оборотов колес назад. Относительно же ручного башмака предполагается, что он начинает действовать не позже, как через 30 с после момента нулевой скорости оторвавшейся части. Ручной башмак, если он не имеет привода на тормозную площадку, может быть введен в расчет только при уклонах не свыше 6‰.

В настоящее время башмаки применяются редко: ручные имеют ограниченную область применения и вообще мало пригодны для остановки оторвавшейся и уже двинувшейся вниз части состава; автоматические—неудобны с эксплуатационной точки зрения; полуавтоматы же (ручные с приводом на площадку) обычно отвергались, так как лучшее (автоматы) есть всегда враг хорошего (полуавтоматов).



**§ 87. Тормозной путь на автотормозе товарного типа в зависимости от  $\vartheta$ ,  $V_n$  и  $i_n$ .** На фиг. 160—172 представлен графически полный тормозной путь  $s_m = s_n + 3,33V_n$  (от момента поворота ручки тормозного крана до остановки) на автоматическом тормозе товарного типа в зависимости от тормозного коэффициента  $\vartheta$  для начальных скоростей  $V_n$  от 10 до 75 км/ч на уклонах  $i = +10, +5, +2, 0, -2, -4, -5, -6, -8, -10, -12, -15, -20\text{‰}$ . Например, при тормозном коэффициенте  $\vartheta = 0,15$  и при начальной скорости  $V_n = 40$  км/ч, при экстренном торможении поезд пройдет путь на подъеме  $10\text{‰}$  295 м, на площадке 345 м, на спуске  $10\text{‰}$  445 м, на спуске  $20\text{‰}$  730 м.

Кривые построены по формуле 125 с интервалами  $V_{n+1} - V_n = 10$ , при  $w_n = 1,5 + 0,025(V_n + V_{n+1}) + i$ ,  $\varphi_n = 0,24 - 0,0009(V_n + V_{n+1})$ ,  $t_0 = 12$ .

Опытная проверка этих кривых непосредственным измерением полного тормозного пути дает наилучшую и достаточную сходимость с точностью до 5% для тормоза Матросова. Тем не менее, при принятом времени наполнения тормозного цилиндра в 40 с,  $t_0$  оказывается равным около 14 с вместо 12 с, что равносильно увеличению тормозного пути на  $(V_n : 2)$  м, где  $V_n$  — в км/ч.

В будущем при некотором уменьшении времени наголения цилиндров при экстренном торможении фиг. 160—172 окажутся точно (или даже с запасом) соответствующими действительности, но на ближайшее время полезно прибавлять  $(V_n : 2)$  м к  $s_m$ , получаемому по фиг. 160—172.

Фиг. 160—172 должны были бы полностью соответствовать фиг. 150 и 151. В действительности, в фиг. 150 и 151 имеется некоторый запас (порядка 5%) против фиг. 160—172 в сторону безопасности. Напр. при  $i = 10\text{‰}$ ,  $s_n = 700 - 3,33V_n$  (т. е.  $s_m = 700$  м),  $\vartheta = 0,16$ , по фиг. 169 имеем  $V_n = 52$  км/ч, а по фиг. 150 допускается 50 км/ч. Это неполное схождение является результатом того, что фиг. 160—172 были построены в 1932 г. непосредственно и независимо от фиг. 150 и 151, построенных в 1929 г. интер- и экстраполяцией других графиков: при перестройке графиков во избежание возможных естественных ошибок в опасную сторону, была сделана намеренная небольшая ошибка в безопасную сторону.

**§ 88. Расчет предельных скоростей движения на спусках проектируемых железных дорог.** Для проектируемых железных дорог можно принимать, что товарные поезда оборудованы непрерывным автоматическим тормозом товарного типа, и вводить в расчет 30% тормозных вагонных осей с нажатием колодок на бандажи в 0,7 тары вагона для порожних вагонов и в 1,2 тары вагона для груженых вагонов.

Иначе говоря, величину тормозного коэффициента  $\vartheta$  и время подготовки  $t_0$  можно принимать

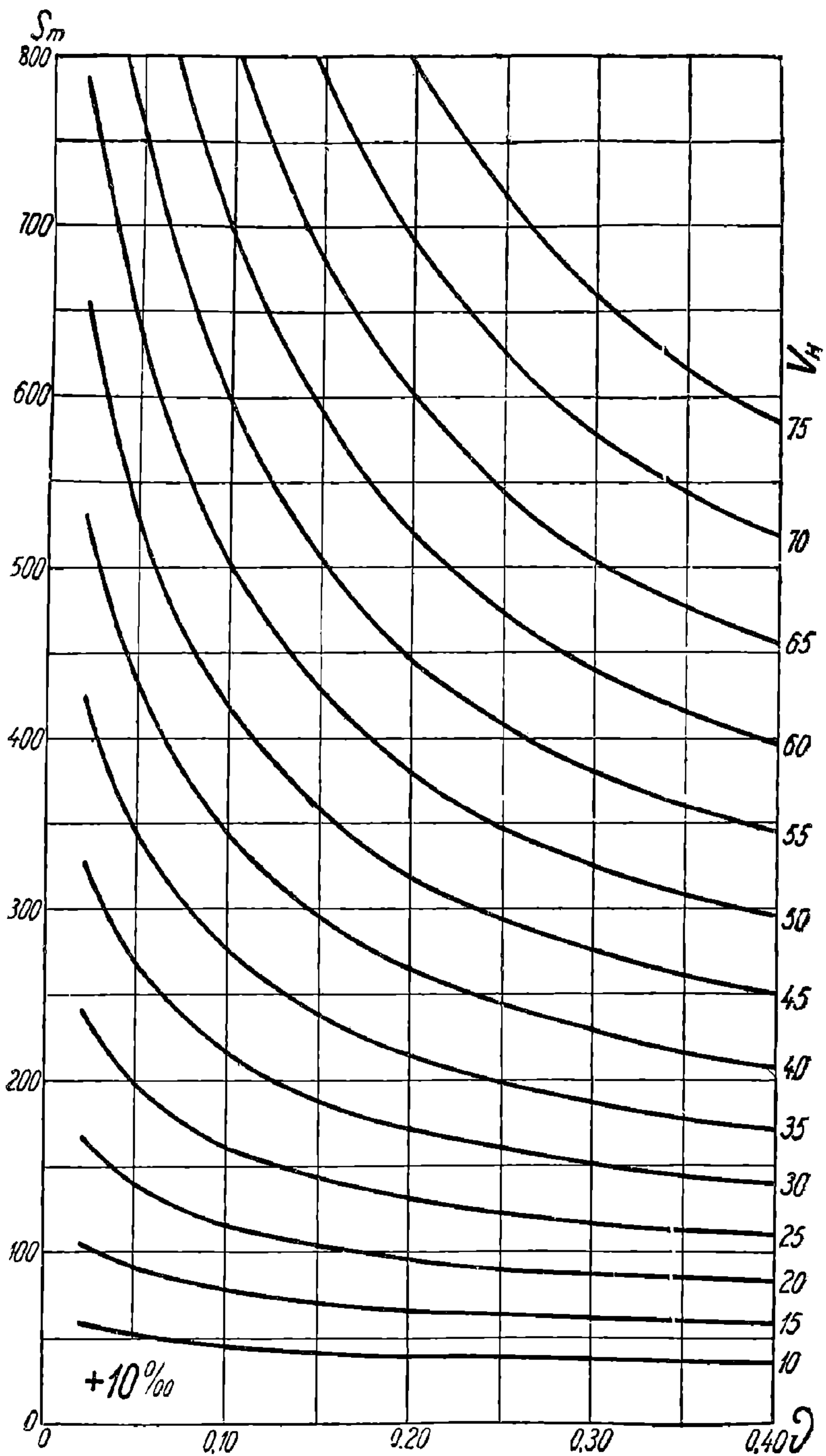
для порожних составов:

$$\vartheta = \frac{X_n + Q_m \cdot 1000 \cdot 0,30 \cdot 0,7}{1000(P + Q)}; \quad t_0 = 12 \text{ с}; \quad \frac{V_n t_0}{3,6} = 3,33V_n \text{ м};$$

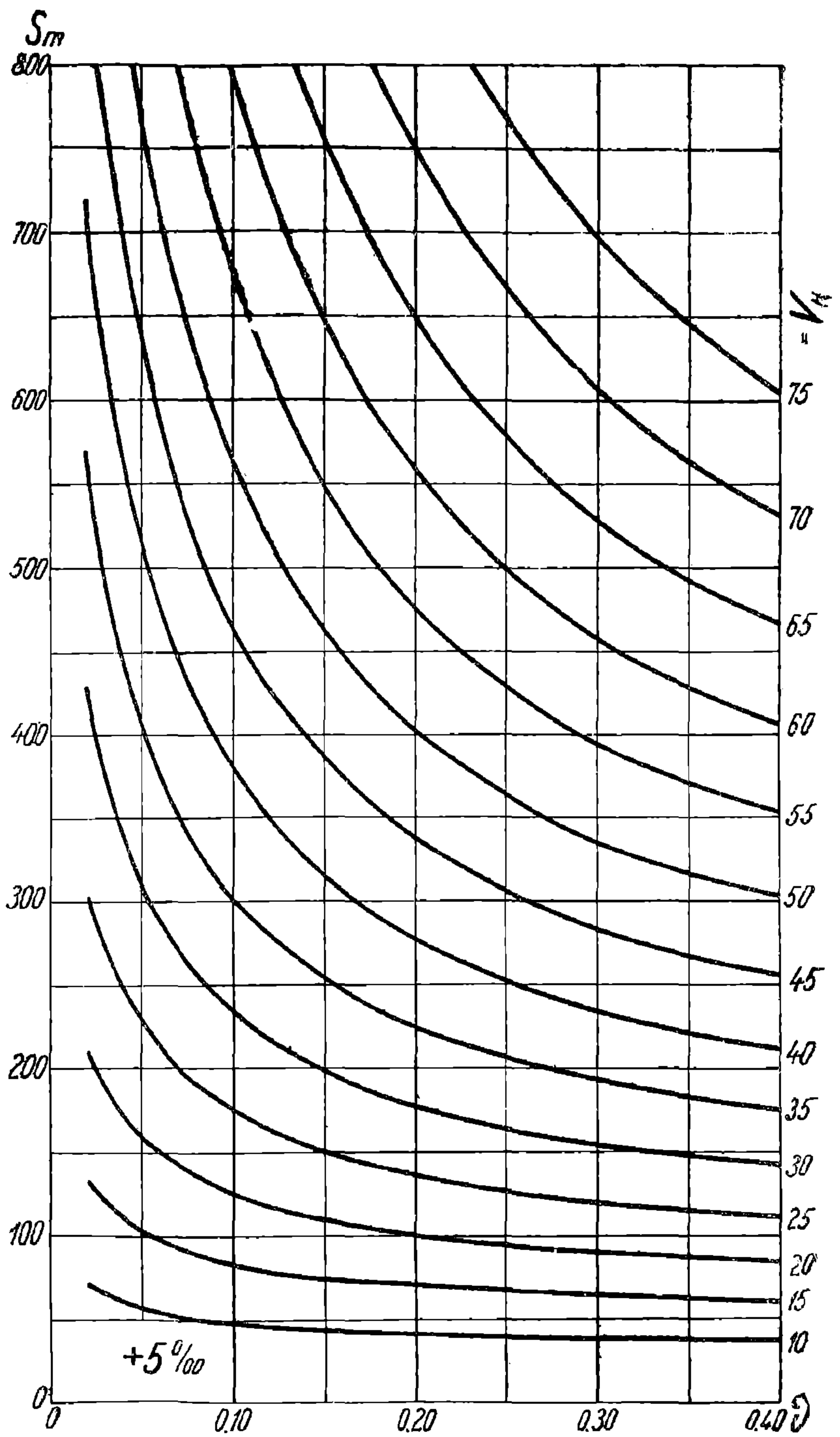
для груженых составов:

$$\vartheta = \frac{X_n + Q_m \cdot 1000 \cdot 0,30 \cdot 1,2}{1000(P + Q)}; \quad t_0 = 12 \text{ с}; \quad \frac{V_n t_0}{3,6} = 3,33V_n \text{ м}.$$

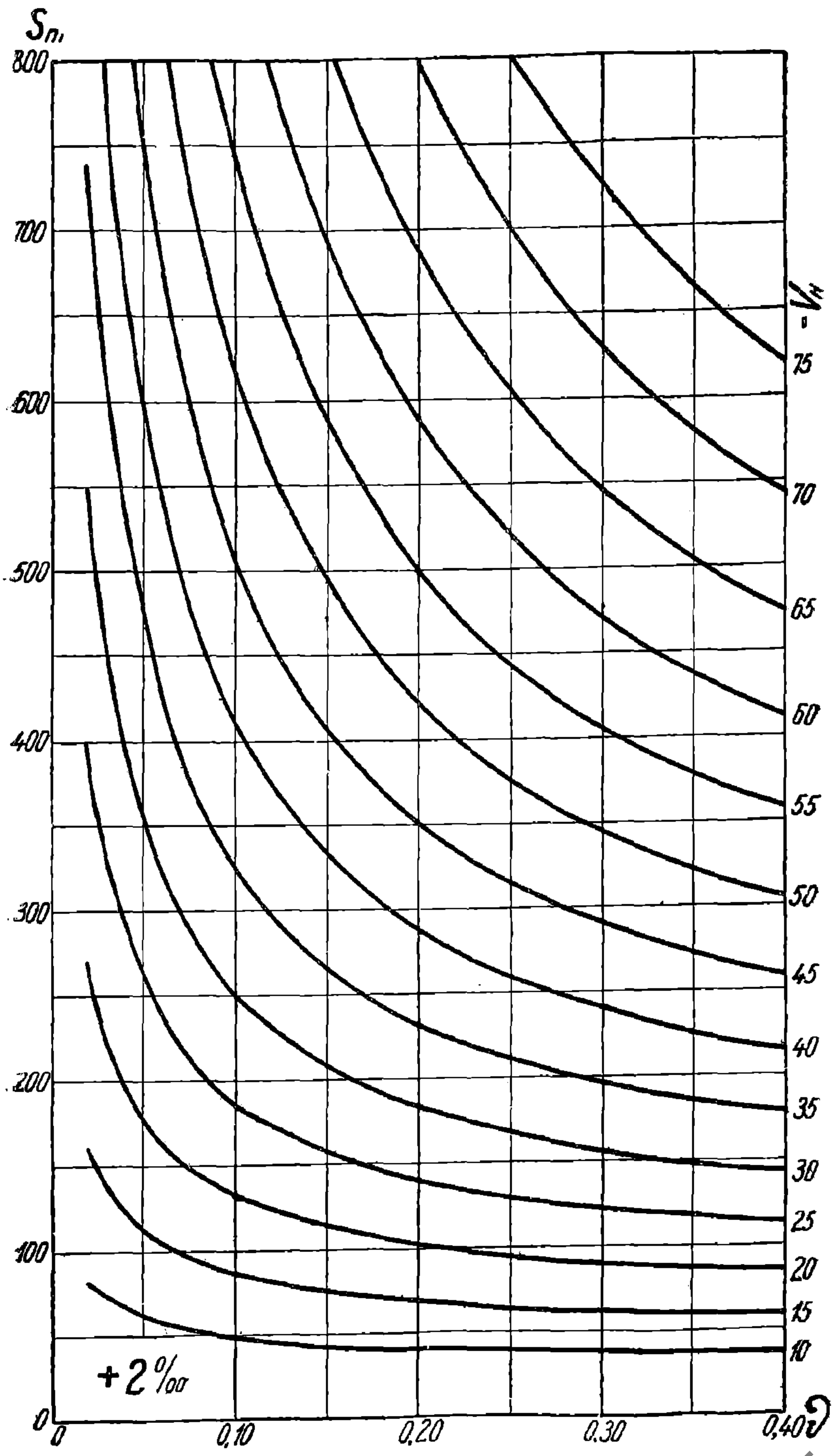
УДМУНТ  
(ДИПТ)



Фиг. 160. Автоматические тормоза товарного типа;  $s_m = f (v, V_H)$   
при  $i = +10\%$ .

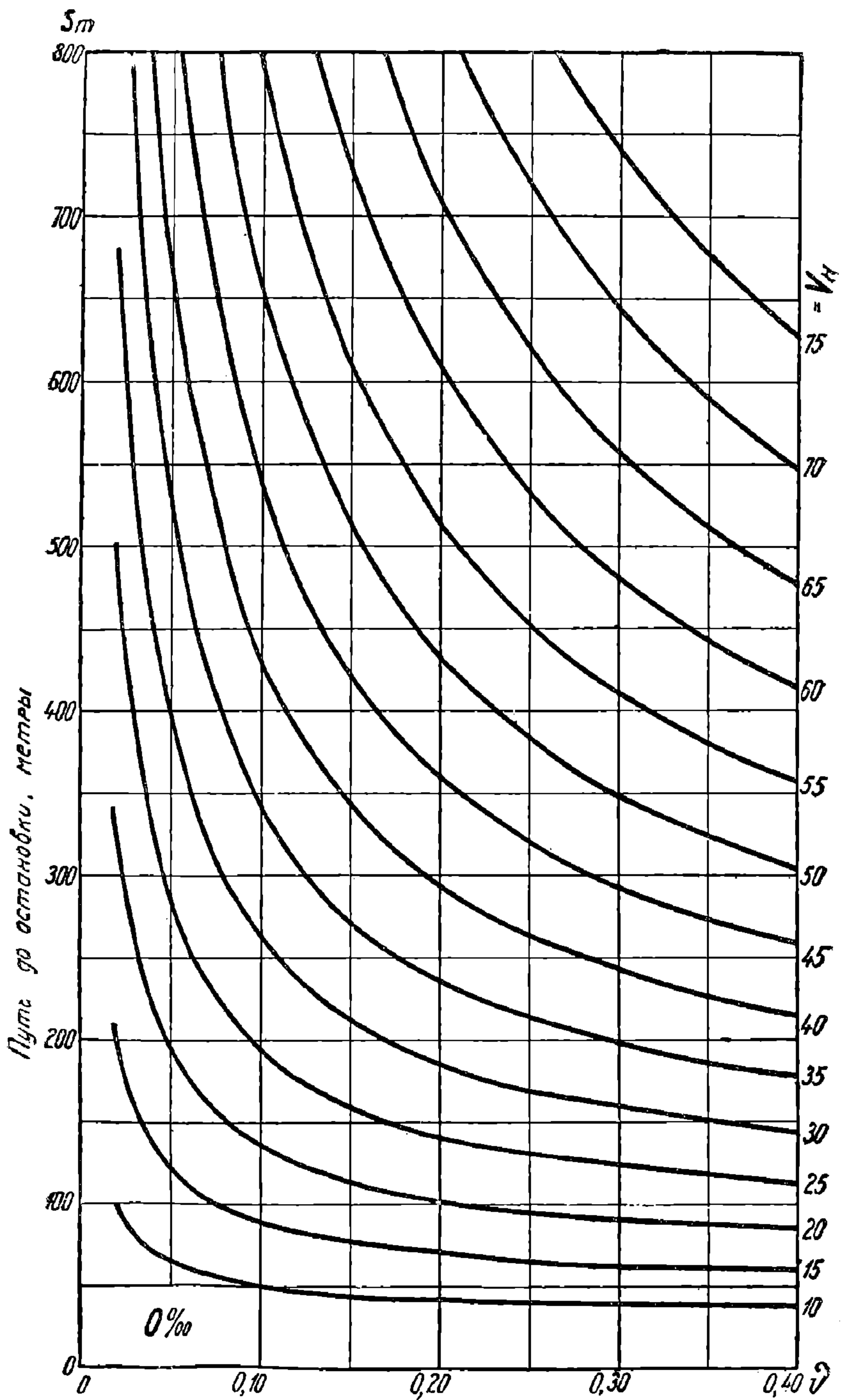


Фиг. 161. Автоматические тормоза товарного типа;  $s_m = f(\vartheta, V_{\text{в}})$   
при  $i = +5‰$ .



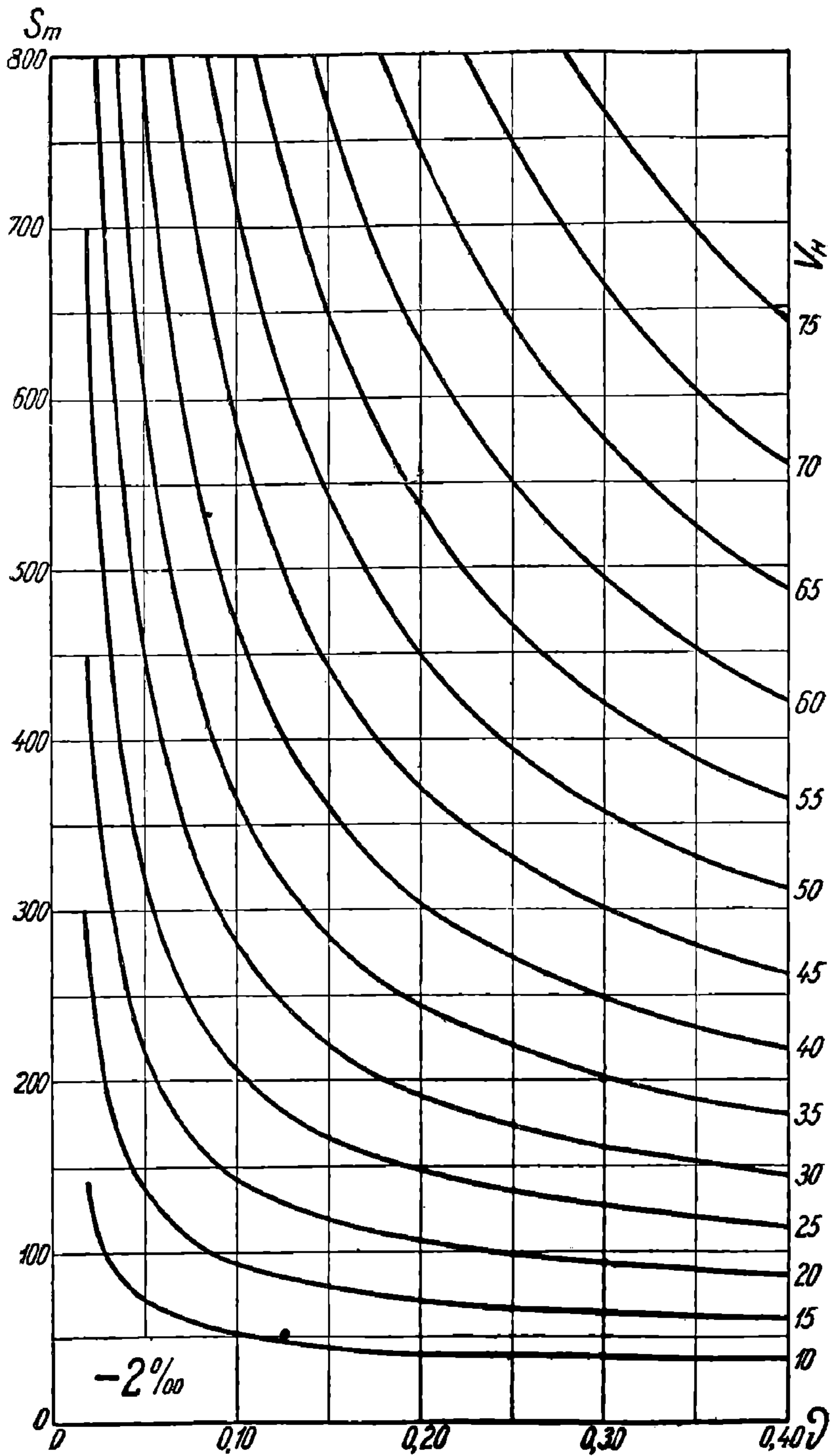
Фиг. 162. Автоматические тормоза товарного типа;  $s_m = f(\varphi, V_n)$  при  $i = +2\%$ .

НБ  
УДУНТ  
(ДІТ)  
265

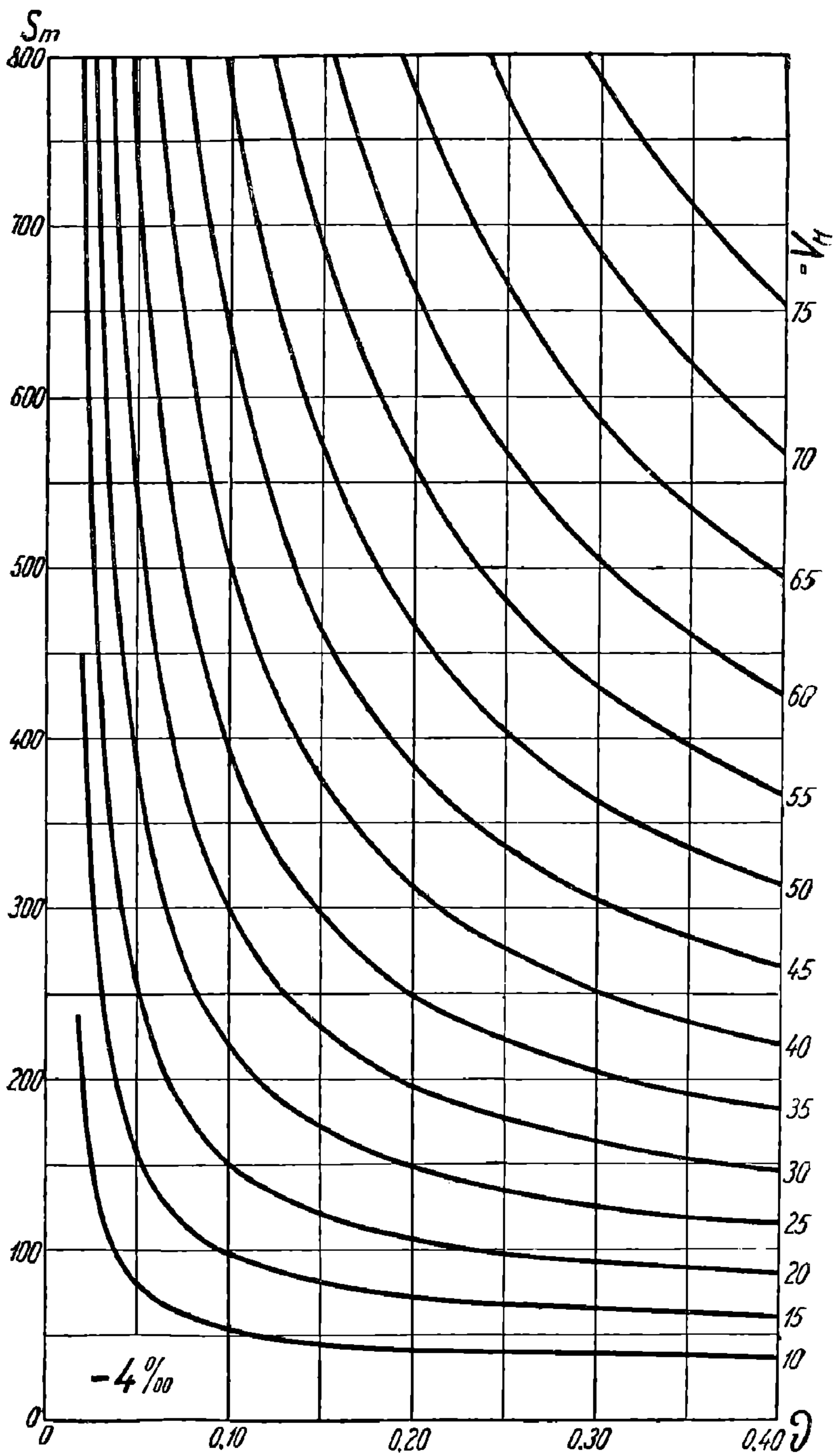


Фиг. 163. Автоматические тормоза товарного типа;  $s_m = 1$  ( $\theta$ ,  $V_H$ )  
при  $i = 0\text{‰}$ .

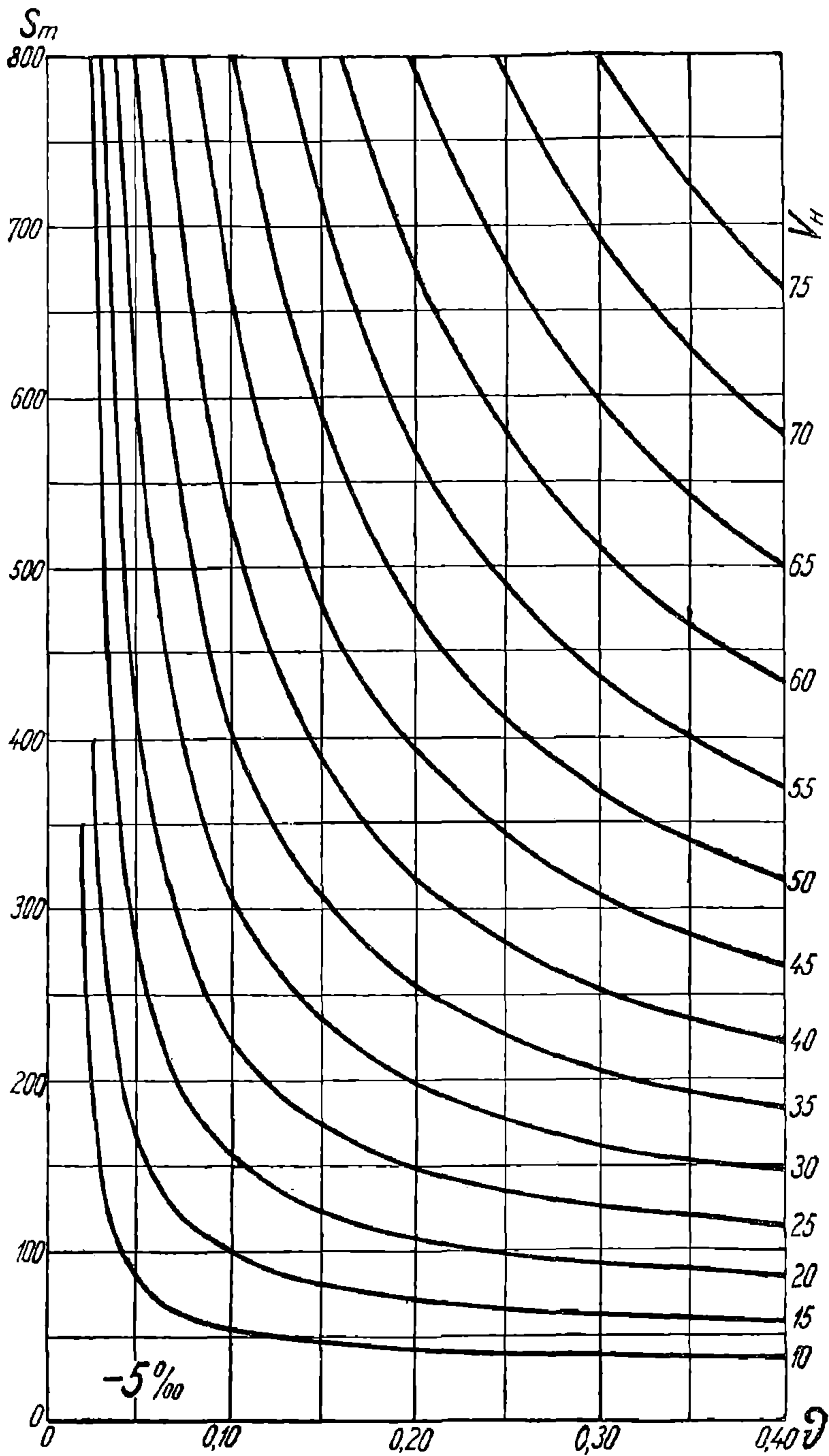
НБ  
УДУНТ  
(ДІІТ)



Фиг. 164. Автоматические тормоза товарного типа;  $s_m = f(D, V_n)$   
при  $i = -2\text{‰}$ .

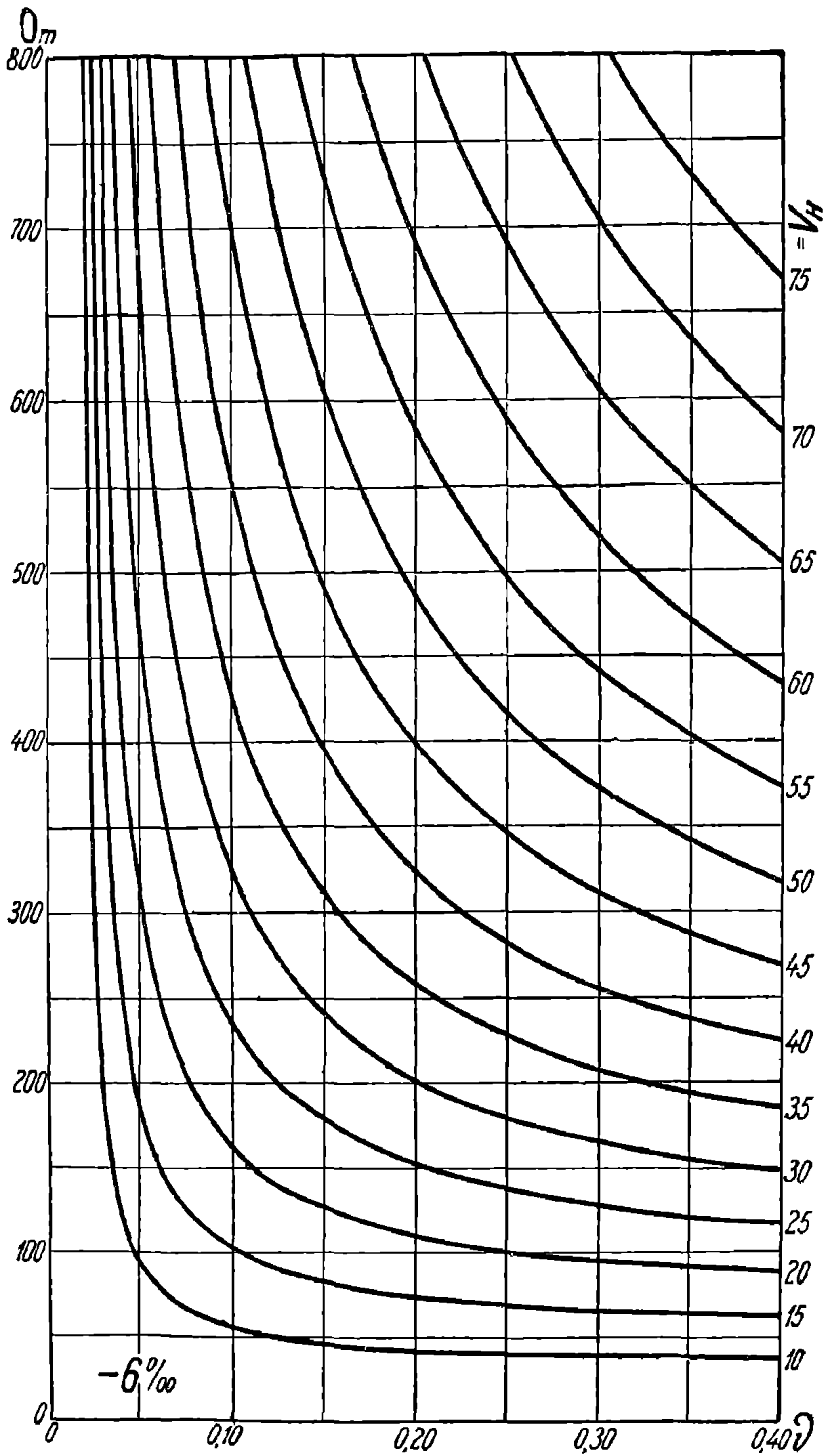


Фиг. 165. Автоматические тормоза товарного типа;  $s_m = f(a, V_H)$   
при  $i = -4\text{‰}$ .

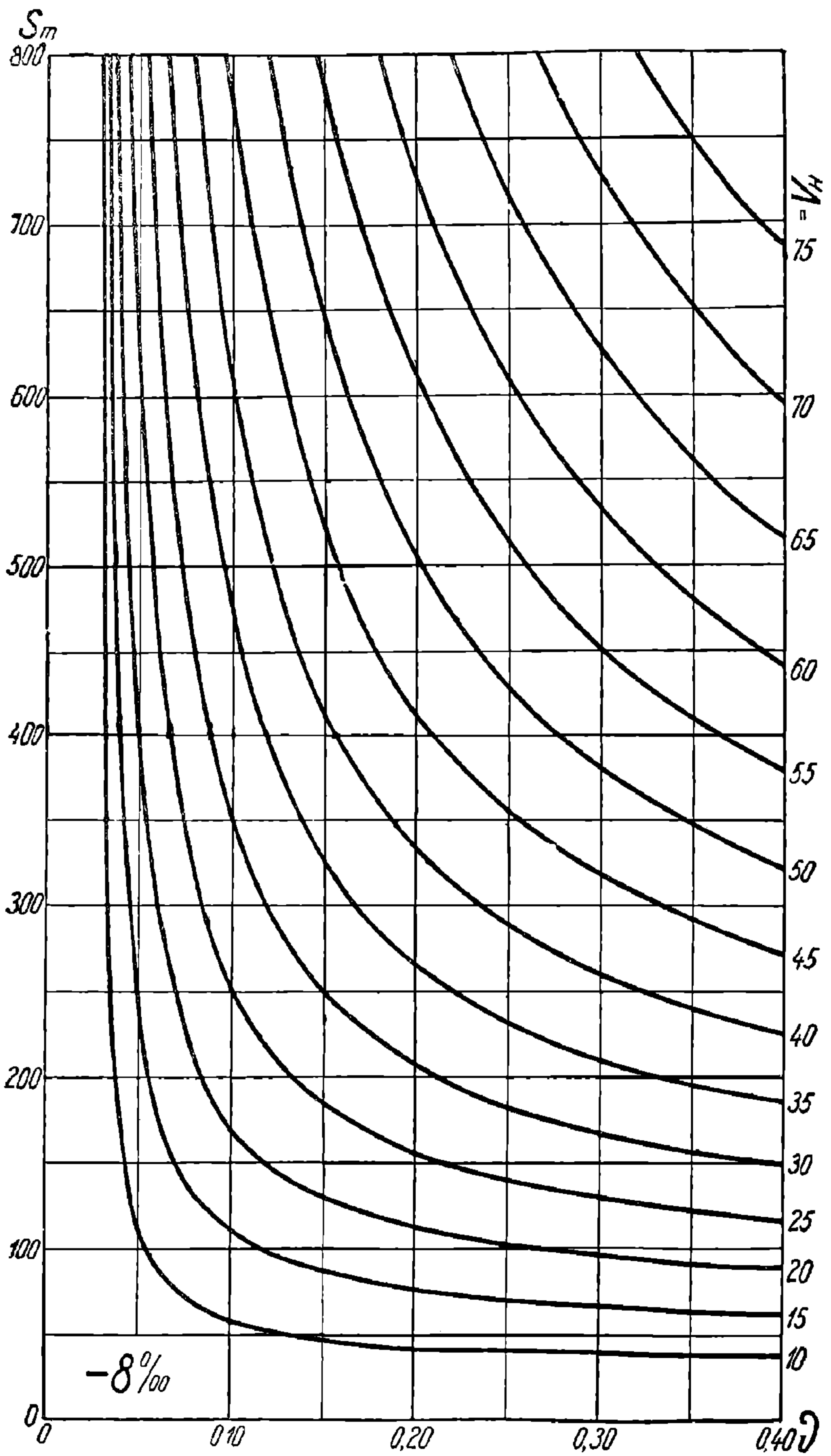


Фиг. 166. Автоматические тормоза товарного типа;  $s_m = f(t, V_H)$  при  $i = -5\text{‰}$ .



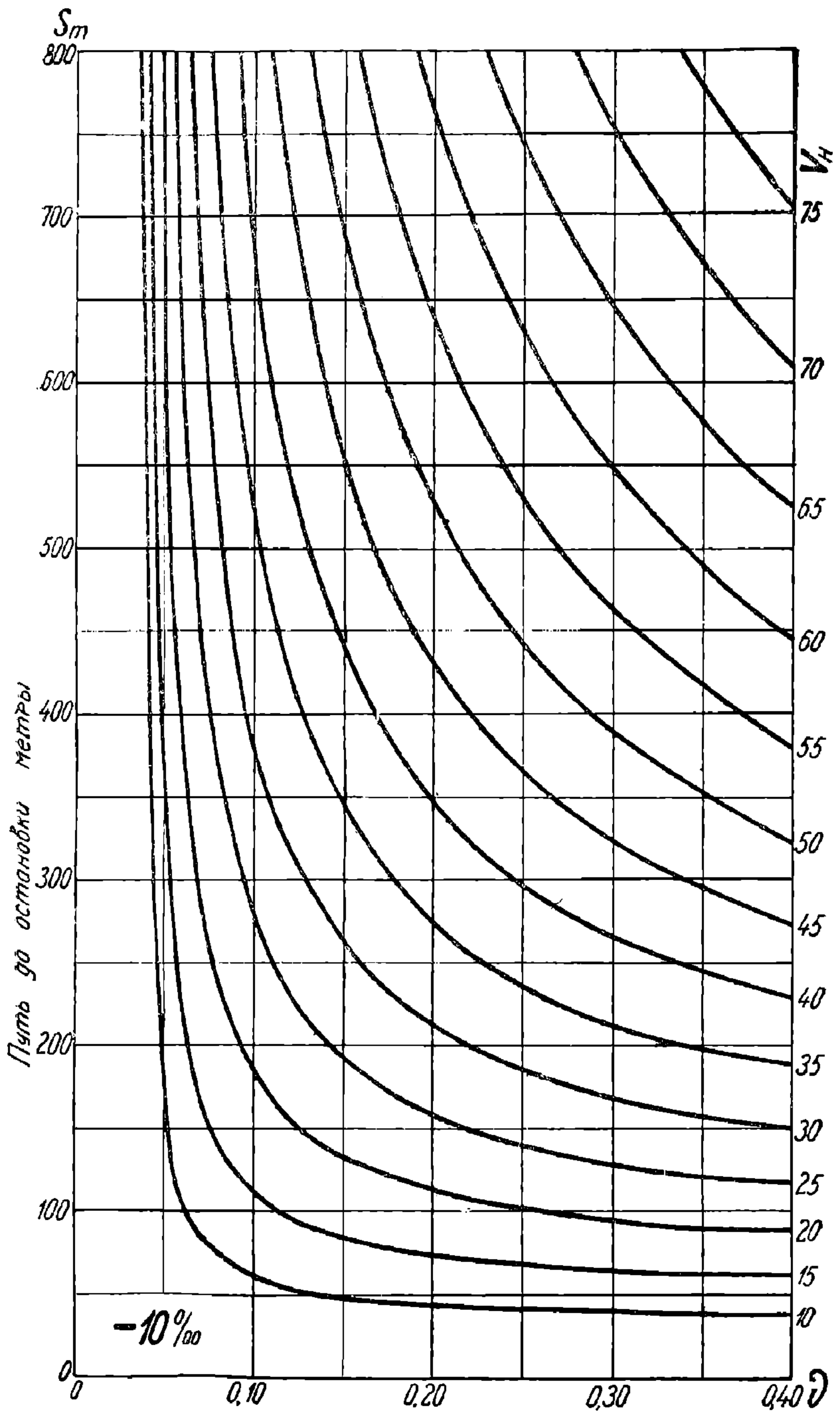


Фиг. 167. Автоматические тормоза товарного типа;  $s_m = f(t, V_H)$   
при  $i = -6\text{‰}$ .

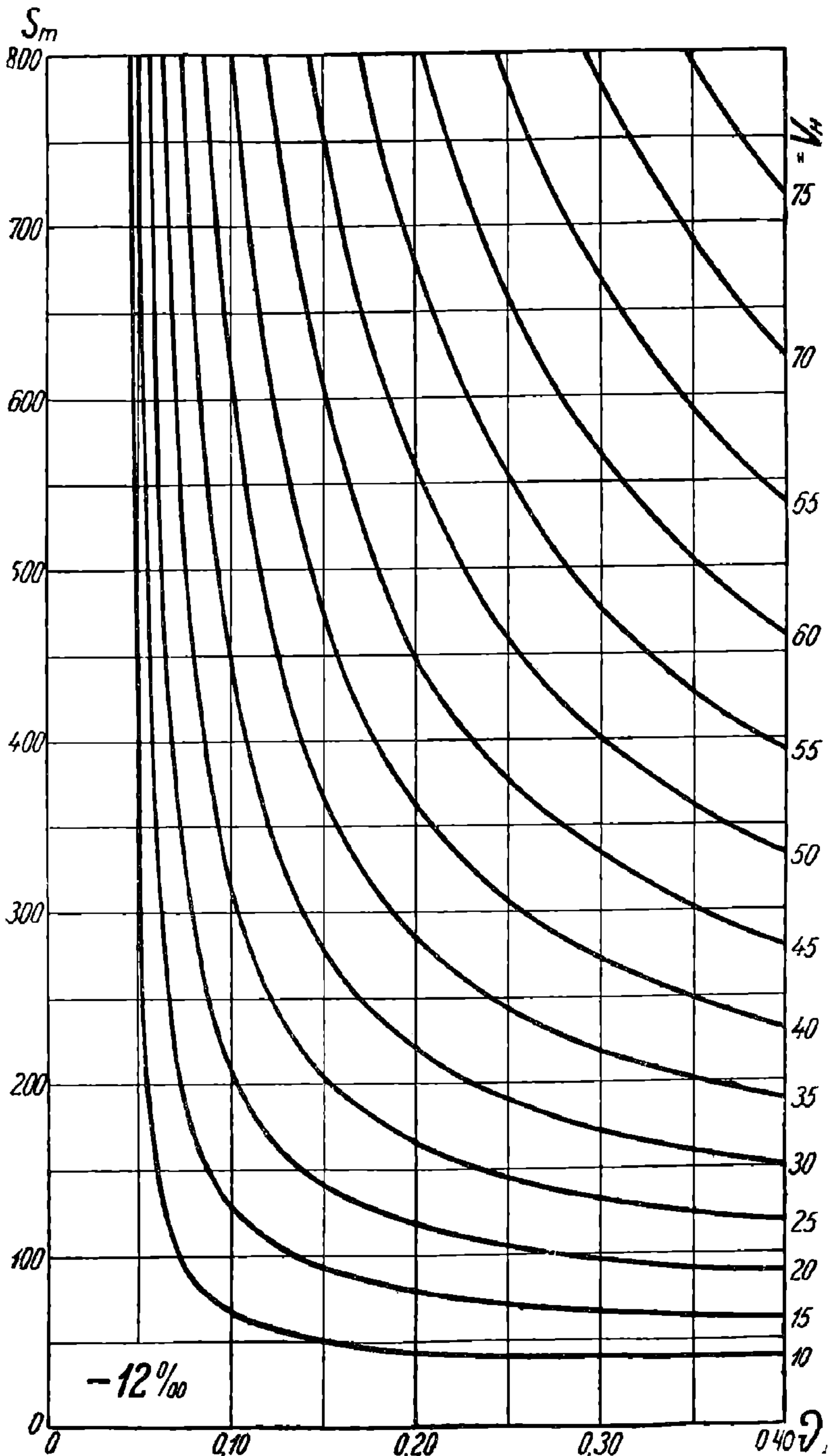


Фиг. 168. Автоматические тормоза товарного типа,  $s_m = f(\theta, V_H)$  при  $i = -8\%$ .

НБ  
УДМУНТ  
(ДІІТ)  
271

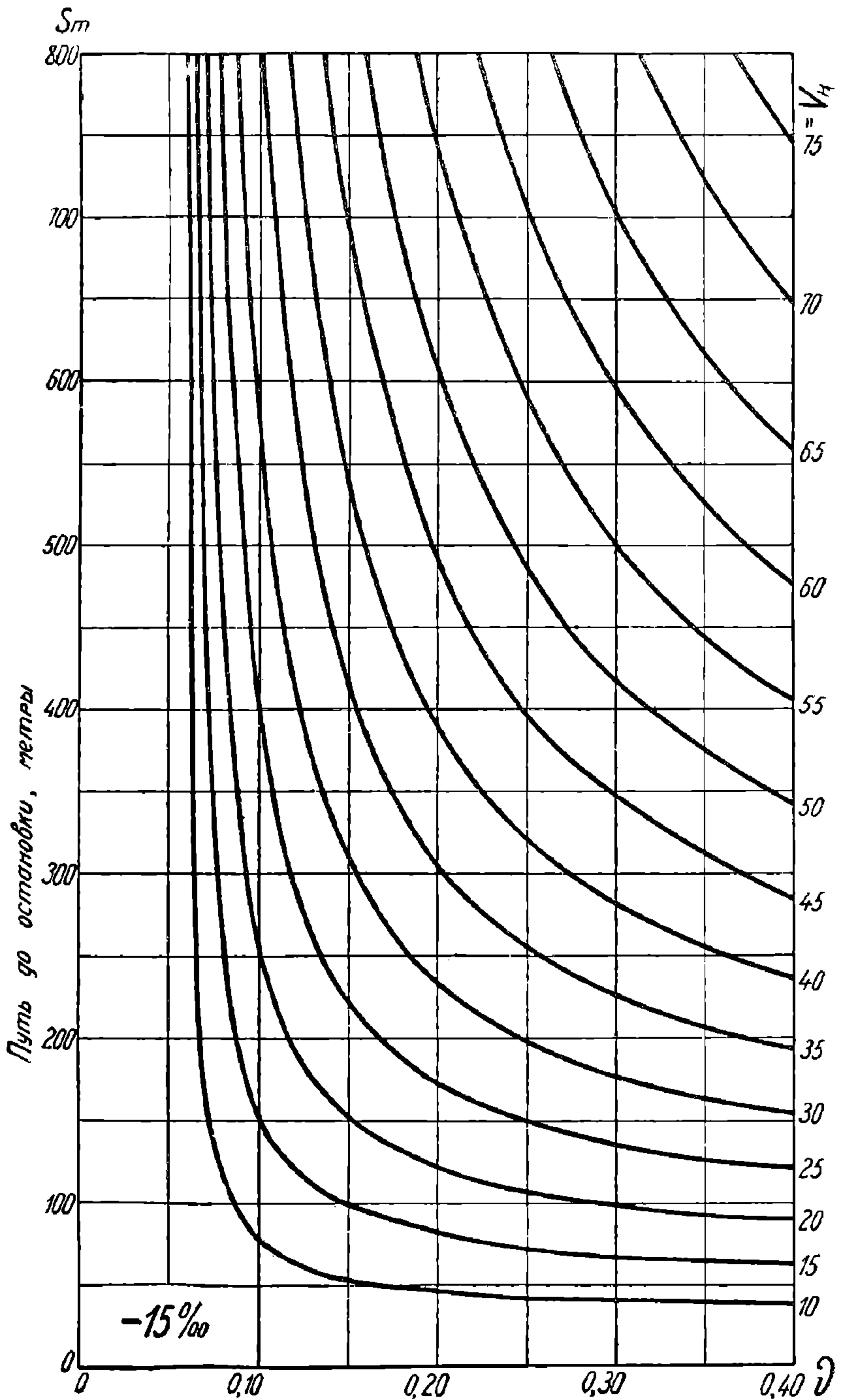


Фиг. 169. Автоматические тормоза товарного типа;  $s_m = f(t, V_H)$   
при  $i = -10\text{‰}$ .

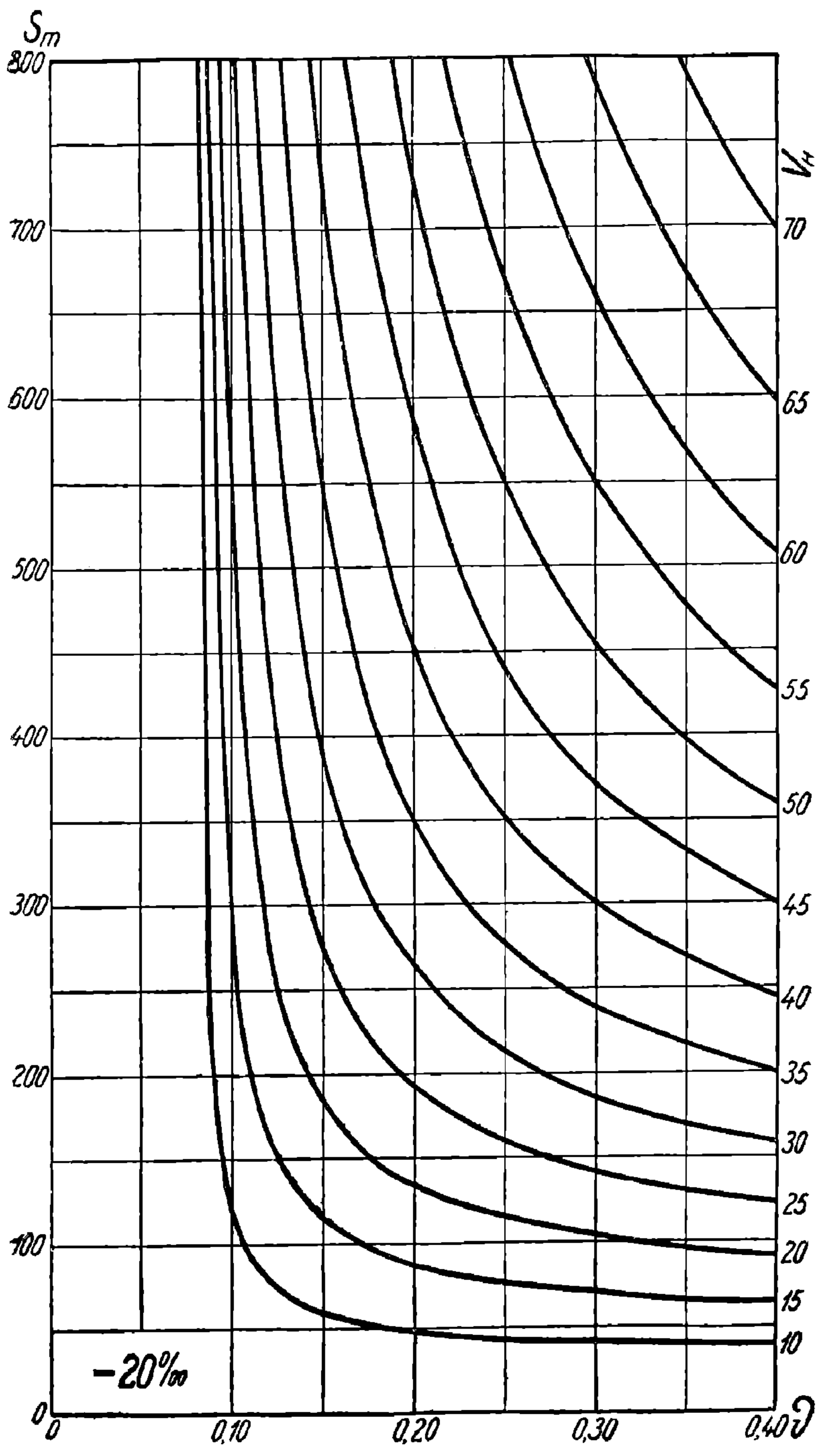


Фиг. 170. Автоматические тормоза товарного типа;  $s_m = f(\vartheta, V_k)$  при  $i = -12\text{‰}$ .

НБ  
УДУМНТ  
(ДИПТ)  
273



Фиг. 171. Автоматические тормоза товарного типа;  $s_m = f(\vartheta, V_n)$   
при  $i = -15\text{‰}$ .

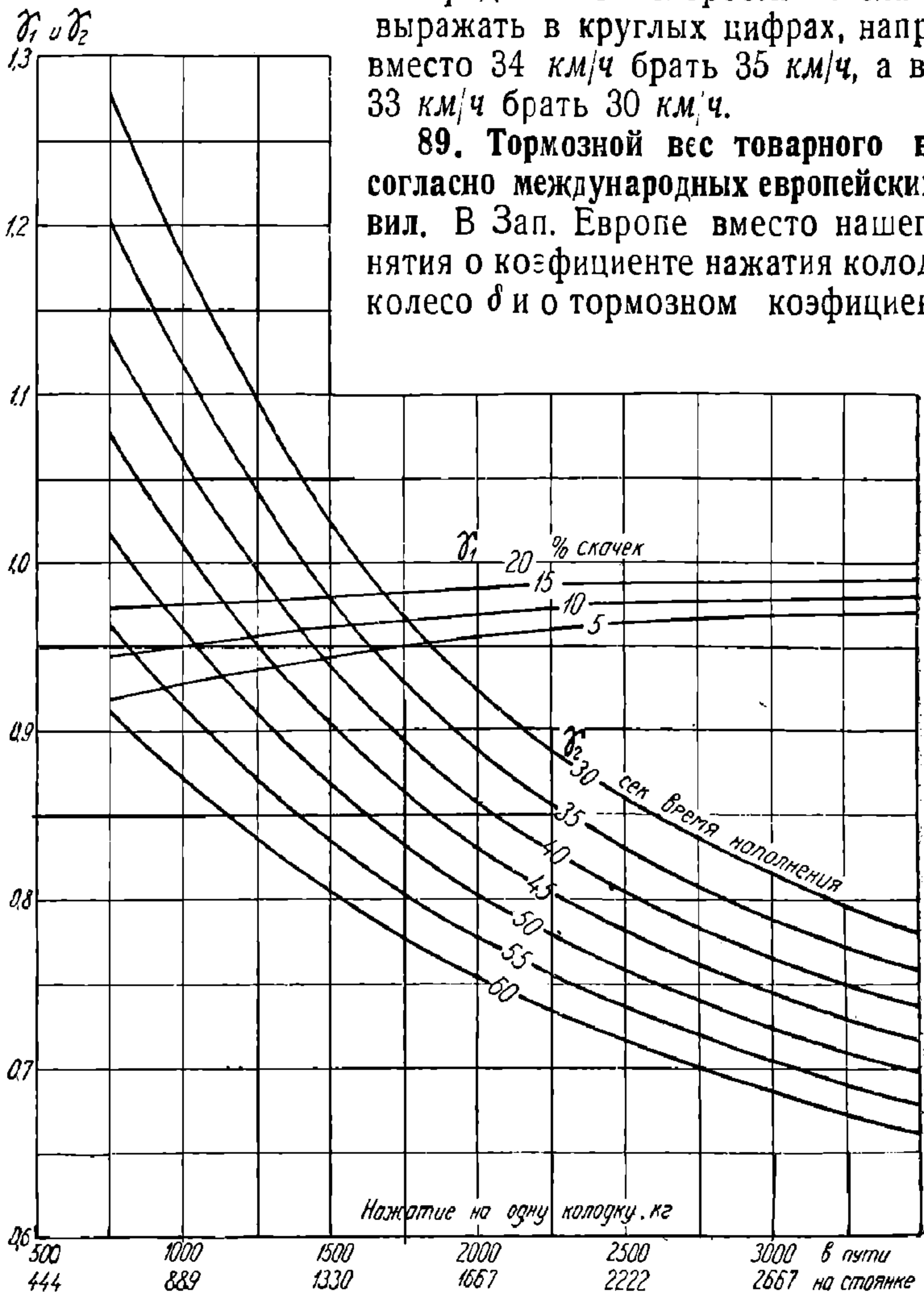


Фиг. 172. Автоматические тормоза товарного типа;  $s_m = 1$  ( $\vartheta$ ,  $V_n$ )  
при  $i = -20\text{‰}$ .

Символом  $Q_m$  обозначен вес тары всех вагонов состава. При двойной или тройной тяге под  $P$  следует понимать суммарный вес всех локомотивов (паровозов и тендеров), а под  $X_m$  — суммарное нажатие тормозных колодок всех локомотивов (паровозов и тендеров).

Предельные скорости желательно выражать в круглых цифрах, например, вместо 34 км/ч брать 35 км/ч, а вместо 33 км/ч брать 30 км/ч.

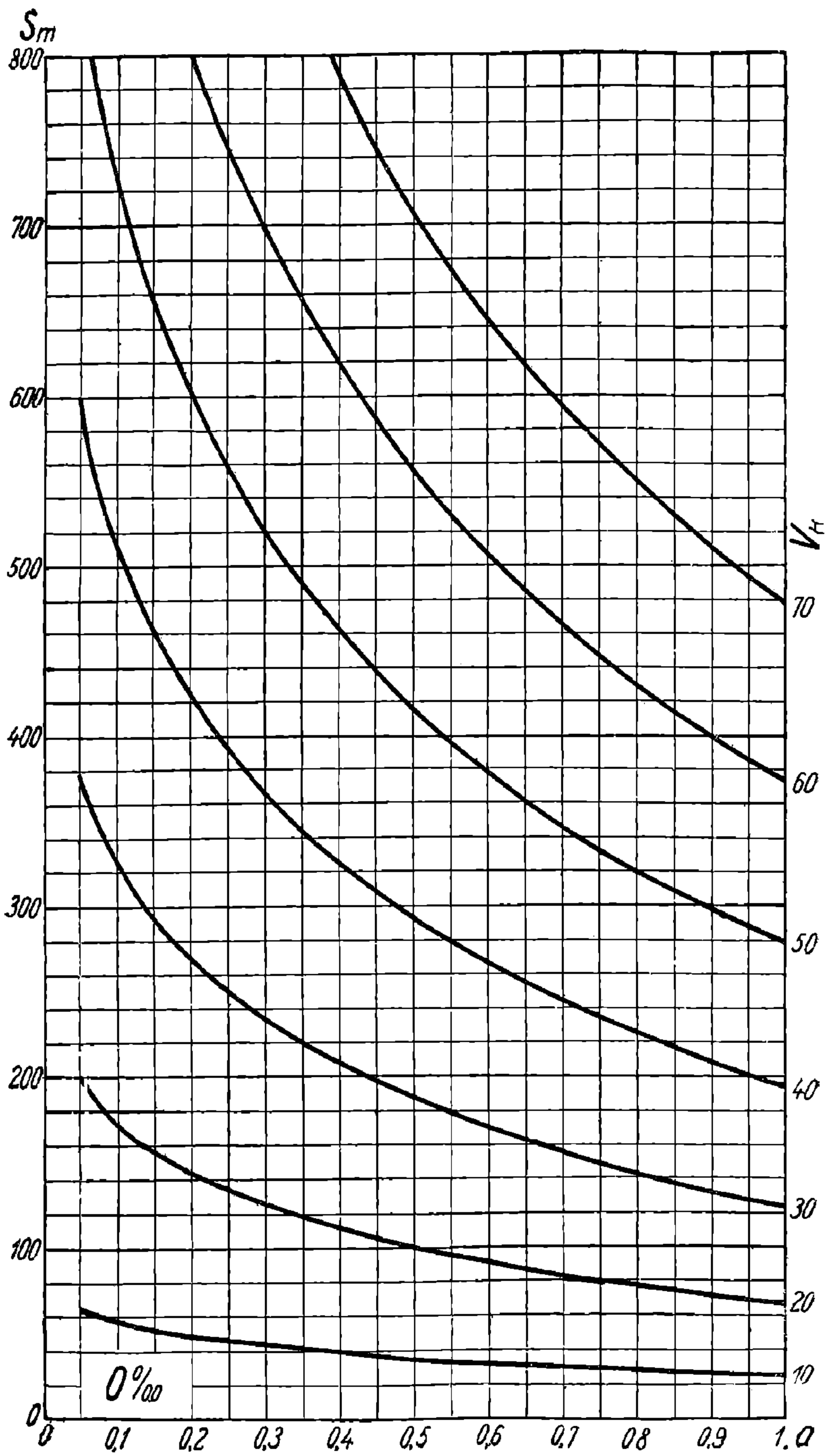
89. Тормозной вес товарного вагона согласно международных европейских правил. В Зап. Европе вместо нашего понятия о коэффициенте нажатия колодки на колесо  $\delta$  и о тормозном коэффициенте  $\vartheta$



Фиг. 173. Коэффициенты затормаживания вагона  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$ .

употребительно понятие о тормозном (затормаживаемом) весе вагона. Это же понятие употреблялось в России примерно до 1910 г., когда оно было заменено более естественным понятием о действительном коэффициенте нажатия колодки. Под тормозным весом понимается та часть веса вагона, которая соответствует заданному наибольшему коэффициенту нажатия, например, коэффициенту 0,7; иначе говоря, тормозной вес вагона равен сумме действительных нажатий на колодки, разделенной на некоторый постоянный коэффициент, обычно 0,7.

УДУРНТ  
(ДІІТ)



Фиг. 174, Расчетный тормозной путь по западноевропейской формуле.



В последнее время (1932/33 гг.) вводится уточненное понятие о тормозном весе в случае автоматического тормоза товарного типа с поправкой на характер повышения давления в тормозном цилиндре при торможении, а именно, под тормозным весом  $B$  товарного вагона понимается величина:

$$B = p \cdot n \cdot \frac{10}{7} \cdot \gamma, \quad (173)$$

где

$p$  — давление на одну колодку, измеренное во время движения и равное (среднее из опытов)  $\frac{9}{8}$  давления на колодку, измеренного на стоянке, без ударов по тормозной передаче, при полном торможении с давления в магистрали 5 атм, при среднем ходе поршня;

$n$  — число тормозных колодок;

$\gamma$  — коэффициент затормаживания вагона, равный произведению двух коэффициентов:

$$\gamma = \gamma_1 \cdot \gamma_2, \quad (174)$$

определяемых по фиг. 173.

$\gamma_1$  — коэффициент скачка давления, зависящий от нажатия на колодку и от процентного соотношения между давлением в тормозном цилиндре после первоначального скачка (фиг. 138) и полным давлением в тормозном цилиндре;

$\gamma_2$  — коэффициент времени наполнения, зависящий от нажатия на колодку и от времени наполнения тормозного цилиндра до давления в 95% от полного.

Например, при нажатии на колодку в пути 1600 кг, скачке в 0,5 атм, полном давлении 3,4 атм. и времени наполнения 45 с,  $\gamma_1 = 0,98$  (для скачка в 15%),  $\gamma_2 = 0,89$ ,  $\gamma = \gamma_1 \cdot \gamma_2 = 0,87$ .

Тормозной вес вагона, округленный до полных тонн (0,5 и выше — вверх, меньше 0,5 — вниз), пишется на боковых швеллерах вагона, около названия тормоза.

При наличии двух режимов торможения (порожний и груженный режимы) тормозной вес при каждом режиме определяется так же, как выше для одного режима. Тот наименьший вес брутто вагона, при котором можно уже поставить груженный режим, определяется, как произведение суммы давлений на все колодки вагона, измеренных во время движения (или  $\frac{9}{8}$  давлений на стоянке) при наименьшем ходе поршня, на  $\frac{100}{85}$ . Это произведение округляется до

целых тонн в сторону увеличения и надписывается у режимного рычага между числами, обозначающими тормозной вес вагона при порожнем и груженом режимах.

Наибольший тормозной путь определяется по формуле:

$$s_m = \frac{4,25V_n^2}{40a \frac{13,6 + 40a}{0,6 + 40a} \cdot \frac{V_n}{V_n + 30} + 0,0006V^2 + 3,6}, \quad (175)$$

где  $a$  — коэффициент торможения поезда, т. е. отношение тормозного веса поезда к полному весу поезда. Тормозной вес поезда составляется из суммы тормозных весов вагонов + сумма нажатий колодок на колеса паровоза и тендера.

Формула 175 представлена графически на фиг. 174.

НЕ  
УДУНТИ  
(ДИТ)

## ГЛАВА X

### РАСЧЕТ ВРЕМЕНИ ХОДА ПОЕЗДОВ

**90. Способы расчета и общие сведения.** Способов расчета времени хода, нужного для прохождения заданным поездом определенного перегона, существует довольно много, той или иной степени точности и той или иной степени сложности и трудности. Все способы могут быть разбиты на две группы: так называемые „точные“ и так называемые „приближенные“. В сущности говоря, способы обеих групп — приближенные, так как основаны на допущениях, не соответствующих действительности; но допущения, положенные в основу точных способов, могут быть сделаны сколь угодно близкими к действительности (с соответствующим увеличением расхода времени на расчет), а допущения, положенные в основу приближенных способов, всегда далеки от действительных явлений, происходящих с поездом, хотя и дают результаты, практически вполне приемлемые во всех случаях, когда не требуется особой точности расчета.

К точным способам относятся способы, учитывающие неравномерное движение поезда на элементе профиля; они основаны на замене непрерывно изменяющейся силы, действующей на поезд, постоянной силой, изменяющейся ступенями. Из имеющих практическое применение такими способами являются, примерно в порядке точности, следующие способы: аналитический, Липеца-Лебедева, Цезара, Липеца-Мюллера, Дегтерева, Мелентьева. За исключением первого, все эти способы — графические или графономографические.

Аналитический способ с учетом неравномерного движения поезда на элементе профиля, основанный на применении формул 119, 125 и 131, хотя и поставлен на первое место по точности, практически не имеет никаких преимуществ, даже в точности перед графическим способом Липеца-Лебедева, значительно уступая всем графическим способам в затрате времени и умственной энергии, в наглядности и легкости проверки.

Способы Липеца-Лебедева (пп. 57 и 58), Цезара и Липеца-Мюллера (пп. 57 и 60) основаны на допущении, что в некоторых (любых, произвольно выбираемых) интервалах скорости удельная равнодействующая сила  $f_k - w_k - b$  постоянна и равна ее значению при средней скорости. В способе Липеца-Мюллера вводится, кроме того, другое допущение: в пределах некоторых интервалов времени (равных и заранее произвольно выбираемых) скорость поезда постоянна и равна ее значению в середине интервала времени.

Способ Дегтерева основан на допущении, что в пределах некоторых интервалов времени (равных и заранее произвольно выби-

раемых) сила постоянна и равна: в нечетных интервалах — ее значению в момент начала интервала, а в четных интервалах — ее значению в конце интервала.

Способ Мелентьева основан на допущении, что в пределах некоторых интервалов времени (равных и заранее произвольно выбираемых) сила постоянна и равна ее значению в момент начала интервала, умноженному на некоторый постоянный поправочный коэффициент.

В способе Липеца-Лебедева всегда строятся кривые  $V = f(s)$  и  $t = f(s)$ . В способе Цезара строится кривая  $t = f(s)$ ; кривая же  $V = f(s)$  может не строиться. В способе Липеца Мюллера строится кривая  $V = f(s)$ , а время определяется подсчетом количества интервалов, получаемых на оси пути. В способах Дегтерева и Мелентьева не строится ни кривой  $V = f(s)$ , ни кривой  $t = f(s)$ , время же определяется подсчетом количества интервалов, получаемых на оси пути. Само собой разумеется, что кривые  $V = f(s)$  и  $t = f(s)$  могут быть построены при любом способе дополнительно, если они не получаются, как результат построений, свойственных самому способу.

Кривые  $V = f(s)$  и  $t = f(s)$  полезно строить при любом способе расчета, в том числе и при аналитическом способе, во-первых, для самопроверки, а во-вторых, для того, чтобы одним взглядом на кривые, особенно на кривую  $V = f(s)$ , можно было охватить все условия и особенности движения поезда.

К приближенным способам относятся основанные на предположении, что поезд на каждом элементе профиля (участке однообразной крутизны) движется равномерно, со скоростью, зависящей от крутизны элемента, но не зависящей от его длины, при чем скорость поезда на переломах (границах элементов профиля) меняется мгновенно от величины, соответствующей крутизне предыдущего элемента до величины, соответствующей крутизне последующего элемента. Такими способами являются, примерно в порядке уменьшения точности, следующие: способ равновесных скоростей (так называемый графоаналитический), способ эквивалентных подъемов и способ заданных скоростей.

В способе равновесных скоростей предполагается, что поезд движется на элементе профиля со скоростью, соответствующей равенству силы тяги и сопротивления, т. е. с той, к достижению которой поезд в действительности стремится, идя по данному элементу профиля, и которой он достигает при достаточной длине элемента.

Способ эквивалентных подъемов является упрощением способа равновесных скоростей при массовых подсчетах для эксплуатируемых железных дорог. В этом способе профиль всего перегона заменяется одним элементом однообразной крутизны, к каковому элементу применяется способ равновесных скоростей.

Способ заданных скоростей (Дегтерева) является упрощением способа равновесных скоростей при предварительных подсчетах для проектируемых железных дорог. Этот способ является, в сущности, способом равновесных скоростей с заменой действительной зависимости времени прохождения 1 км при равновесной скорости от крутизны элемента пути зависимостью, выражающейся графически

чески двумя или тремя отрезками прямых, определяемых тремя заданными скоростями: на предельных подъемах (напр. 15 км/ч), на площадках (напр. 40 км/ч) и на предельных спусках (напр. 30 км/ч).

Особо следует упомянуть о точных механических способах расчета времени хода поездов с помощью специальных машин интеграторов, механически преобразующих кривую силы в функции скорости в кривые скорости и времени — в функции пути. Такими машинами являются интегратор Боровского, исполненный в нескольких экземплярах в Воронежских мастерских Юго-Восточных ж. д., и интеграторы Дегтерева и Супруненко.

Интеграторы не привились в жизни вследствие своей высокой стоимости и сложности, необходимости специальной квалификации работника и трудности проверки.

В тех случаях, когда по условиям эксплуатации время хода поезда от станции до станции необходимо определить с точностью до минуты или даже до частей ее, необходимо применять точные способы (напр. Липеца-Лебедева).

При применении точных способов на перегонах перевалистого профиля, в особенности, если, кроме времени хода, желательно получить и правдоподобную кривую скорости, необходимо принимать в расчет выработанный практикой или специально установленный способ езды, т. е. управления локомотивом и тормозами, считаясь с местными условиями, видимостью сигналов и т. п.

В соответствии с этим рекомендуется при таких расчетах силу тяги брать по кривым для определенных комбинаций открытия регулятора и отсечки, а в случае, если сила тяги берется по кривым, соответствующим определенным интенсивностям парообразования, принимать во внимание возможность займов из котла при перевалистом профиле.

Для проектируемых железных дорог во всех случаях, а также для дорог, эксплуатируемых в случаях, не требующих особой точности расчета, вполне допустимо применение приближенных и упрощенных способов, основанных на предположении равномерного движения поезда на элементе профиля со скоростью, соответствующей равенству силы тяги и сопротивления.

Для проектируемых железных дорог время хода и расход воды для товарных поездов должны определяться:

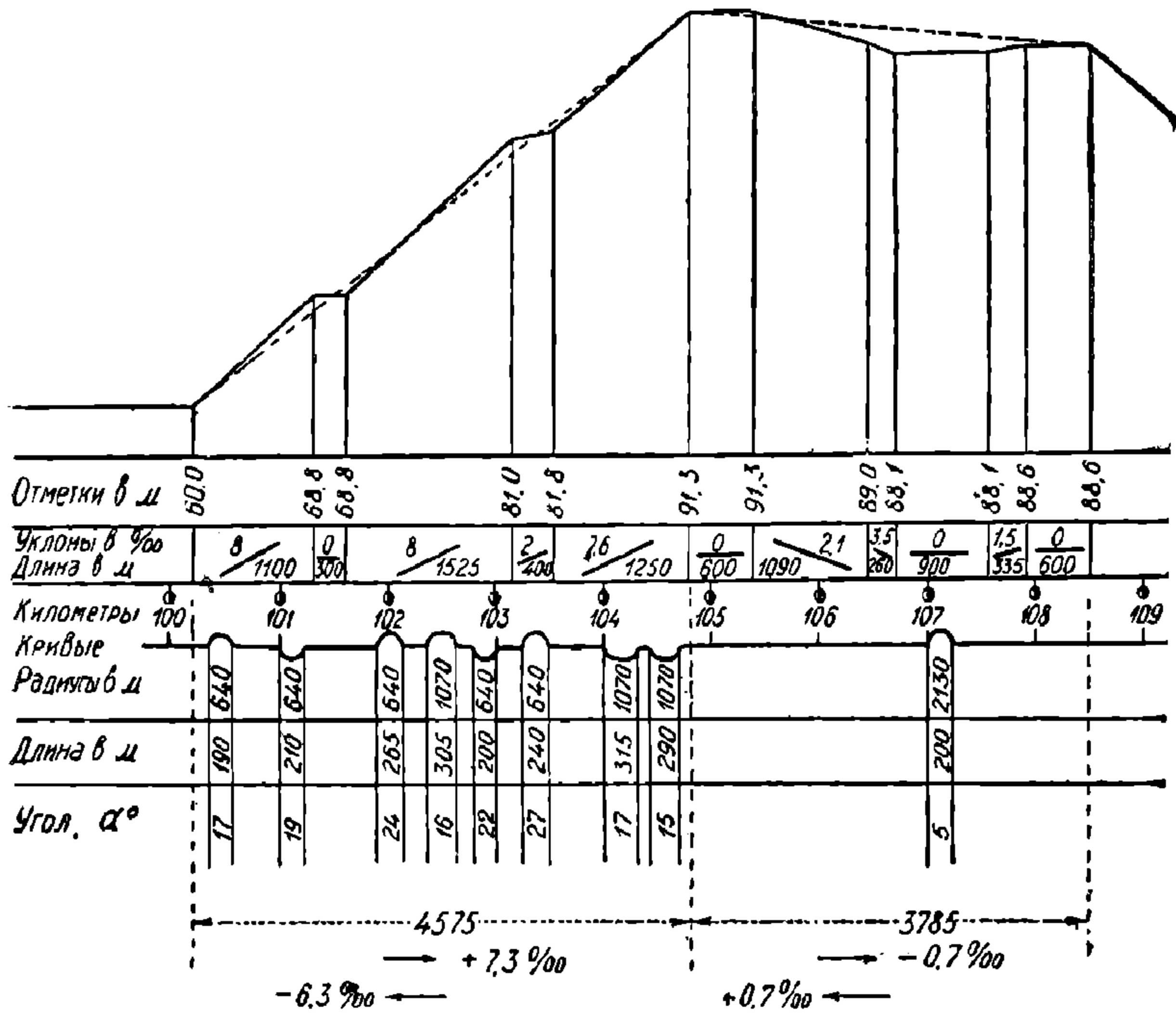
а) при расчете наибольшей пропускной способности — соответственно выбранной серии паровозов и топливу, если таковые будут установлены при проектировании дороги: в противном случае — по заданным скоростям на руководящем подъеме, спуске и на площадке;

б) при расчете на первоначальную пропускную способность — соответственно выбранной на основании экономических расчетов и утвержденной Народным комиссариатом путей сообщения серии паровоза из числа существующих: величина  $z_{ж}$  принимается по таблице 8, п. 18.

**91. Спрявление профиля.** Для ускорения работы необходимо пользоваться не действительным профилем участка, а так называемым спрявленным. Спрявленный профиль не следует смешивать с сокращенным профилем. Спрявление профиля состоит в том, что группы

рядом лежащих сходных по крутизне элементов профиля заменяются одним прямым в профиле и плане элементом, длина которого равна сумме длин входящих в него элементов, а уклон определяется тем условием, что работа сопротивления от него на всем протяжении равна суммарной работе сопротивлений от действительных уклонов и от кривых спрямляемой группы элементов на всем их протяжении.

Спрявление профиля состоит из трех операций: 1) разбивка перегона на участки примерно однообразного профиля; 2) спрям-



Фиг. 175. Спрявление профиля.

ление каждого участка в профиле, т. е. замена всех уклонов участка одним; 3) спрявление каждого участка в плане, т. е. превращение кривых участка в воображаемый добавочный подъем.

Для иллюстрации спрявления на фиг. 175 изображен кусок профиля, спрямленный в два элемента. В верхней части сплошными линиями изображен действительный профиль в масштабе 1 км длины = 1 мм; 1 м возвышения одного пункта над другим = 10 мм. Переломы профиля обозначены вертикальными линиями. Участок профиля между двумя смежными переломами называется элементом профиля. В первой графе выписаны отметки переломов профиля, т. е. их высоты над уровнем моря в метрах (в старых профилях — в саженьях); во второй графе даны уклоны (подъемы и спуски) элементов профиля в тысячных и длины элементов в метрах (в старых профилях — в саженьях). Значения уклонов и длин разделены наклонной чертой, показывающей направление подъема. Отметки  $h$ , длина  $s$  и уклон  $i$  связаны формулой:

$$i = \frac{(h_{n+1} - h_n) \cdot 1000}{s_{n,n+1}} \text{‰} \quad (176)$$

Например, для первого элемента нашего профиля:

$$i = \frac{(68,8 - 60,0) \cdot 1000}{1100} = +8,0\text{‰}.$$

Эта формула справедлива и для профилей, в которых  $h$  и  $s$  выражены в саженьях.

Ниже графы, изображающей километровые знаки, идут графы, относящиеся к плану линии железной дороги: расположение кривых, их радиусы в метрах, их длины в метрах и их углы (центральные углы кривых) в градусах (фиг. 100).

Угол  $\alpha^\circ$ , длина кривой  $s_r$  в м и радиус  $R$  в м связаны формулой 63:

$$\alpha^\circ = 57,3 \frac{s_r}{R}. \quad (63)$$

Формула 63 сохраняет свою силу и в том случае, если  $s_r$  и  $R$  выражены в саженьях. Угол кривой  $\alpha$  достаточно вычислять с точностью до  $1^\circ$ .

Следует иметь в виду, что иногда на профилях даются не центральные углы кривых  $\alpha$ , а дополнительные к ним до  $180^\circ$ . Какие из этих двух углов даны, легко определить по величине их.

Назовем направление вправо—нечетным, а влево—четным. Первой операцией спрямления изображенный на фиг. 175 профиль разбит на два участка однообразного профиля: первый участок—длиной 4575 м, второй участок—длиной 3785 м. Более подробные указания о первой операции будут даны в дальнейшем.

Второй операцией спрямления заменяем все элементы спрямляемого участка одним, показанным на фиг. 175. штриховой линией, имеющим уклон:

$$i' = \frac{(h_{n+1} - h_n) \cdot 1000}{s_e} \text{‰}, \quad (177)$$

где  $h_{n+1}$  и  $h_n$ —отметки профиля, соответствующие границам спрямляемого участка, а  $s_e$ —его длина в тех же единицах, как и отметки, т. е. то и другое—в метрах или то и другое—в саженьях (для старых профилей).

Для первого участка имеем:

$$i'_e = \frac{(91,3 - 60,0) \cdot 1000}{4575} = +6,84 \cong +6,8\text{‰};$$

для второго участка:

$$i'_e = \frac{(88,6 - 91,3) \cdot 1000}{3785} = -0,71 \cong -0,7\text{‰}.$$

То и другое—в нечетном направлении; в четном направлении величины  $i'_e$  те же, но с обратным знаком.

Третьей операцией спрямления распределяем сопротивление от кривых, находящихся в пределах спрямленного участка, равномерно по всему участку и определяем добавочный фиктивный подъем  $i''_e$ , заменяющий собой сопротивление от кривых, по формуле:

$$i''_e = \frac{750}{s_e} \sum \frac{s_r}{R} = \frac{13}{s_e} \sum \alpha^\circ \text{‰}. \quad (178)$$

Если  $s_e$  выражено в саженях, то вместо коэффициента 13 следует поставить коэффициент 6.

В специальных случаях, оговоренных в п. 37, может быть применена другая формула для  $i''_e$ :

$$i''_e = \frac{630}{s_e} \sum \frac{s_r}{R} = \frac{11}{s_e} \sum \alpha^\circ /_{\infty}, \quad (179)$$

В нашем примере для первого участка  $i'_e = \frac{13}{4575} \cdot 157 = 0,5^\circ /_{\infty}$ ,

для второго участка  $i''_e = \frac{13}{3785} \cdot 5 = 0,02 \cong 0$ .

Спрямоленный уклон

$$i_e = i'_e + i''_e \quad (180)$$

Следует иметь в виду, что  $i''_e$  всегда положительно и в частном случае может быть равно нулю;  $i'_e$  в одном направлении положительно, в другом—отрицательно, в частном случае может быть равно нулю. Поэтому  $i_e$  в нечетном и четном направлениях в общем случае имеют не только разные знаки, но и разную абсолютную величину.

В нашем примере для первого участка в нечетном направлении  $i_e = +6,8 + 0,5 = +7,3^\circ /_{\infty}$ , в четном направлении  $i_e = -6,8 + 0,5 = -6,3^\circ /_{\infty}$ ; для второго участка в нечетном направлении  $i_e = -0,7 + 0 = -0,7^\circ /_{\infty}$ , а в четном  $i_e = +0,7 + 0 = +0,7^\circ /_{\infty}$ .

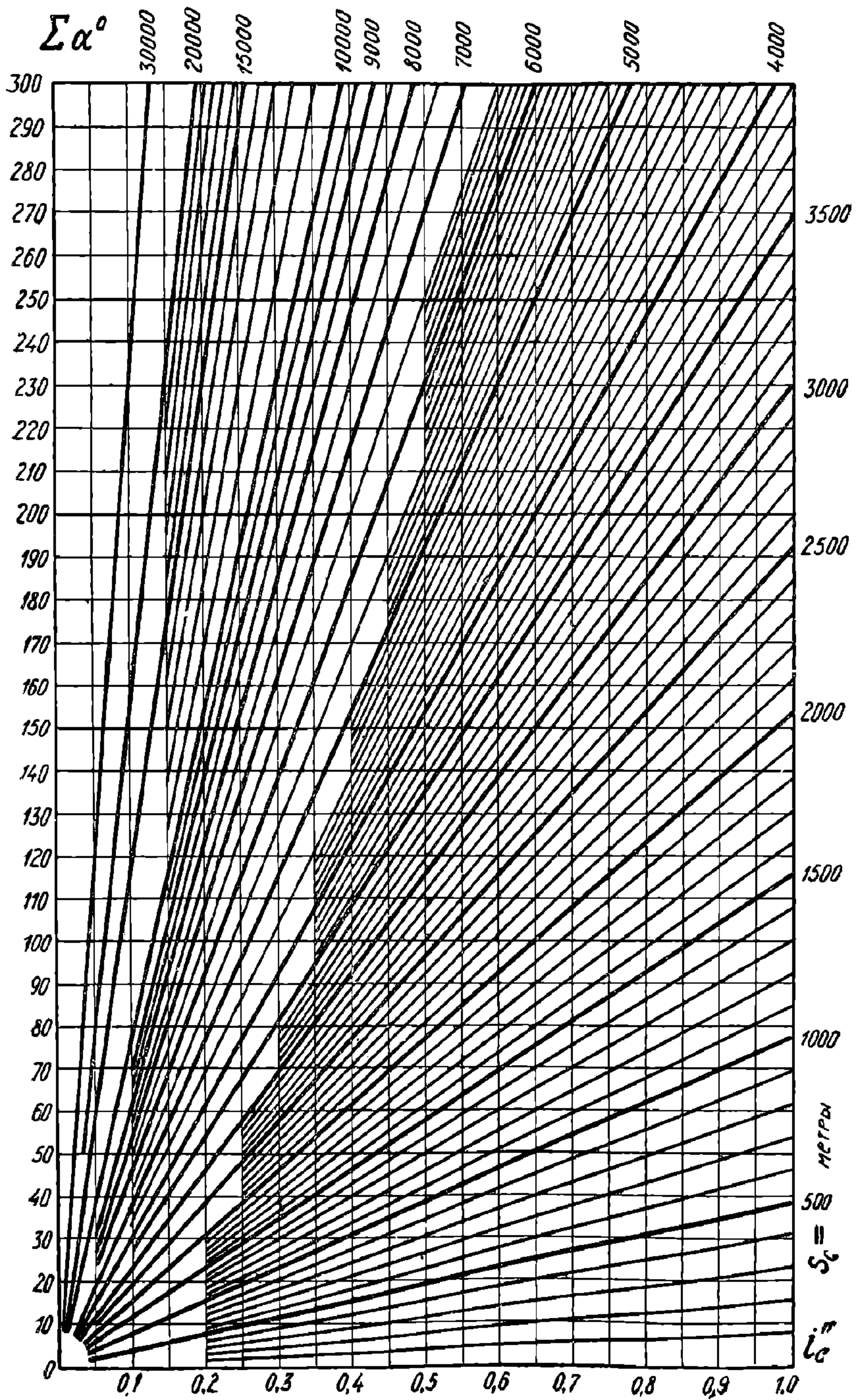
Для определения добавочного подъема  $i''_e$ , заменяющего кривые, вместо формулы 178 удобно пользоваться графиком фиг. 176, построенным по этой формуле. Например, определить  $i''_e$  на длине  $s_e = 2760$  м при  $\Sigma\alpha = 185^\circ$ . Пересечение мысленных линий  $s_e = 2760$  и  $\Sigma\alpha = 185$  дает  $i''_e$  больше 0,85, но меньше 0,9; следовательно,  $i''_e = 0,9^\circ /_{\infty}$ . Другой пример: на длине  $s_e = 16000$  м  $\Sigma\alpha = 500^\circ$ ; определить  $i''_e$ . Уменьшаем  $s_e$  и  $\Sigma\alpha$  в одинаковое число раз, например в 10, и определяем  $i''_e = 0,4^\circ /_{\infty}$ .

Возвратимся к выбору границ группы элементов профиля, спрямляемых в один участок (элемент) длиной  $s_e$ . Чем большая точность требуется от расчетов, тем осторожнее следует быть при спрямлении, особенно, если требуется получить близкую к действительности кривую  $V = f(s)$ . С другой стороны, при тех способах расчета времени хода, которые основаны на установившихся скоростях, умеренное спрямление профиля даже повышает точность расчета и значительно облегчает массовые расчеты. Во всяком случае, могут быть спрямлены любые кривые, и при выборе границ спрямленного участка не следует обращать внимания на радиусы и углы кривых.

Для ориентировки в выборе границ спрямленных участков при расчетах времени хода точными способами рекомендуется пользоваться следующим практическим правилом:

$$s \leq \frac{2000}{\Delta i} \text{ м}, \quad (181)$$

где  $s$ —длина каждого элемента спрямляемого участка в метрах, а  $\Delta i$ —абсолютная разность между общим уклоном спрямляемого участка и уклоном данного элемента в тысячных.



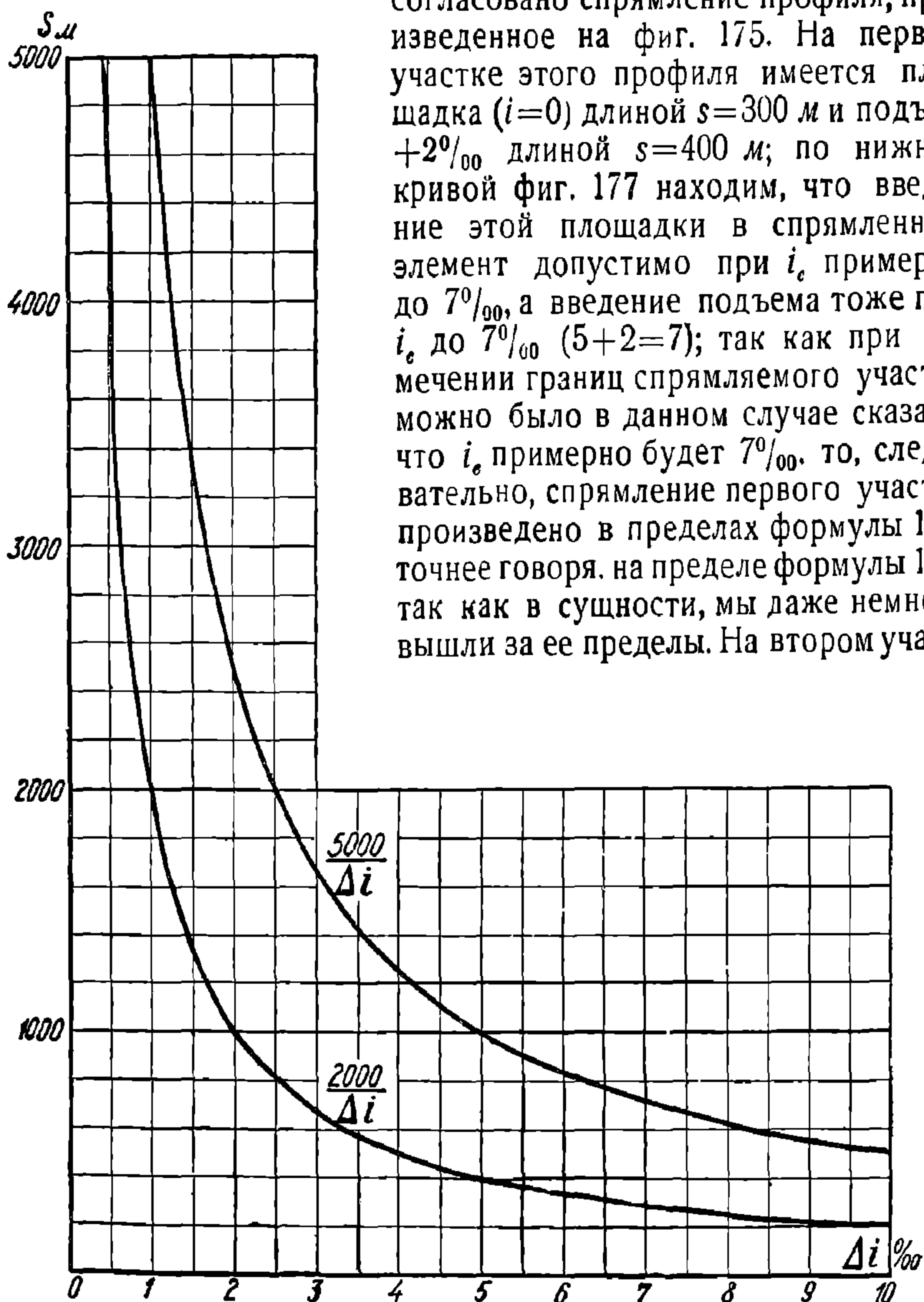
Фиг. 176. Добавочный подъем, заменяющий кривые.



При расчете времени хода приближенными способами можно спрямлять гораздо смелее, примерно в пределах формулы:

$$s \leq \frac{5000}{\Delta i} \text{ м.} \quad (182)$$

Формулы 181 и 182 изображены графически на фиг. 177. Для примера пользования этим графиком проверим, с какой формулой согласовано спрямление профиля, произведенное на фиг. 175. На первом участке этого профиля имеется площадка ( $i=0$ ) длиной  $s=300$  м и подъем  $+2\text{‰}$  длиной  $s=400$  м; по нижней кривой фиг. 177 находим, что введение этой площадки в спрямленный элемент допустимо при  $i_e$  примерно до  $7\text{‰}$ , а введение подъема тоже при  $i_e$  до  $7\text{‰}$  ( $5+2=7$ ); так как при намечении границ спрямляемого участка можно было в данном случае сказать, что  $i_e$  примерно будет  $7\text{‰}$ , то, следовательно, спрямление первого участка произведено в пределах формулы 181; точнее говоря, на пределе формулы 181, так как в сущности, мы даже немного вышли за ее пределы. На втором участ-

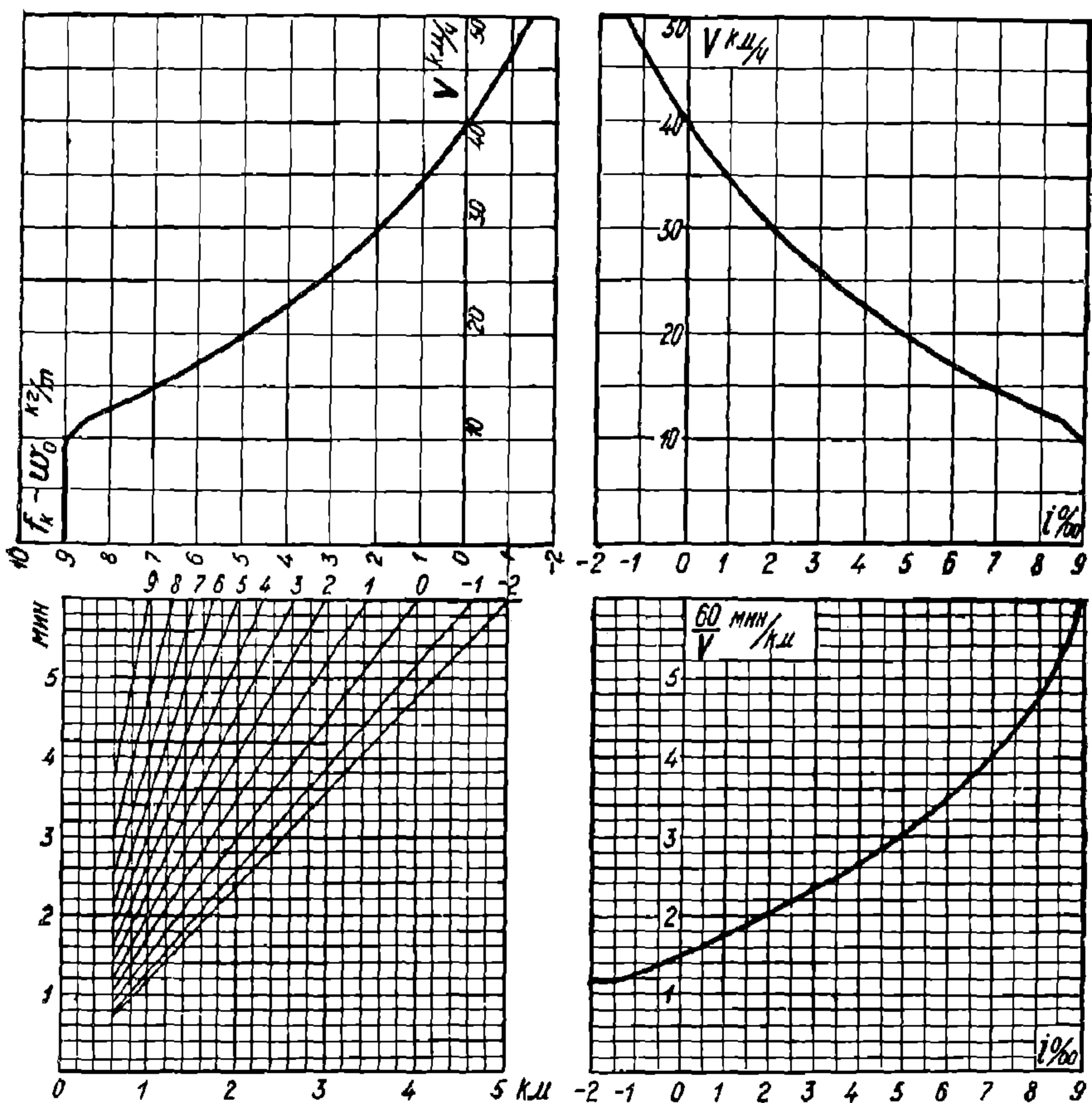


Фиг. 177. Длина и уклон элемента, входящего в спрямляемый участок.

ке с предполагавшимся спуском около  $1\text{‰}$  имеется обратный подъем в  $1,5\text{‰}$  длиной 335 м; при  $\Delta i = 1,5 - (-1) = 2,5$  по нижней кривой можно было допустить обратный подъем в  $1,5\text{‰}$  длиной до 800 м.

92. Определение времени хода поезда по способу равновесных скоростей. Этот способ наиболее распространен вследствие своей элементарности и простоты. Он относится к группе приближенных

способов и является основным и наиболее точным способом этой группы. В основу его положено заведомо неверное предположение, что на каждом элементе профиля (действительном или спрямленном из нескольких действительных элементов) поезд движется с равномерной скоростью, соответствующей равенству силы тяги и сопротивления. Эта скорость, соответствующая равновесию силы тяги и силы сопротивления, называется равновесной скоростью. Для заданного поезда она зависит только от крутизны уклона



Фиг. 178. Способ равновесных скоростей.

( $i_c$  при спрямленном профиле), и определить ее очень легко. Зная же скорость, с которой поезд идет на каждом элементе профиля, легко определить время прохождения каждого элемента, а суммируя — и время прохождения всего перегона.

Удобный способ этих подсчетов показан на фиг. 178 для поезда, ведомого паровозом серии Ш с составом в 850 т при форсировке котла  $z_{\text{н}} = 30 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$ . В верхнем левом углу построена кривая  $f_k - w_0$  в зависимости от  $V$ . Эта кривая целиком взята с фиг. 131. Из кривой следует, что в данном примере равновесная скорость на площадке равна 40 км/ч, потому что при этой скорости  $f_k - w_k = 0$ . Если поезд входит на площадку с подъема, то его скорость постепенно увеличивается, при достаточной длине площадки доходит до 40 км/ч и далее остается постоянной; если же поезд входит на пло-

шалку со спуска, то при переходе на площадку его скорость постепенно падает до 40 км/ч. По кривой  $f_k - w_0 = f(V)$  определить равновесную скорость для любого уклона так же легко, как и для площадки. Для площадки мы берем скорость, соответствующую пересечению кривой  $f_k - w_0$  с нулевой координатой силы; для уклонов (подъемов и спусков) мы должны взять скорость, соответствующую пересечению кривой  $f_k - w_0$  с той координатой силы, которая соответствует величине уклона, потому что для равенства силы тяги и сопротивления нужно, чтобы  $f_k - w_0 = i_c$ .

Например, равновесная скорость на подъеме 7‰ будет 15 км/ч, на спуске 1‰ будет 46 км/ч.

На основании этих соображений в правом верхнем углу фиг. 178 построена зависимость равновесной скорости  $V$  от уклона. Кривая  $V = f(i_c)$  является, в сущности, копией кривой  $V = f(f_k - w_0)$ , так как равновесная скорость соответствует равенству  $f_k - w_0 = i_c$ .

При подсчете времени хода удобно оперировать не со скоростью поезда  $V$  км/ч, а со временем прохождения 1 км в минуту  $\frac{60}{V}$ . На основании кривой  $V = f(i_c)$  в нижнем правом углу построена кривая  $\frac{60}{V} = f(i_c)$ . Эта кривая оборвана на спуске — 2‰, на котором поезд идет с предельной скоростью 50 км/ч по условиям верхнего строения пути. На спусках  $V$  и  $\frac{60}{V}$  зависят от тормозных средств поезда.

Кривую  $\frac{60}{V}$  легко дополнить для спусков, если заданы предельные скорости поезда на спусках; если же скорости не заданы, то ее следует построить, исходя из требования остановки поезда по сигналу на известном расчетном пути торможения.

Имея кривую  $\frac{60}{V} = f(i_c)$ , мы можем для любого профиля определить время хода: берем по очереди каждый элемент длиной  $s_c$ , имеющий уклон  $i_c$ , определяем по графику число минут, требуемое на прохождение 1 км этого уклона, умножаем это число минут на длину элемента в километрах, складываем все произведения и получаем время хода поезда по всему перегону.

Выше было сказано, что способ равновесных скоростей во всех его вариантах основан на явно неверном предположении. Тем не менее, этот способ дает для обычных случаев практики достаточно точные результаты, так как при большом количестве элементов профиля или при большой длине перегона преувеличение времени прохода одних элементов более или менее компенсируется преуменьшением времени прохода других элементов. Не компенсируется только потеря времени на разгон от пункта отправления и на замедление к пункту прибытия. Поэтому к полученной сумме времен прохода элементов для товарных поездов надо прибавить на перегон примерно 3 мин., считая 1,5 мин. на разгон и 1,5 мин. на остановку; на подход под воду следует добавить еще одну минуту, на разгон после длительной стоянки зимой — еще одну минуту. Для пассажирских поездов надо прибавить на перегон, на разгон и замедление, всего 1—2 мин. Правильно полезно определить по способу Липеца-Лебедева.

Для того, чтобы не делать утомительных перемножений длин элементов на время прохода 1 км, служит график в левом нижнем углу фиг. 178, который легко построить на основании графика  $\frac{60}{V} = f(i_c)$ . Ординаты этого графика дают время прохода всего элемента. Построение этого графика очень просто: по оси абсцисс откладываем километры в том же масштабе, как и на профиле, а по оси ординат—минуты в любом масштабе; на ординате, соответствующей 1 км, отмечаем точки, дающие время прохода 1 км из  $\frac{60}{V} = f(i_c)$ ,

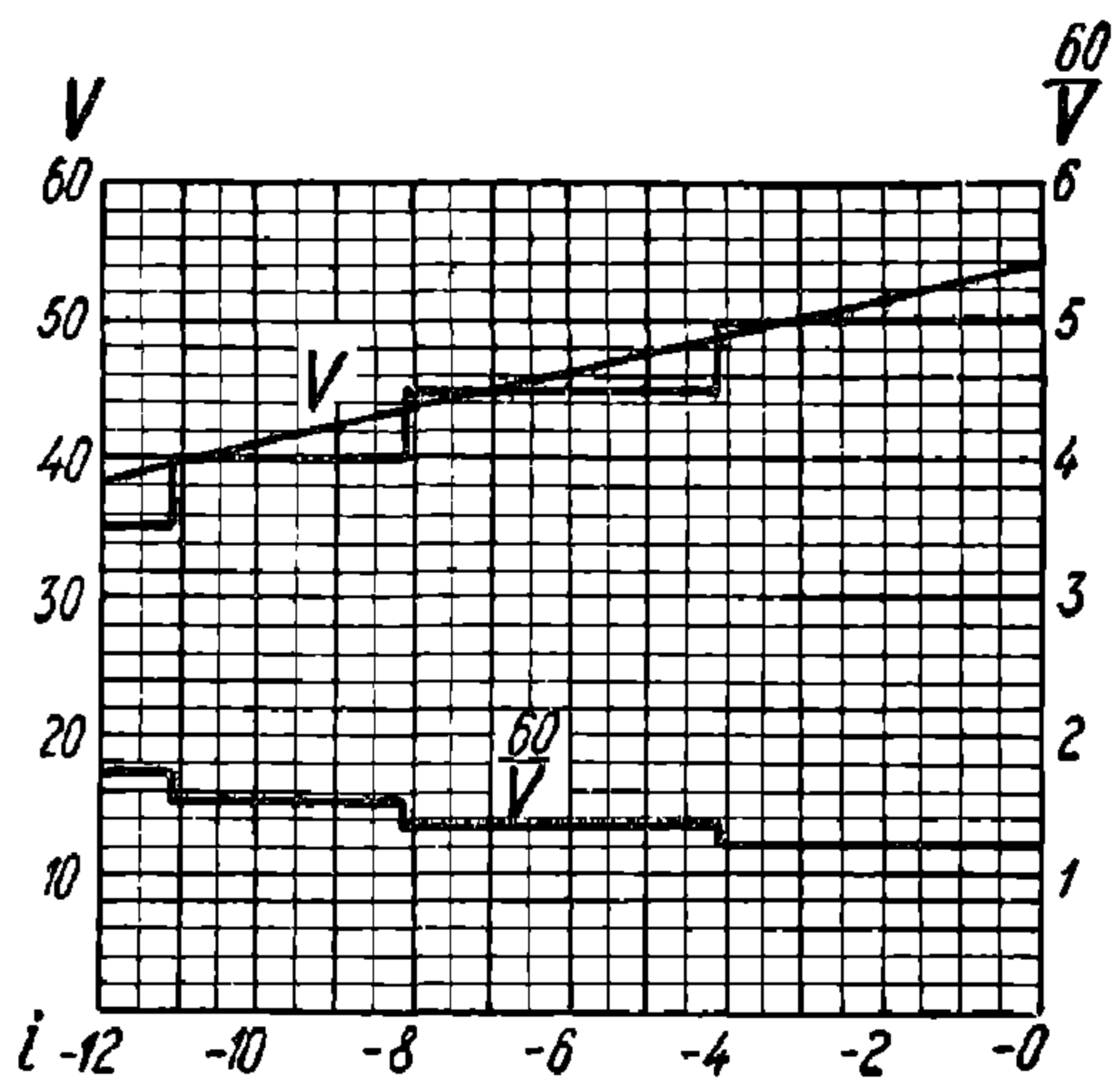
для различных уклонов; через эти точки и начало координат проводим прямые, и график готов. Например, время прохода элемента длиной 2,4 км, имеющего подъем  $+1\text{‰}$ , равно по графику 4,2 мин.

Для практического пользования график нужно делать на миллиметровке, примерно до 10—15 км (по длине наибольшего элемента профиля на участке) и примерно до 30—50 мин.

Еще более облегчается вся работа и становится нагляднее, если график сделать на прозрачной бумаге. Тогда, накладывая график на профиль так, чтобы оси пути были параллельны, а начало координат графика совпадало с началом отсчета времени каждого элемента, и прокалывая булавкой соответствующую точку на наклонной линии графика, мы получим на профиле ряд проколов. При первом и последнем проколах ставим график на 1,5 мин. выше. Очевидно, что расстояние последнего прокола по вертикали от оси пути даст в масштабе время прохода всего перегона. Чтобы не выходить за пределы ширины профиля, необходимо через определенное количество минут сносить точку на ось пути. Так как все арифметические действия отпадают, а расположение проколов на профиле (особенно, если их соединить линиями) служит проверкой всей работы, то ошибки почти исключаются.

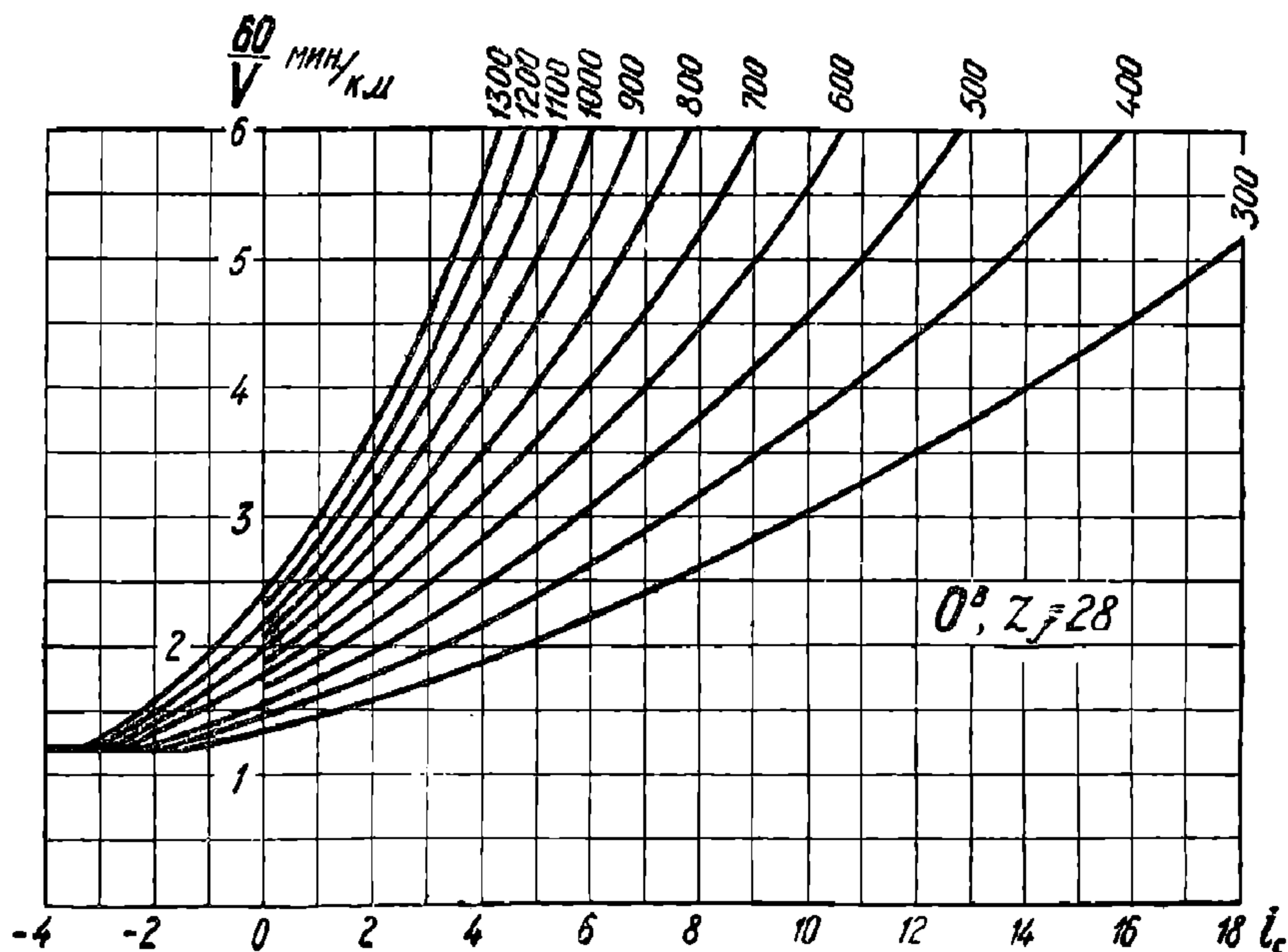
Вернемся к кривой  $\frac{60}{V}$  для спусков и дополним эту кривую в нашем примере, предположив, что поезд идет на непрерывном тормозе товарного типа с  $\vartheta = 0,12$  при расчетном пути торможения 800 м и  $\varphi_k = 0,2 - 0,0015 V$ . Берем соответствующую кривую  $V = f(i)$  с фиг. 152 и строим  $\frac{60}{V} = f(i)$ . Но лучше сделать так, как это

сделано на фиг. 179, т. е. заменить кривую  $V = f(i)$  ступенчатой линией с ограничениями скорости в круглых цифрах: 50 для спусков до  $4\text{‰}$  включительно, 45—для спусков от  $4,1\text{‰}$  до  $8\text{‰}$  и т. д.,

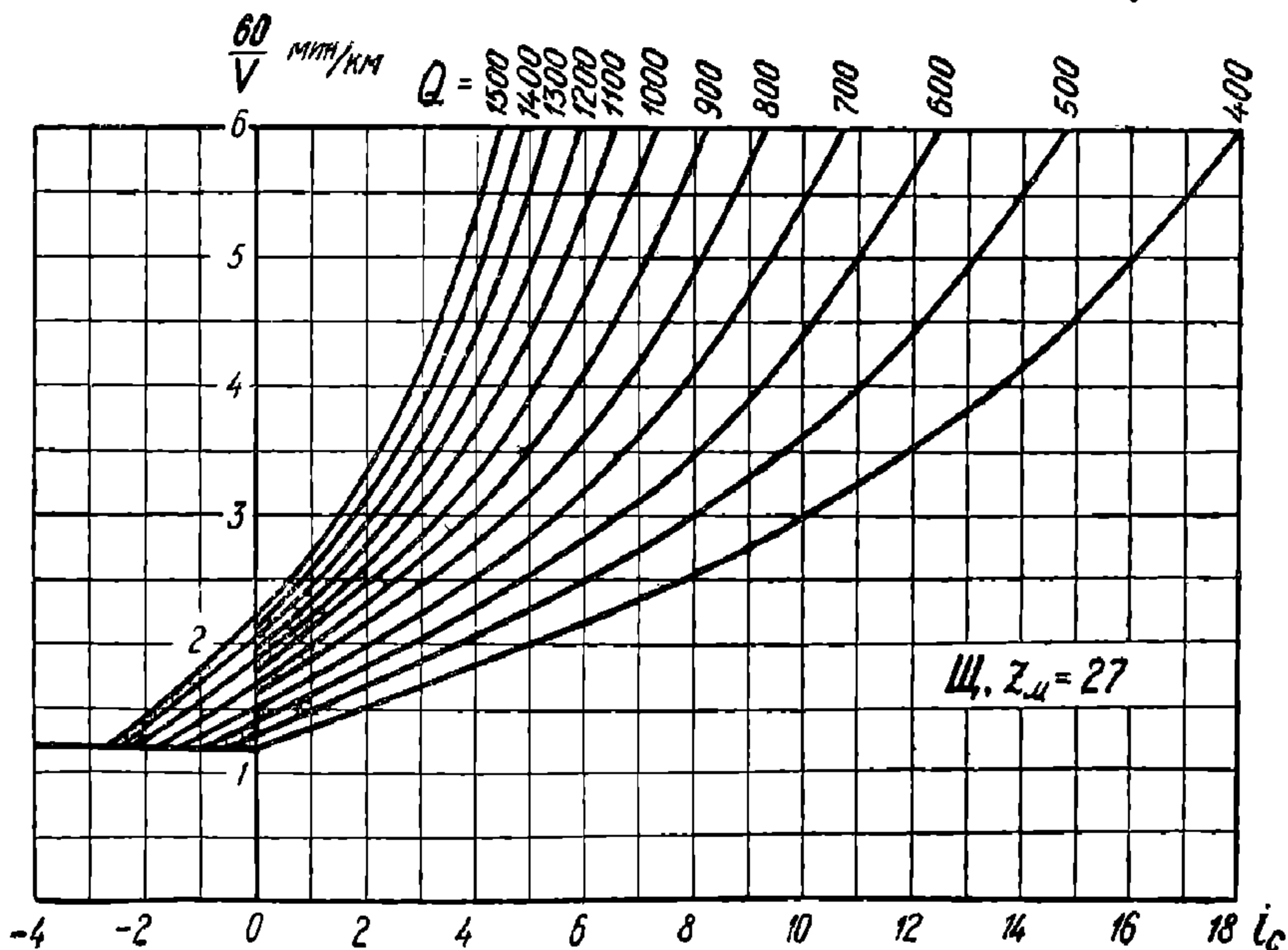


Фиг. 179. Ограничение  $V$  на спусках.

и уже исходя из ступенчатой зависимости  $V = f(i)$ , построить ступенчатую же зависимость  $\frac{60}{V} = f(i)$ .



Фиг. 180. Паровоз  $O^B$ ,  $z_n = 28$ ; время прохождения 1 км в минутах.



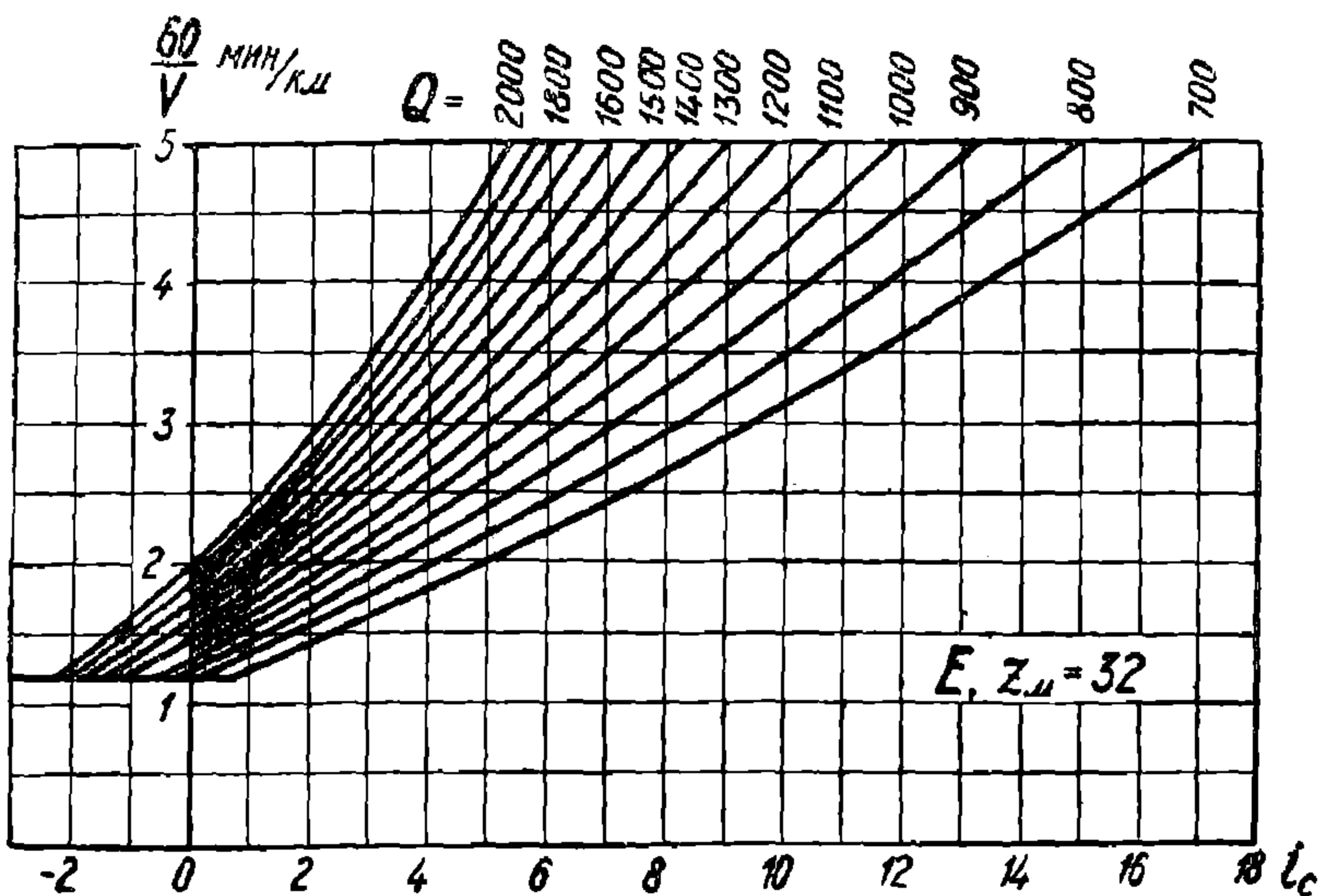
Фиг. 181. Паровоз Ш,  $z_n = 27$ ; время прохождения 1 км в минутах.

На фиг. 180—185 представлены кривые  $\frac{60}{V} = f(i_c)$  для паровозов:  $O^B$  при  $z_n = 28$ , Ш, при  $z_n = 27$ , Е при  $z_n = 32$ , Э при  $z_n = 33$ , Э<sup>у</sup> при  $z_n = 33$  и Э<sup>в</sup> при  $z_n = 36$ . Построение их ясно из предыдущего. Величины  $Q$  написаны у кривых. Уд. сопротивление  $w_0$  при

нято по формуле:  $w_0 = 1,5 + 0,05 V$ . Для ускорения построения кривых  $\frac{60}{V} = f(i_c)$  полезно составить примерно следующую табличку:

Паровоз Щ,  $z_{\text{ж}} = 27$ ,  $P = 120$

| V  | $\frac{60}{V}$ | $F_k$  | $w_0$ | $i_c$      |            |            |
|----|----------------|--------|-------|------------|------------|------------|
|    |                |        |       | $Q = 1500$ | $Q = 1400$ | $Q = 1300$ |
| 10 | 6              | 10 400 | 2,0   | 4,42       | 4,85       | 5,32       |
| 12 | 5              | 9 450  | 2,1   | 3,73       | 4,12       | 4,55       |
| 15 | 4              | 8 250  | 2,25  | 2,84       | 3,17       | 3,55       |
| 20 | 3              | 6 600  | 2,5   | 1,57       | 1,85       | 2,15       |
| 30 | 2              | 4 150  | 3,0   | -0,44      | -0,27      | -0,08      |
| 40 | 1,5            | 2 900  | 3,5   | -1,71      | -1,59      | -1,46      |
| 50 | 1,2            | 2 100  | 4,0   | -2,70      | -2,62      | -2,52      |



Фиг. 182. Паровоз Е,  $z_{\text{ж}} = 32$ ; время прохождения 1 км в минутах.

Уклон  $i_c$  в этой табличке вычисляется по формуле равенства силы тяги и полного сопротивления:

$$i_c = \frac{F_{\text{т}} - (Pw_0' + Qw_0'')}{P + Q} \text{ ‰} \quad (183)$$

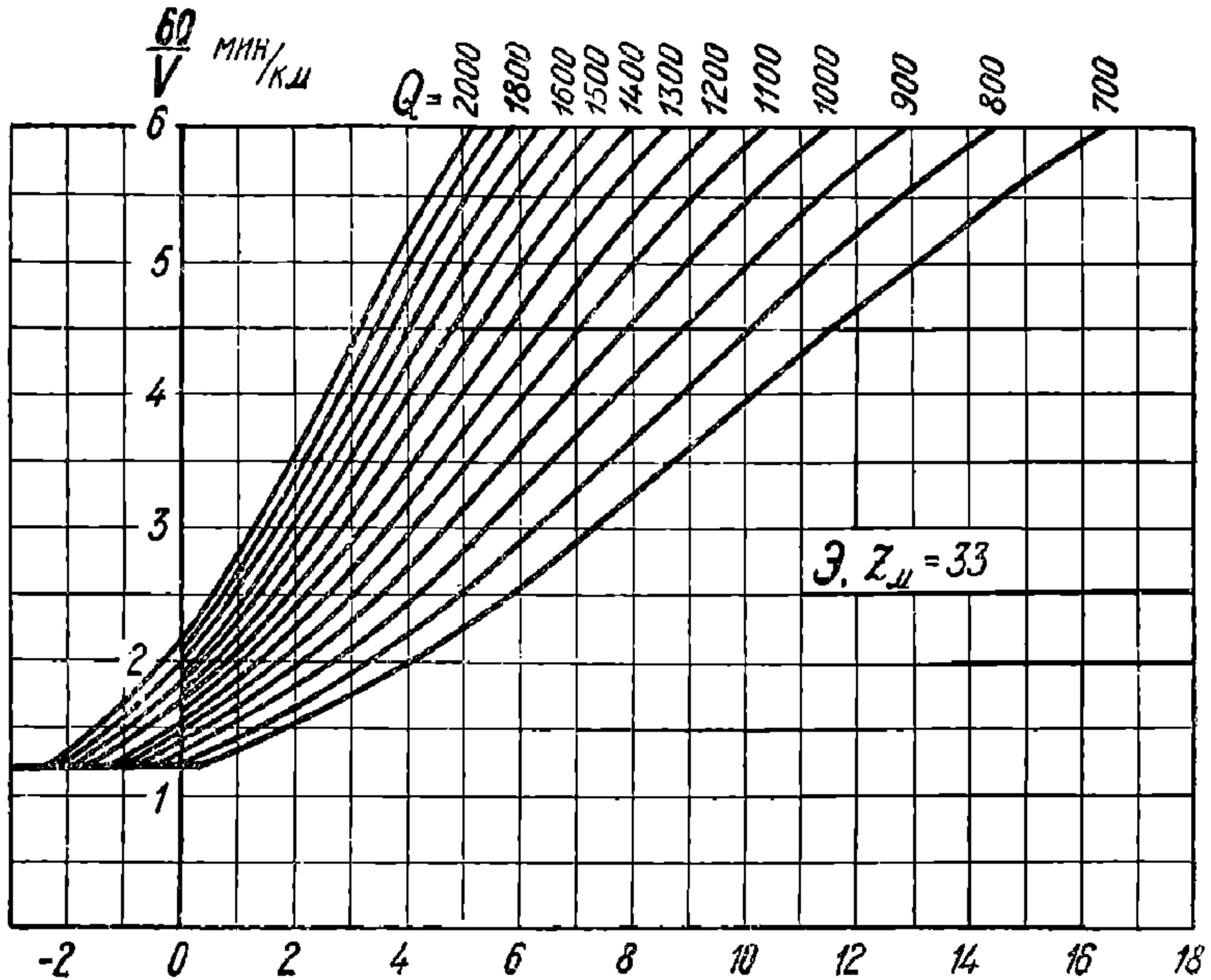
В случае равенства  $w_0'$  и  $w_0''$  (как в нашем примере):

$$i_c = \frac{F_{\text{т}}}{P + Q} w_0 \text{ ‰} \quad (184)$$

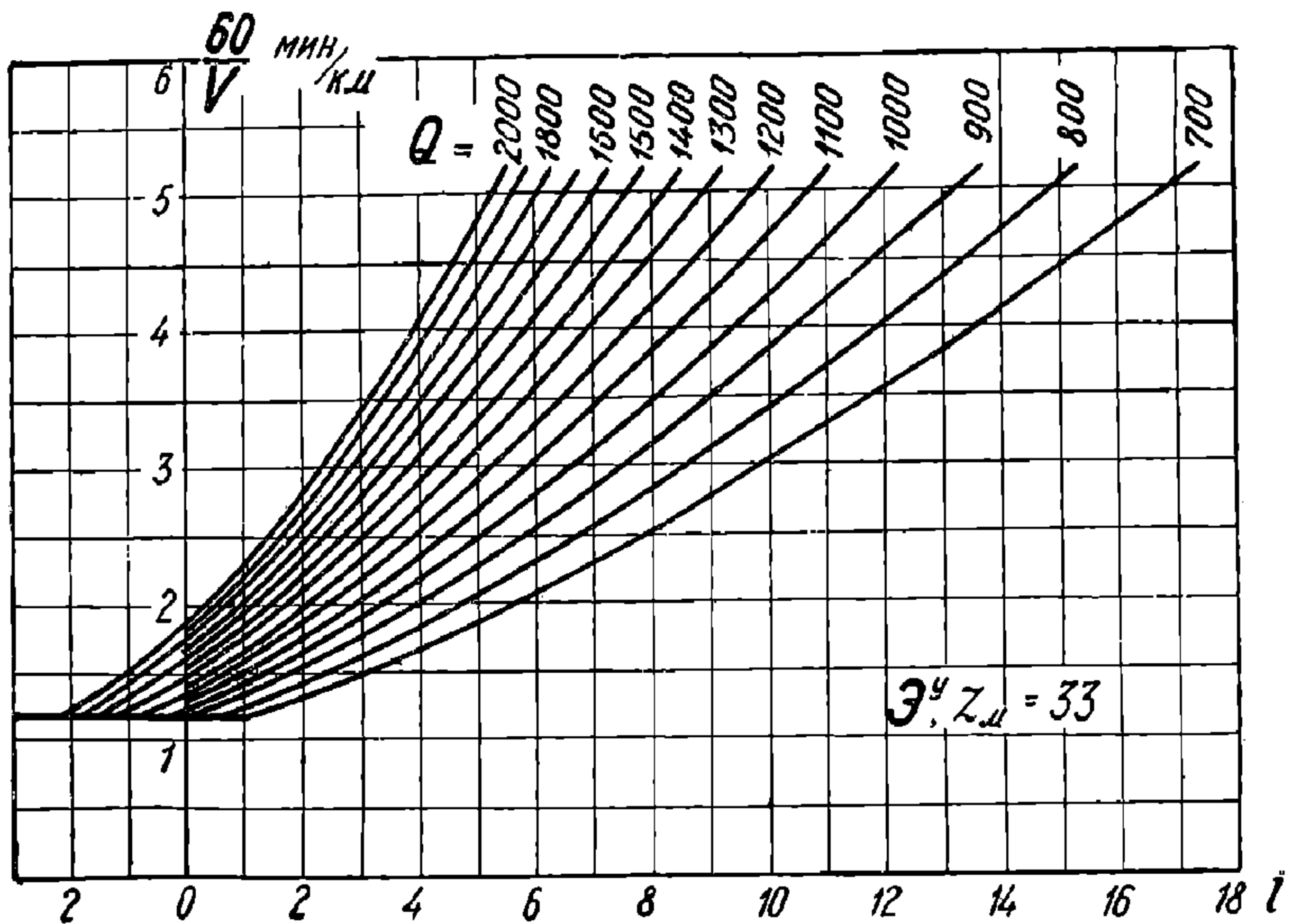
**93. Определение времени хода поезда по способу Липеца-Лебедева.** Способ Липеца-Лебедева является основным, наиболее точным, универсальным и наглядным способом в группе так называемых точных способов. Его теоретическое обоснование сделано в пп. 57 и 58, поэтому ограничимся здесь небольшим конкретным примером определения времени хода по перегону (фиг. 186).

Паровоз Щ с четырехосным тендером ( $P = 120 \text{ т}$ ), состав весом 850 т на ручных тормозах,  $z_{\text{ж}} = 30$ . Профиль (спрямленный):

остановочный пункт, 500 м площадки, 1395 м спуска 4,0‰, 917 м подъема 3,0‰, 1105 м подъема 1,0‰ остановочный пункт. Ограничение скорости по перегону 50 км/ч; особого ограничения скорости на спуске 4‰ нет.



Фиг. 183. Паровоз Э,  $z_{ж} = 33$ ; время прохождения 1 км в минутах.



Фиг. 184. Паровоз Эу,  $z_{ж} = 33$ ; время прохождения 1 км в минутах.

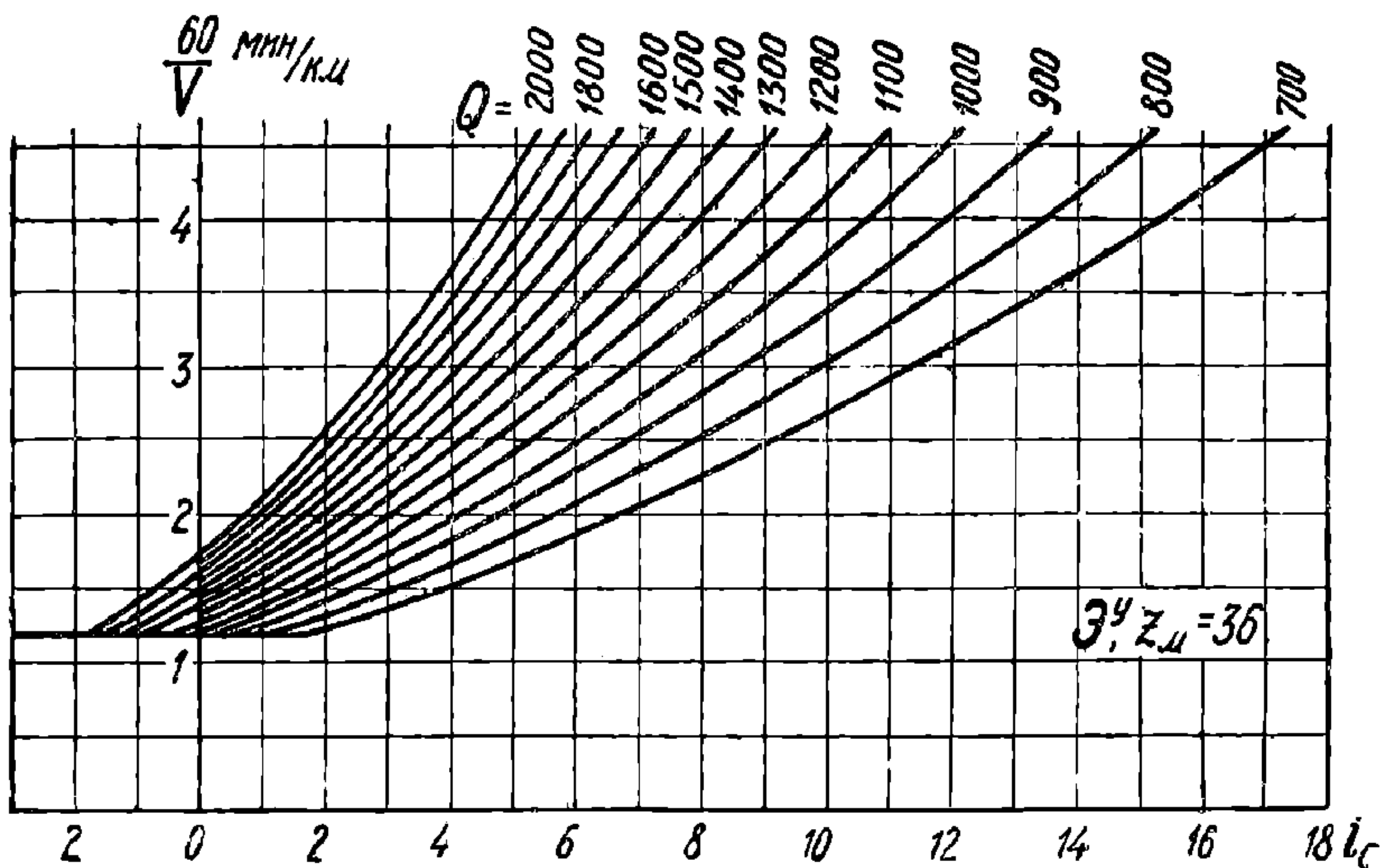
Для экономии места выбраны масштабы (п. 59): сил,  $k = 5$  мм в 1 кг/т; скорости,  $m = 1$  мм в 1 км/ч; пути,  $y = \frac{120 m^2}{k} = \frac{120 \cdot 1^2}{5} = 24$  мм в 1 км;  $\Delta = 12,5$  мм; времени,  $x = \frac{2\Delta m}{k} = \frac{2 \cdot 12,5 \cdot 1}{5} = 5$  мм в 1 мин.

УДМУНТ  
(ДИТ)

В этих масштабах на левой стороне фиг. 186 построены кривые удельной равнодействующей силы на площадке для трех случаев: 1) с открытым регулятором  $f_k - w_0$  при  $z_{\mu} = 30$ ; 2) с закрытым регулятором  $— (w_0 + \frac{Pw_3}{P+Q})$  и 3) торможения  $— (w_0 + \frac{Pw_3}{P+Q} + 1000\vartheta\varphi_k)$ .

Построение кривой  $f_k - w_0 = f(V)$  для этого случая было сделано в п. 79, при чем  $w_0$  при открытом регуляторе было принято по формуле:  $w_0 = 1,5 + 0,05V$ .

Кривая  $w_0 = f(V)$  при закрытом регуляторе построена по формуле:  $w_0 = 1,5 + 0,05V + \frac{Pw_3}{P+Q} = 1,5 + 0,05V + \frac{120(1,5 + 0,3V)}{120 + 850} = 1,69 + 0,087V$ , в предположении, что паровоз оборудован раздвижными золотниками



Фиг. 185. Паровоз ЭУ,  $z_{\mu} = 36$ ; время прохождения 1 км в минутах.

Тормозной коэффициент  $\vartheta$  вычислен в предположении, что при подходе к станции вагонные тормоза отпущены, и машинист пользуется половиной тормозной силы паровоза и тендера. Следовательно:

$$\vartheta = \frac{2160(10+7)}{970 \cdot 1000 \cdot 2} = 0,019.$$

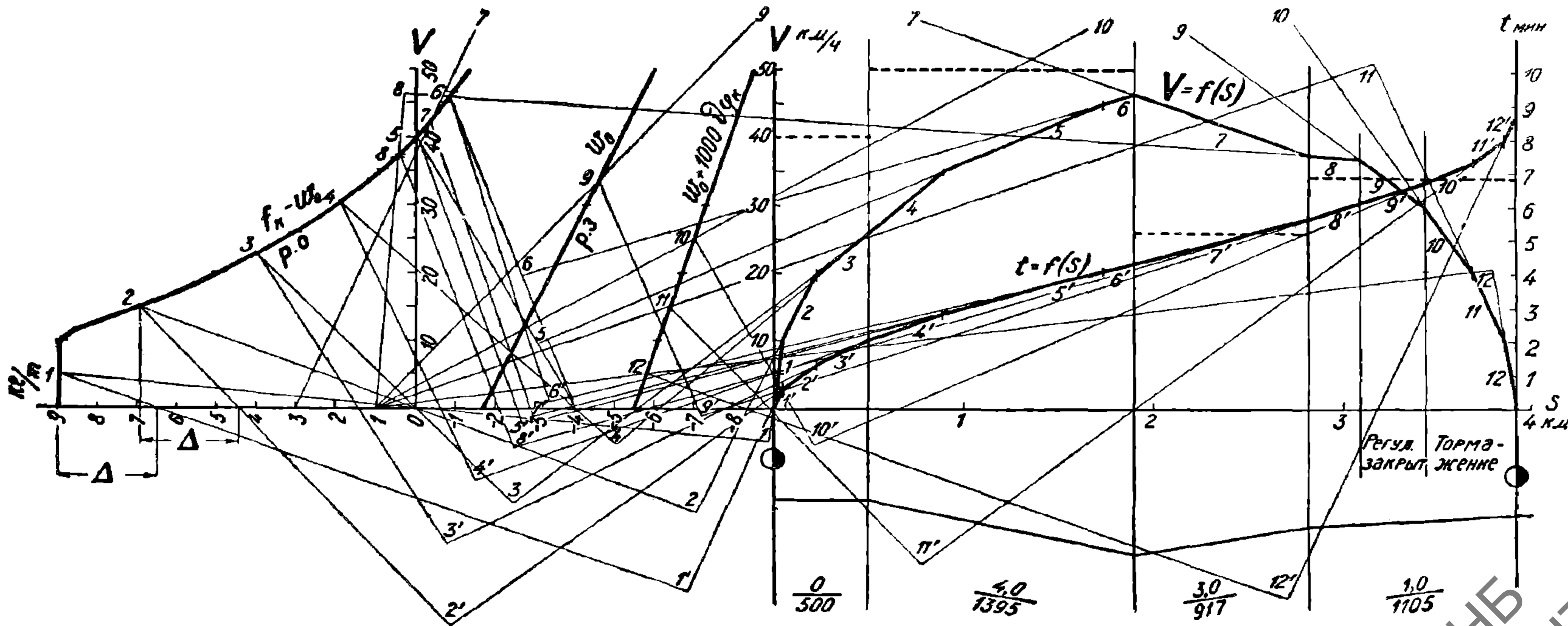
Коэффициент трения  $\varphi_k = 0,2 - 0,0015V$ . Следовательно:

$$w_0 + \frac{Pw_3}{P+Q} + 1000\vartheta\varphi_k = 1,69 + 0,087V + 1000 \cdot 0,019(0,2 - 0,0015V) = 5,49 + 0,058V.$$

Эти три кривые следовало бы сделать на отдельном куске миллиметровки и перемещать по спрямленному профилю по мере построения кривых  $V = f(s)$  и  $t = f(s)$ , так, чтобы ось сил совпадала с осью пути.

Весь наш перегон, состоящий из четырех элементов, пройден в двенадцать перемен величины действующей силы. На кривых сил точки, через которые проведены лучи (середины интервалов скорости), обозначены цифрами от 1 до 12, точки, в которых восстановлены перпендикуляры к лучам Липца, обозначены теми





Фиг. 186. Расчет времени хода по способу Липица—Лебедева.

НБ  
УДУНТ  
(ДІІТ)

же цифрами 1—12, а точки, в которых восстановлены перпендикуляры к лучам Лебедева, обозначены цифрами 1'—12'. Соответствующие отрезки кривой  $V = f(s)$  обозначены цифрами 1—12, а кривой  $t = f(s)$  — цифрами 1'—12'.

Штриховыми линиями изображены равновесные скорости (для второго элемента — предельная), легко определяемые из графика  $f_k - w_0 = f(V)$ .

Построение кривых  $V = f(s)$  и  $t = f(s)$  ведется одновременно, а именно: сейчас же после построения отрезка кривой  $V = f(s)$  строится соответствующий отрезок кривой  $t = f(s)$ . Лучи и перпендикуляры в действительности не проводятся: луч заменяется стороной линейки, а перпендикуляр к нему — стороной треугольника. В полюс удобно вкалывать булавку.

Проследим кратко все построение:

1) Регулятор открыт, интервал скоростей 0—10, полюс 0.

2) Регулятор открыт, интервал скоростей 10—20, полюс 0.

3) Регулятор открыт, интервал скоростей 20—25,8, полюс 0.

Площадка кончается, поэтому конечная скорость интервала кривой сил подобрана так, чтобы она соответствовала конечной скорости интервала кривой скоростей.

4) Регулятор открыт, интервал скоростей 25,8—35, полюс—4 (спуск 4‰).

5) Регулятор открыт, интервал скоростей 35—45, полюс—4.

6) Регулятор открыт, интервал скоростей 45—46,5, полюс—4.

Спуск кончается, конечная скорость интервала подобрана. Если бы на спуске мы дошли до ограничения скоростей, то следовало бы до конца спуска для  $V$  провести горизонтальную прямую.

7) Регулятор открыт, интервал скорости 46,5—37,5, полюс +3 (подъем 3‰). Весь подъем в 3‰ пройден за один прием. Конечная скорость интервала подобрана.

8) Регулятор открыт, интервал скоростей 37,5—37, полюс +1. Вытянув поезд на подъем в 1‰, машинист закрывает регулятор.

9) Регулятор закрыт, интервал скоростей 37—30, полюс +1.

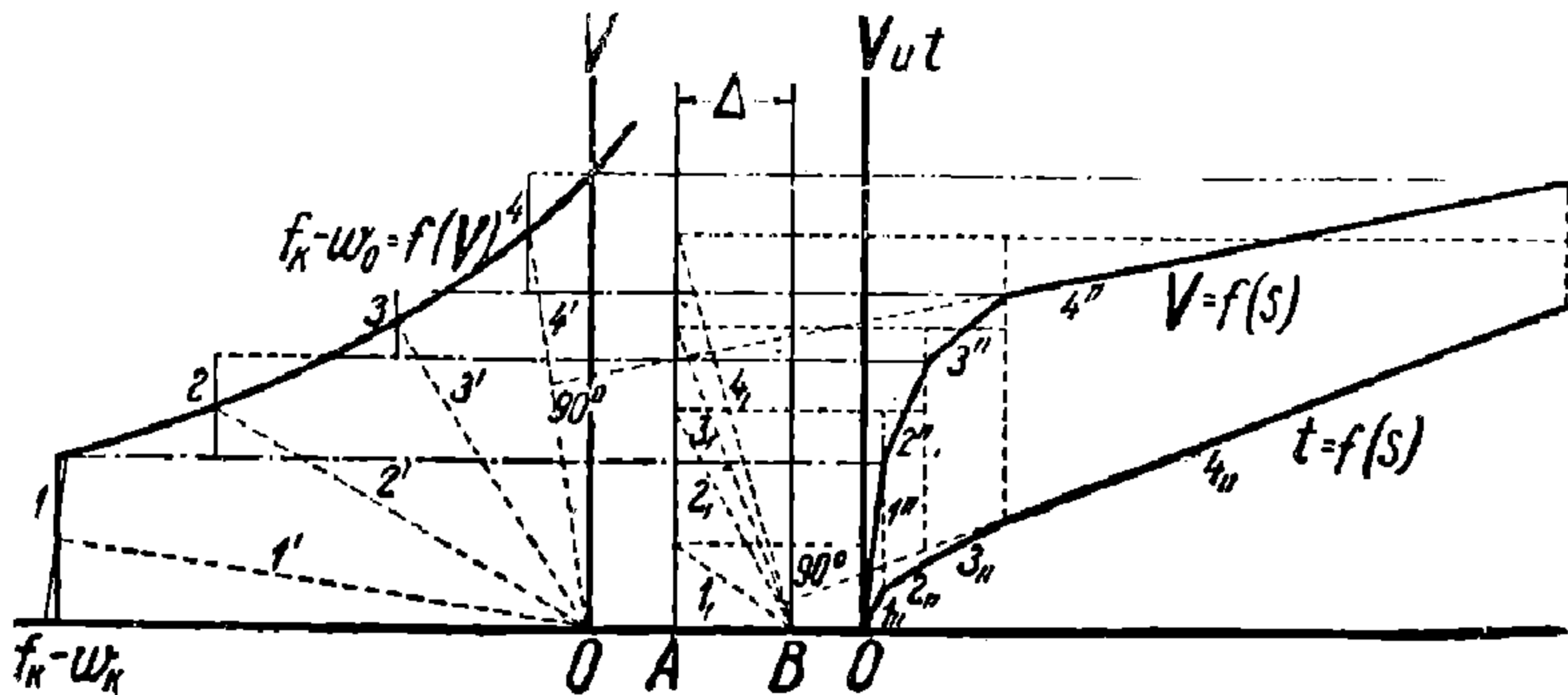
10—12) Торможение от 30 км/ч до 0. Отрезки 10—12 построены с конца, т. е. от пункта остановки. Интервалы по 10 км/ч, полюс +1.

Время прохода всего перегона оказалось равным  $8,8 \text{ м} \cong 9 \text{ м}$ .

При длинных перегонах кривая  $t = f(s)$  через определенное количество минут (напр. 10—20) должна обрываться и начинаться вновь от оси пути, в противном случае кривая выйдет за пределы чертежа, так как время всегда возрастает.

Часто требуется строить кривую времени после построения кривой скорости; например, если, в процессе построения кривой скорости и после построения приходится ее неоднократно поправлять и переделывать, то выгоднее кривую  $t = f(s)$  строить после окончательного установления кривой  $V = f(s)$  перегона. В этом случае построение кривой  $t = f(s)$  удобнее вести так, как показано на фиг. 187, т. е. отрезок  $\Delta$  ( $AB$ ) откладывать в любом удобном месте, через центры элементов кривой  $V = f(s)$  проводить горизонтали до перпендикуляра  $A$ , проводить лучи  $1_1, 2_1, 3_1 \dots$  из точки  $B$  и отрезки прямых  $1_{II}, 2_{II}, 3_{II} \dots$  соответственно перпендикулярно лучам в соответствующих элементах пределах скоростей.

При массовых расчетах для экономии времени желательно заранее построить кривые скорости и времени для торможения при подходе к станциям на встречающихся уклонах и нанести их на прозрачную бумагу или вырезать из плотной бумаги шаблоны.



Фиг. 187. Расчет времени хода по способу Липеца—Лебедева.

При желании можно построить заранее на прозрачной бумаге пучки кривых скоростей и времени для хода с открытым регулятором для уклонов через  $1\text{‰}$ . Для уклонов, выражаемых десятичными долями тысячных, кривые могут быть получены интерполяцией на-глаз.

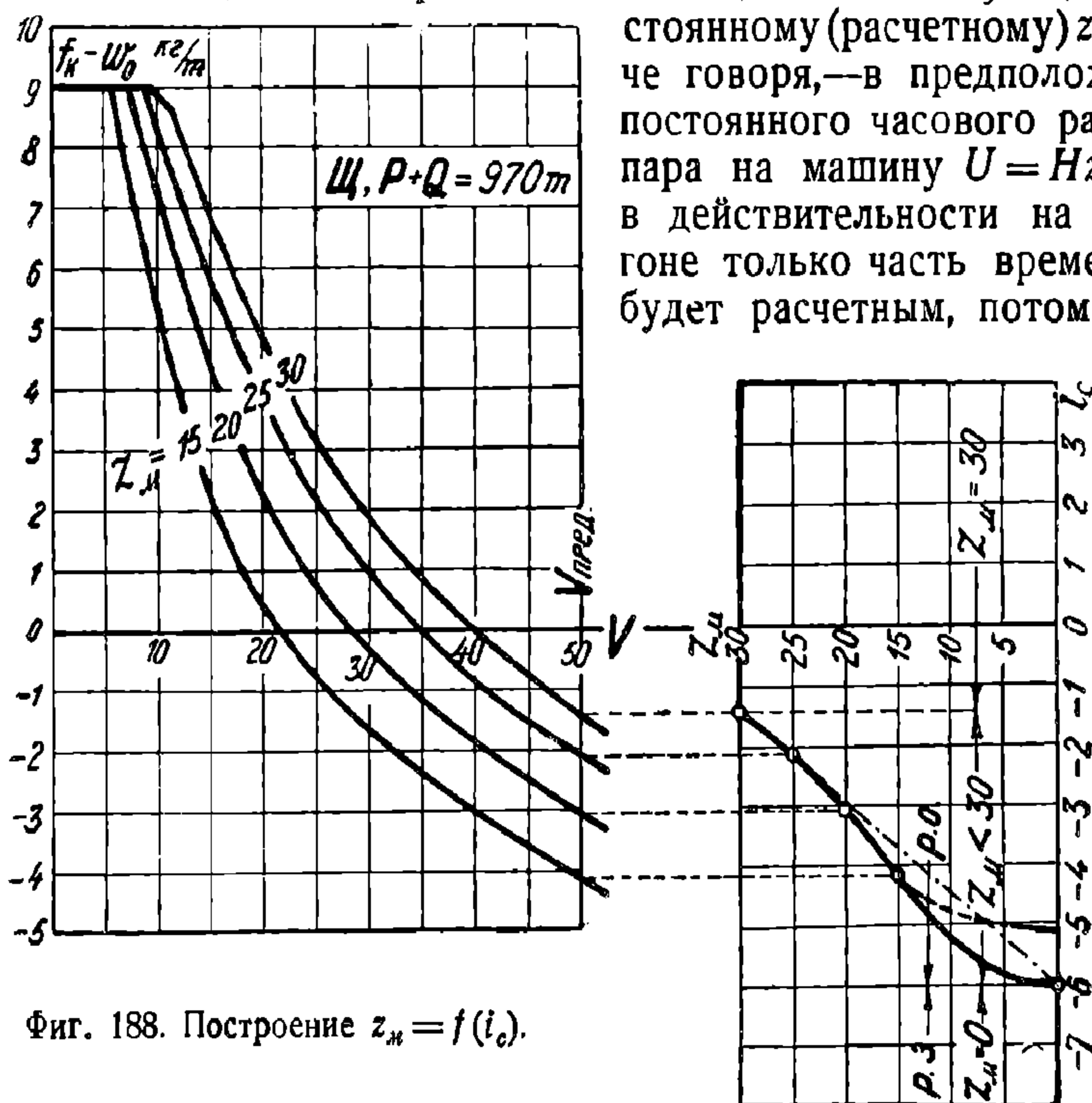
В специальных случаях, как, например, требование особой точности при перевалистом профиле, проверка опытных данных, расследования и т. п., может встретиться надобность в построении кривых скорости и времени не при постоянной интенсивности парообразования  $z_m$ , а при определенных комбинациях открытия регулятора и отсечки в некоторых интервалах скорости. Например, при  $V$  от 0 до 10 км/ч—по пределу сцепления; при  $V$  от 10 до 15 км/ч  $\rho=1$ ,  $\epsilon=0,45$ ; при  $V$  от 15 до 25 км/ч  $\rho=1$ ,  $\epsilon=0,3$  и т. д. Построение кривых  $V$  и  $t=f(s)$  в этих случаях ничем не отличается от выше-разобранного построения при постоянной  $z_m$ .

## ГЛАВА XI

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДОВ ВОДЫ И ТОПЛИВА НА ПЕРЕГОНЕ

94. **Общие сведения.** Расходы воды и топлива паровозом на перегоне определяются в следующей последовательности: 1) расход пара на машину  $V_m$ ; 2) количество пара, образованное котлом  $V_k$ ; 3) расход воды из тендера  $V$  и 4) расход топлива  $E$ . При массовых расчетах  $V_m$  и  $V$  определяется непосредственно, без предварительного определения  $V_k$ .

95. **Определение расхода пара на машину  $V_m$  по  $z_m$ .** Если расчет времени хода ведется по кривой силы тяги, соответствующей постоянному (расчетному)  $z_m$ , иначе говоря, — в предположении постоянного часового расхода пара на машину  $U = Hz_m$ , то в действительности на перегоне только часть времени  $z_m$  будет расчетным, потому что,



Фиг. 188. Построение  $z_m = f(i_c)$ .

когда паровоз идет с закрытым регулятором, то  $z_m$  равно 0, а когда паровоз идет с предельной скоростью (по конструкции, или по пути, или по тормозам), то  $z_m$  может быть меньше расчетного.

Поэтому, прежде чем вычислять расход пара на машину на перегоне  $V_m$ , необходимо построить зависимость  $z_m = f(i_c)$  для данного поезда. Это построение сделано на фиг. 188 для конкретного примера: паровоз Щ,  $z_m = 30$ ,  $Q = 850$ ,  $P + Q = 970$ . Строим кривые  $f_k - w_0 = f(V, z_m)$ . Отмечаем на этих кривых точки, соответствующие

ишие предельной скорости. В данном случае на всех спусках (до 6‰) тринята одинаковая предельная скорость  $V=50$  км/ч. Отмеченные вочки переносим на график  $z_{\text{ж}}=f(i_c)$ . На этом графике получаем в нашем примере четыре точки, соответствующие  $z_{\text{ж}}=15, 20, 25$  и  $30$ .

Определяем еще тот наименьший спуск, на котором поезд идет с предельной скоростью при закрытом регуляторе. Этот спуск определяется из условия равенства сопротивления от уклона и сопротивления на прямой горизонтали при открытом регуляторе при предельной скорости.

$$i_c = \frac{P(w'_0 + w_3) + Qw''_0}{P+Q} \text{ ‰} \quad (185)$$

Принимая  $w'_0 = w''_0 = 1,5 + 0,05V$  и  $w_3 = 1,5 + 0,3V$ , получаем для  $V = 50$   $i_c = -6,0 \text{ ‰}$ . Этот  $i_c$  при  $z_{\text{ж}} = 0$  тоже наносим на график.

Через полученные точки проводим плавную кривую, которая и является зависимостью  $z_{\text{ж}} = f(i_c)$ .

Штриховой линией на графике нанесена кривая  $z_{\text{ж}} = f(i_c)$  для того случая, если бы при  $i_c = -5 \text{ ‰}$  скорость была ограничена 40 км/ч. Точка для  $z_{\text{ж}} = 0$  ( $i_c = -5,1$ ) взята из кривой  $w_0$  для закрытого регулятора фиг. 186, каковая кривая построена для тех же условий, как и в рассматриваемом примере.

Во всех обычных случаях зависимость переменного  $z_{\text{ж}}$  от  $i_c$  можно заменить прямолинейной, представленной для нашего примера на фиг. 188 пунктирно-штриховой линией.

Если расход воды определяется одновременно с расчетом времени хода или после него, то построенная кривая  $z_{\text{ж}} = f(i_c)$  дает возможность определить  $B_{\text{ж}}$  без дальнейших построений, непосредственно умножая время прохода каждого элемента в минутах на величину  $\frac{Hz_{\text{ж}}}{60}$ , где  $H$  — постоянная величина (поверхность нагрева котла), а  $z_{\text{ж}}$  — переменная, определяемая для каждого элемента из графика  $z_{\text{ж}} = f(i_c)$ . Если при этом время хода было определено точным способом, то при определении действительного  $z_{\text{ж}}$  надо, конечно, принимать во внимание кривые  $V = f(s)$  и  $t = f(s)$ . Время прохода тех элементов, на которых  $z_{\text{ж}}$  равно своей расчетной величине для уменьшения неприятных перемножений следует просуммировать и уже сумму умножить на  $\frac{Hz_{\text{ж}}}{60}$ .

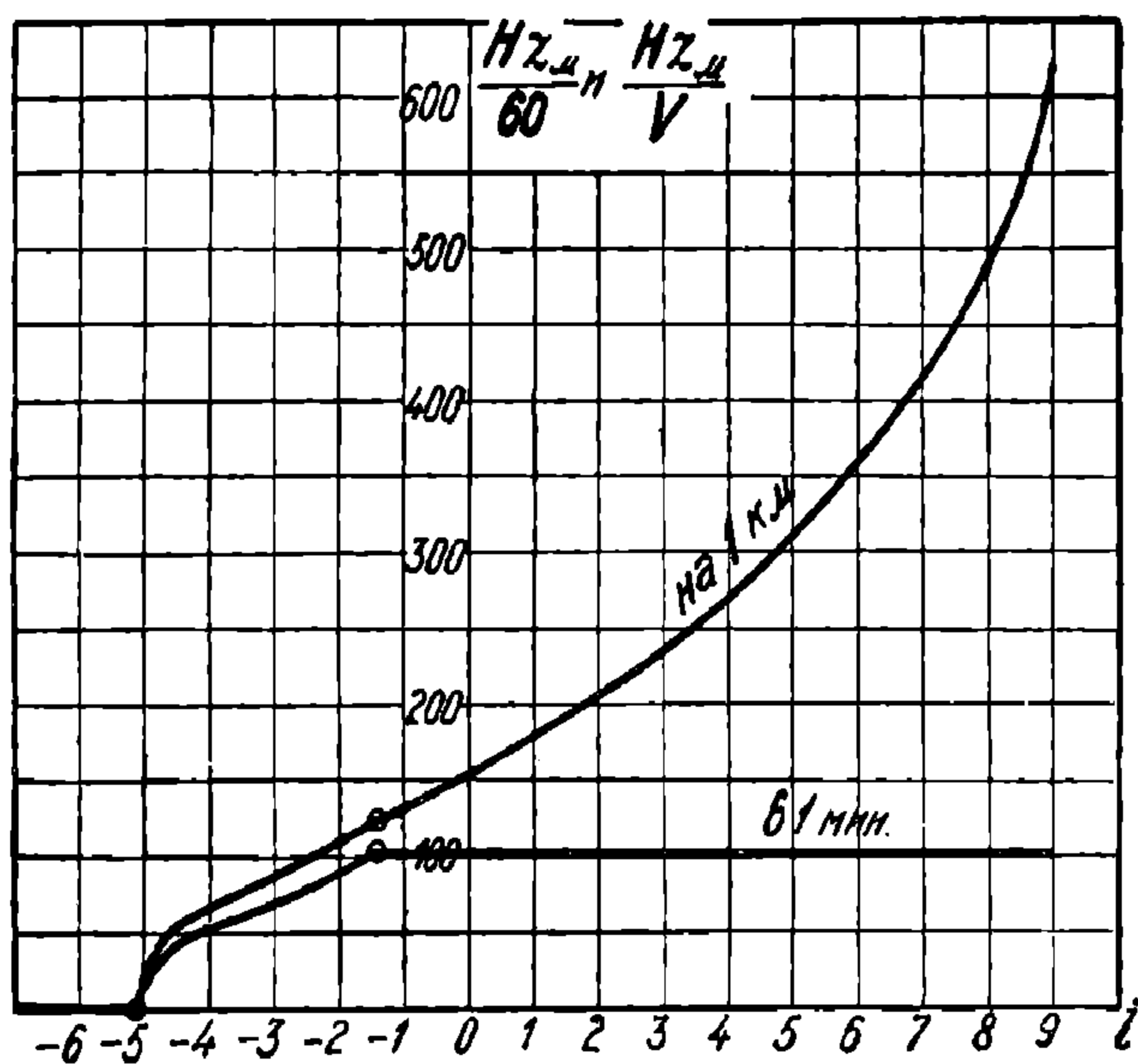
При массовых расчетах, для уменьшения арифметических действий следует по кривой  $z_{\text{ж}} = f(i_c)$  построить кривую расхода пара на машину в 1 минуту:  $\frac{Hz_{\text{ж}}}{60} = f(i_c)$ , или кривую расхода пара на машину на 1 км:

$$\frac{Hz_{\text{ж}}}{V} = f(i_c).$$

Последняя кривая весьма желательна в том случае, если  $B_{\text{ж}}$  определяется без расчета времени хода поезда. Кривые:

$$\frac{Hz_{\text{ж}}}{60} = f(i_c), \quad \frac{Hz_{\text{ж}}}{V} = f(i_c)$$

для нашего примера построены на фиг. 189;  $z_m$  взято из фиг. 188 по штриховой кривой, т. е. в предположении ограничения скорости на  $i_c = -5\text{‰}$  до 40 км/ч;  $H = 206$ ;  $V$  взято из фиг. 188, а именно, для подъемов и спусков до  $-1,4\text{‰}$  по кривой  $f_{\kappa} - w_0 = f(V)$  при  $z_m = 30$  а для спусков круче  $-1,4\text{‰}$   $V = 50$ . Для случая разгона  $z_m$  принимается равным расчетному.



Фиг. 189. Расход пара на машину в минуту и на километр в зависимости от  $i$ .

Определим  $B_m$  на перегоне, профиль которого изображен на фиг. 186, последовательно в трех предположениях: 1) расчет времени хода не производился; 2) расчет времени хода производился способом равновесных скоростей и 3) расчет времени хода производился способом Липеца-Лебедева.

Расчет  $B_m$  для первого случая представлен в следующей таблице:

| $s_c$ км | $i_c \text{‰}$ | $\frac{Hz_m}{V}$ кг/км | $\frac{Hz_m s_c}{V}$ кг |
|----------|----------------|------------------------|-------------------------|
| 0,500    | 0              | 157                    | 78                      |
| 1,395    | -4,0           | 64                     | 89                      |
| 0,917    | +3,0           | 240                    | 220                     |
| 1,105    | +1,0           | 182                    | 201                     |
| 3,917    | —              | —                      | 588                     |

Значения для третьего столбца (расход пара на машину на 1 км) взяты по верхней кривой фиг. 189.  $B_m = 588 \cong 590$  кг.

Расчет  $B_m$  для второго случая представлен в следующей таблице:

| $s_c$ км | $i_c$ ‰ | $\frac{60}{V}$<br>мин/км | $\frac{60s_c}{V}$ мин |            | $\frac{Hz_m}{60}$<br>кг/мин | $\frac{Hz_m}{60} \cdot \frac{60s_c}{V}$ кг |            |
|----------|---------|--------------------------|-----------------------|------------|-----------------------------|--|------------|
|          |         |                          | $z_m = 30$            | $z_m < 30$ |                             | $z_m = 30$                                 | $z_m < 30$ |
| 0,500    | 0       | 1,5                      | 0,8                   | —          | 103                         | .....                                      | —          |
| 1,395    | -4,0    | 1,2                      | —                     | 1,7        | 53                          | —  | 90         |
| 0,917    | +3,0    | 2,3                      | 2,1                   | —          | 103                         | .....                                      | —          |
| 1,105    | +1,0    | 1,7                      | 1,9                   | —          | 103                         | .....                                      | —          |
| 3,917    | —       |                          | 4,8                   | 1,7        | —                           | 495  | 90         |
|          |         |                          | 6,5                   |            |                             | 585  |            |
|          |         |                          | +3,0                  |            |                             |  |            |
|          |         |                          | 9,5                   |            |                             |  |            |

Значение для третьего столбца (время прохода 1 км) взяты с фиг. 178 значения для шестого столбца (расход пара на машину в 1 мин. взяты по нижней кривой фиг. 189. Время прохода перегона = 6,5 мин. + 3 мин. (на разгон и замедление) = 9,5 мин.  $B_m = 585 \cong 590$  кг. Упрощение против первого расчета  $B_m$  заключается в умножении суммы, а не отдельных слагаемых, результат же одинаков.

Расчет  $B_m$  для третьего случая (фиг. 186): полное время хода 8,8 мин., время хода с расчетным  $z_m$  6,0 мин.; время хода с пониженным  $z_m$  0 мин.; расход пара на машину  $103 \cdot 6,0 = 618 \cong 620$  кг. Если бы встретились такие периоды времени, когда паровоз работал на предельной скорости (с пониженным  $z_m$ ), то было бы полезно составить табличку с выделением этого времени и времени хода с закрытым регулятором, сделать подсчет суммы времен с  $z_m < z_m$  расчетного и с  $z_m = 0$ , сделать подсчет расхода пара на машину за это время, разделить время хода с  $z_m$  расчетным и умножить его на  $\frac{Hz_m}{60}$ .

В тех случаях, когда при расчете времени хода на перевалистом профиле местами принимали  $z_m$  выше расчетного за счет запаса воды в котле, не представляет никаких затруднений выделить в тех же табличках время хода (или пути) с повышенным  $z_m$ .

**96. Определение расхода пара на машину  $B_m$  по комбинациям открытия регулятора и отсечки.** Надобность в таком определении расхода практически весьма редка, поэтому ограничимся только краткими сведениями об этом способе.

Если расчет времени хода сделан способом Липеца-Лебедева не по ограничению силы тяги по котлу  $z_m$ , а по силе тяги, даваемой машиной паровоза, т. е. по определенным комбинациям открытия регулятора  $\rho$  и отсечки  $\sigma$  в некоторых интервалах скорости, то  $B_m$  определяется путем построения и планиметрирования кривой расхода пара на один ход поршня  $u = f(s)$ . Эта кривая строится по точкам

из кривых  $u=f(V, \varepsilon, \rho)$ . Так как на протяжении 1 км происходит:

$$\frac{2n10^6}{\pi D} \text{ или } \frac{2n_0 10^6}{\pi D}$$

ходов поршней, работающих свежим паром, то расход пара на машину на протяжении бесконечно малого пути  $ds$  км равен:  $(2n10^6 : \pi D) u ds$  кг или соответственно:  $(2n_0 10^6 : \pi D) u ds$  кг, а на протяжении  $s$  км:  $(2n 10^6 : \pi D) \times \text{сумма } u ds$  или:  $(2n_0 10^6 : \pi D) \times \text{сумма } u ds$ . Сумма  $u ds$  есть площадь, ограниченная кривой  $u=f(s)$ , осью пути и начальной и конечной ординатами. Если масштаб пути  $s$  есть  $y$  мм в 1 км, масштаб расхода пара  $u$  есть  $n$  мм в 1 кг, площадь  $=\omega$  мм<sup>2</sup>, то:  $B_{\text{м}} = (2n 10^6 : \pi D) \cdot (\omega : yn)$  кг для машины однократного расширения, или  $B_{\text{м}} = (2n_0 10^6 : \pi D) \cdot (\omega : yn)$  кг для машины-компаунд.

97. Определение расхода пара, образованного котлом  $B_{\text{к}}$ . Если машина паровоза потребляет в час  $H z_{\text{м}}$  кг пара, то котел готовит в час  $H z_{\text{к}}$  кг пара, при чем  $z_{\text{к}}$  всегда больше  $z_{\text{м}}$ , так как, кроме машины, пар расходуется на насос тормоза, сифон и т. п. Можно принять, что  $z_{\text{к}}$  и  $z_{\text{м}}$  связаны линейной зависимостью по формуле:

$$z_{\text{к}} = z_0 + \alpha z_{\text{м}}, \quad (186)$$

где  $z_0$  есть интенсивность парообразования по котлу на стоянке. Величины  $z_0$  и  $\alpha$  можно принимать нижеследующие:

| Род топлива                | $z_0$ | $\alpha$ | Род топлива           | $z_0$ | $\alpha$ |
|----------------------------|-------|----------|-----------------------|-------|----------|
| Уголь, дрова, вручную      | 1     | 1        | Нефть летом . . . . . | 1     | 1,05     |
| Уголь при стокере. . . . . | 2     | 1,02     | Нефть зимой . . . . . | 2,5   | 1,05     |

Из формулы 186 следует:

$$B_{\text{к}} = B_{\text{м}} \alpha + H (T + T_0) z_0 \text{ кг}, \quad (187)$$

где  $T$ —время хода в часах,  $T_0$ —время стоянки в часах.

Для товарных поездов сумму  $T + T_0$  можно заменить через  $1,3 T$ , а следовательно, отношение  $T_0 : T$ —через  $0,3$ .

Если расход пара на машину  $B_{\text{м}}$  и расход пара на стоянках  $H T_0 z_0$  нас в отдельности не интересует, а требуется только определить  $B_{\text{к}}$ , то при массовых расчетах вместо кривых расхода пара на машину в минуту и на километр:

$$\frac{H z_{\text{м}}}{60} = f(i_c) \text{ и } \frac{H z_{\text{м}}}{V} = f(i_c),$$

изображенных для примера на фиг. 189, лучше прямо строить кривые расхода пара котлом в минуту и на километр:

$$\frac{H}{60} \left[ \alpha z_{\text{м}} + \left( 1 + \frac{T_0}{T} \right) z_0 \right] = f(i_c),$$

$$\frac{H}{V} \left[ \alpha z_{\text{м}} + \left( 1 + \frac{T_0}{T} \right) z_0 \right] = f(i_c).$$

В этих зависимостях расход пара на стоянках учтен соответственным увеличением расхода пара в пути.

При наличии этих кривых определение  $B_{\text{к}}$  ведется так же, как определение  $B_{\text{м}}$  при наличии кривых расхода пара на машину (п. 95).

98. Определение расхода воды из тендера  $B$ . Расход воды из тендера  $B$  в общем случае не равен количеству воды, испаренной кот-



лом, так как, с одной стороны, из тендера теряется вода на закачивание инжекторов, расходуется на поливку угля, на очистку будки и т. п., а, с другой стороны, в тендер может возвращаться конденсат отработанного пара из подогревателя питательной воды. В общем случае расход из тендера равен:

$$B = B_* (1 + \beta) \gamma \text{ кг}, \quad (188)$$

где  $1 + \beta$  учитывает потери воды из тендера, а  $\gamma$  — возвращение воды в тендер.

Коэффициент  $\beta$  принимается равным от 0,05 до 0,20, в среднем 0,1. Наибольшие  $\beta$  относятся к насыщенному пару, легко увлекаемой в цилиндры воде, зимней погоде и угольному отоплению. Наименьшие — к перегретому пару, мало увлекаемой в цилиндры воде, летним условиям, нефтяному и дровяному отоплению. При мелких углях, требующих большого количества воды для своего удержания в топке, или при не вполне исправных паровозах (течь труб) коэффициент  $\beta$  может повыситься до 0,3 и выше.

Коэффициент  $\gamma$  при наличии на паровозе действующего подогревателя питательной воды по принципу смешения, или поверхностного подогревателя с отводом конденсата в тендер, равен 0,90; действительная экономия в воде даже больше 10%. но при расчетах экономии в воде не следует принимать больше 10%. При инжекторе мягкого пара коэффициент  $\gamma$  лучше принимать 0,95.

Во всех остальных случаях коэффициент  $\gamma$  равен 1.

При массовых расчетах расхода воды из тендера паровозами данной серии для данного веса состава и данного расчетного  $z_m$ , когда требуется определить  $B$ , а  $B_*$  и  $B_k$  не представляют интереса, вместо тех кривых минутного и километрового расхода пара на машину и из котла, о которых упоминалось в пп. 95 и 97, полезно непосредственно построить расход воды из тендера в минуту или на километр в зависимости от уклона:

$$\frac{H}{60} \left[ \alpha z_m + \left( 1 + \frac{T_o}{T} \right) z_o \right] (1 + \beta) \gamma \frac{\text{кг}}{\text{мин}} = f(i_c); \quad (189)$$

$$\frac{H}{V} \left[ \alpha z_m + \left( 1 + \frac{T_o}{T} \right) z_o \right] (1 + \beta) \gamma \frac{\text{кг}}{\text{км}} = f(i_c). \quad (190)$$

Зависимость 189 строится в том случае, если время хода не определяется. Если же время хода определяется, то почти безразлично, какую из зависимостей, 189 или 190, построить.

На фиг. 190 для примера построены зависимости 189 и 190 для тех же условий, для каких был построен график фиг. 188, и тем же способом, при чем принято:

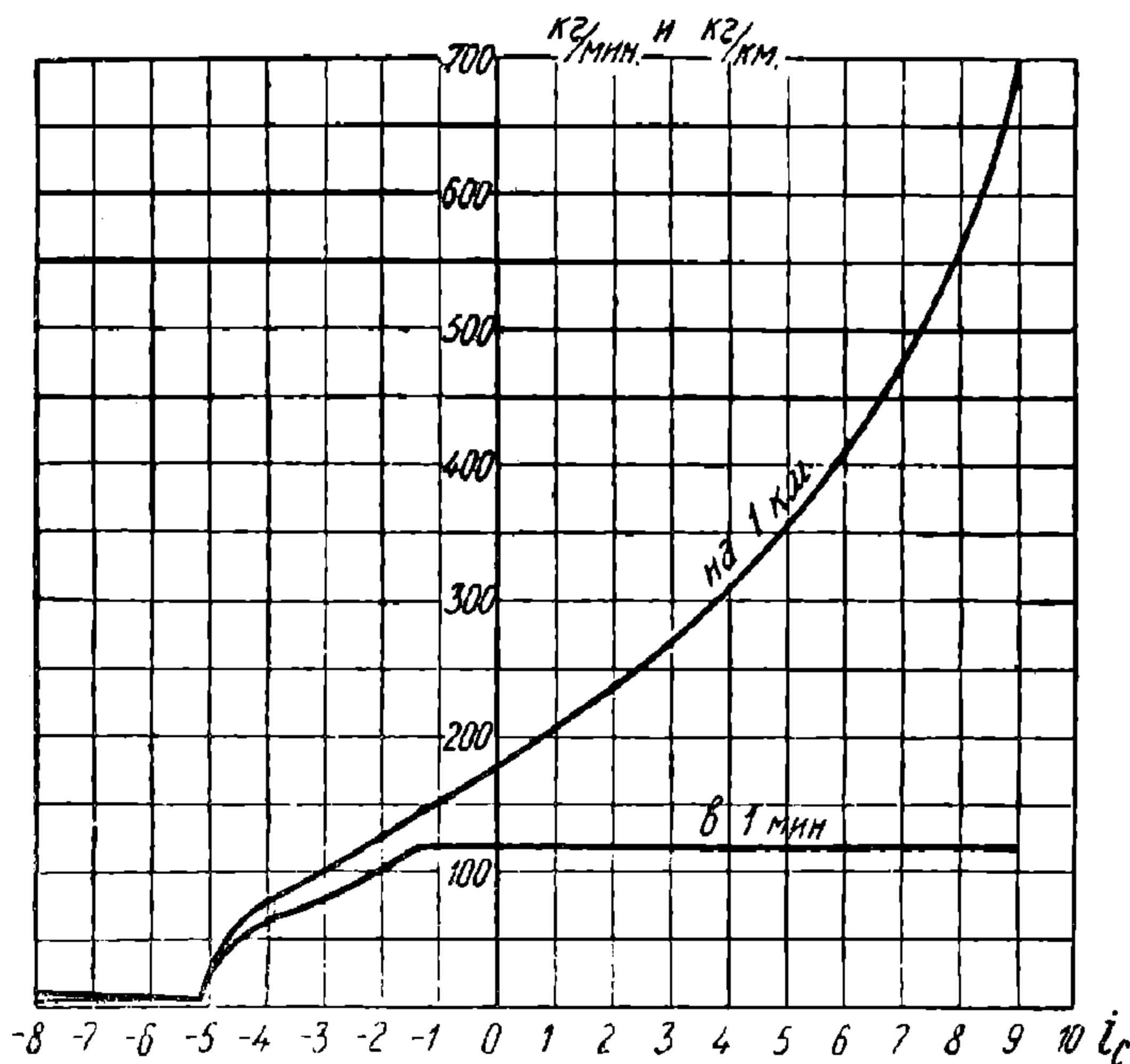
$$\alpha = 1, \quad z_o = 1, \quad \frac{T_o}{T} = 0,3, \quad 1 + \beta = 1,1, \quad \gamma = 1.$$

Продолжая наш пример (п. 95), определим  $B$  по формулам 187 и 188. Для расчета по равновесным скоростям получаем  $B = 690$  кг, а для расчета по способу Липеца-Лебедева  $B = 730$  кг. Те же цифры мы получали бы, воспользовавшись кривыми фиг. 190.

99. Определение расхода топлива на перегоне  $E$ . Расчет расхода топлива на перегоне  $E$  производится по формуле:

$$E = R (\gamma T \gamma + \gamma_o T_o), \quad (191)$$

де  $R$ —площадь колосниковой решетки (в  $m^2$ );  $T$ —время хода (в часах);  $T_0$ —время стоянок (в часах);  $\gamma = 0,90$  при наличии на паровозе действующего подогревателя питательной воды,  $\gamma = 0,95$  при наличии на паровозе инжектора мягкого пара и  $\gamma = 1$  при отсутствии подогрева;  $y$  и  $y_0$  — интенсивности горения, т. е. число  $kg$  топлива, сжигаемого на  $1 m^2$  колосниковой решетки в час, а именно:  $y$  — средняя ходовая



Фиг. 190. Расход воды из тендера в минуту и на километр в зависимости от  $i_c$ .

интенсивность горения, соответствующая по кривой  $z_k = f(y)$  значению  $z_k$ , равному:

$$\frac{B_k - HT_0 z_0}{HT} \approx \frac{B_k}{HT};$$

$y_0$  — интенсивность горения на стоянках, которую можно принимать в среднем соответствующей по кривой  $z_k = f(y)$  значению  $z_k$ , равному  $1,25 kg/m^2 \cdot ч$ .

На фиг. 191 приведена зависимость  $z_k = f(y)$  для паровоза серии Э для разных видов топлива.

Для проектируемых дорог  $Ry_0T_0$  может быть принят эквивалентным: для нефтяного отопления в 5%, для углей—10% и для антрацита—20% от  $RyT$ .

При массовых расчетах при желании можно построить кривые;

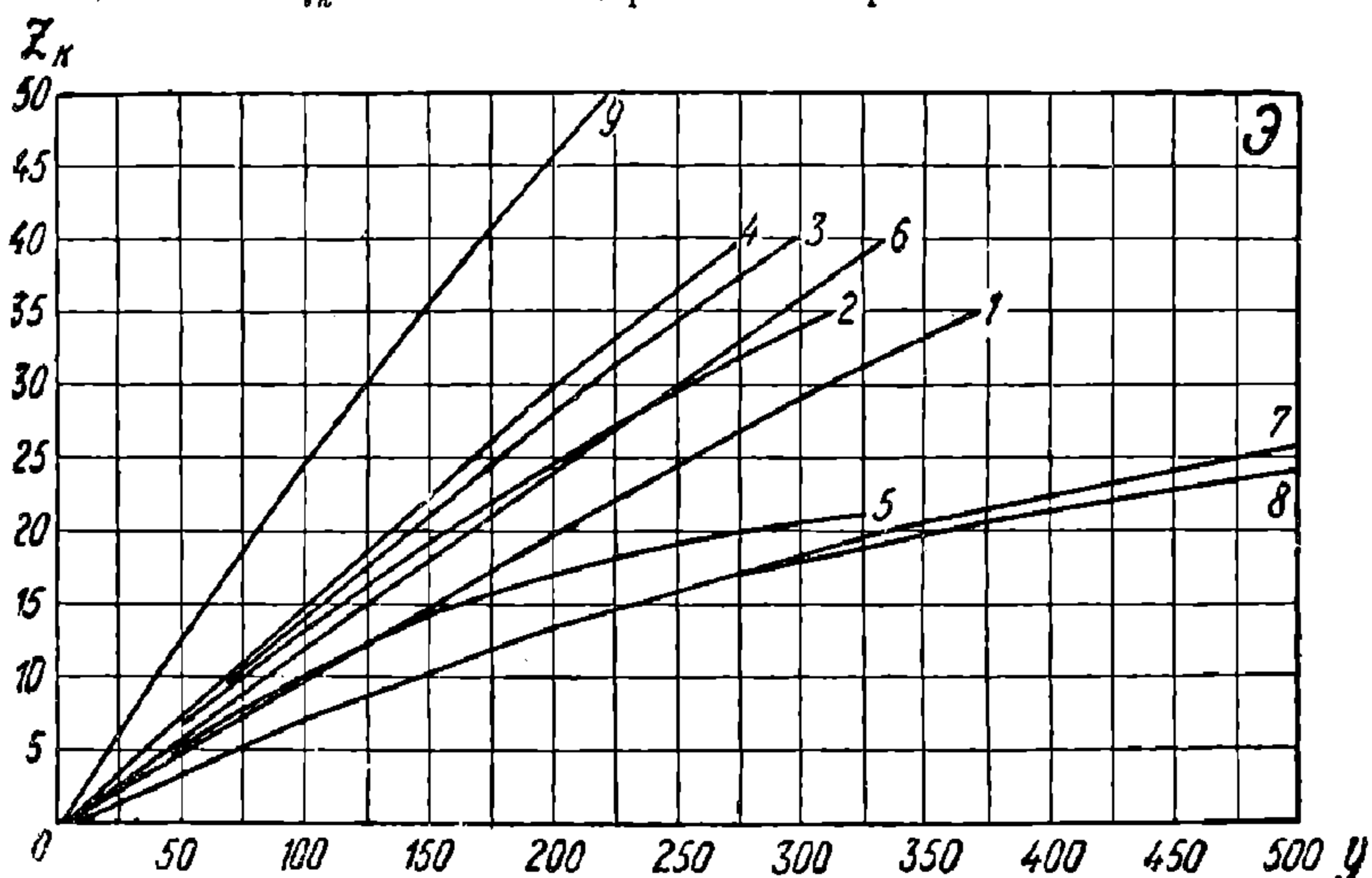
$$\frac{R}{60} \left( y\gamma + \frac{T_0}{T} y_0 \right) kg/мин. = f(i_c), \quad (192)$$

$$\frac{R}{V} \left( y\gamma + \frac{T_0}{T} y_0 \right) kg/км = f(i_c), \quad (193)$$

для чего предварительно следует построить кривую  $y = f(i_c)$ , исходя из кривой  $z_k = f(i_c)$  и посредством зависимостей  $z_k = f(z_k)$  и  $z_k = f(y)$ . Построение кривой  $y = f(i_c)$  и кривых 192 и 193 не представляет никаких затруднений.

В случае отсутствия кривой  $z_k = f(y)$  для данного паровоза и топлива эта кривая может быть перестроена с кривой  $z_k = f(y)$  для

другого паровоза, но того же топлива, в предположении, что для обоих паровозов одинаковы зависимости коэффициента полезного действия котла  $\eta_k$  и теплосодержания пара от интенсивности горе-



Фиг. 191. Зависимость  $z_k = f(y)$  для паровоза серии Э.

| № кривой | Т о п л и в о                         | Летучих в горючей части (в процентах) | Теплопроизводительность, низш. предел рабоч. топлива |
|----------|---------------------------------------|---------------------------------------|--|
| 1        | Уголь донецкий . . . . .              | 49                                    | 4 850  |
| 2        | " " . . . . .                         | 41                                    | 6 500  |
| 3        | " " . . . . .                         | 28                                    | 6 360  |
| 4        | " " . . . . .                         | 19                                    | 7 170  |
| 5        | " " . . . . .                         | 16                                    | 6 920  |
| 6        | Антрацит АРШ . . . . .                | —                                     | 6 200  |
| 7        | Уголь полмосковский крупный . . . . . | —                                     | 3 470  |
| 8        | Дрова соснов. влажн. 30% . . . . .    | —                                     | 2 980  |
| 9        | Нефть (мазут) . . . . .               | —                                     | 10 000   |

ния  $y$ . Эти предположения приемлемы, если оба паровоза—без перегрева, или оба паровоза—с перегревом, и тем ближе к истине, чем ближе между собой отношения поверхности нагрева котла и объема топки к площади колосниковой решетки.

Построение кривой  $z_k = f(y)$  производится изменением масштаба ординат ( $z_k$ ), а именно: масштаб  $z_k$  множится на  $(H_0 R : H R_0)$ , где значком  $_0$  обозначены размеры исходного паровоза.

При переходе на другое топливо для грубых подсчетов можно пользоваться табл. 20, дающей средние эквиваленты топлив. За единицу принято угловое топливо с теплопроизводительностью 7000 калорий и  $\eta_k = 1$ . Колосниковая решетка—обычная с живым сечением около 40%. Применение смесей (напр. Т + ПЖ) может значительно повысить эквивалент, особенно на решетках с малым живым сечением.

Эквивалент дров разной влажности можно принять пропорци-

нальным их теплотворной способности по низшему пределу  $K_p^H$  выражаемой формулой

$$K_p^H = \frac{4400(100 - W)}{100} - 6W, \quad (194)$$

где  $W$ —влажность в процентах.

ТАБЛИЦА 20

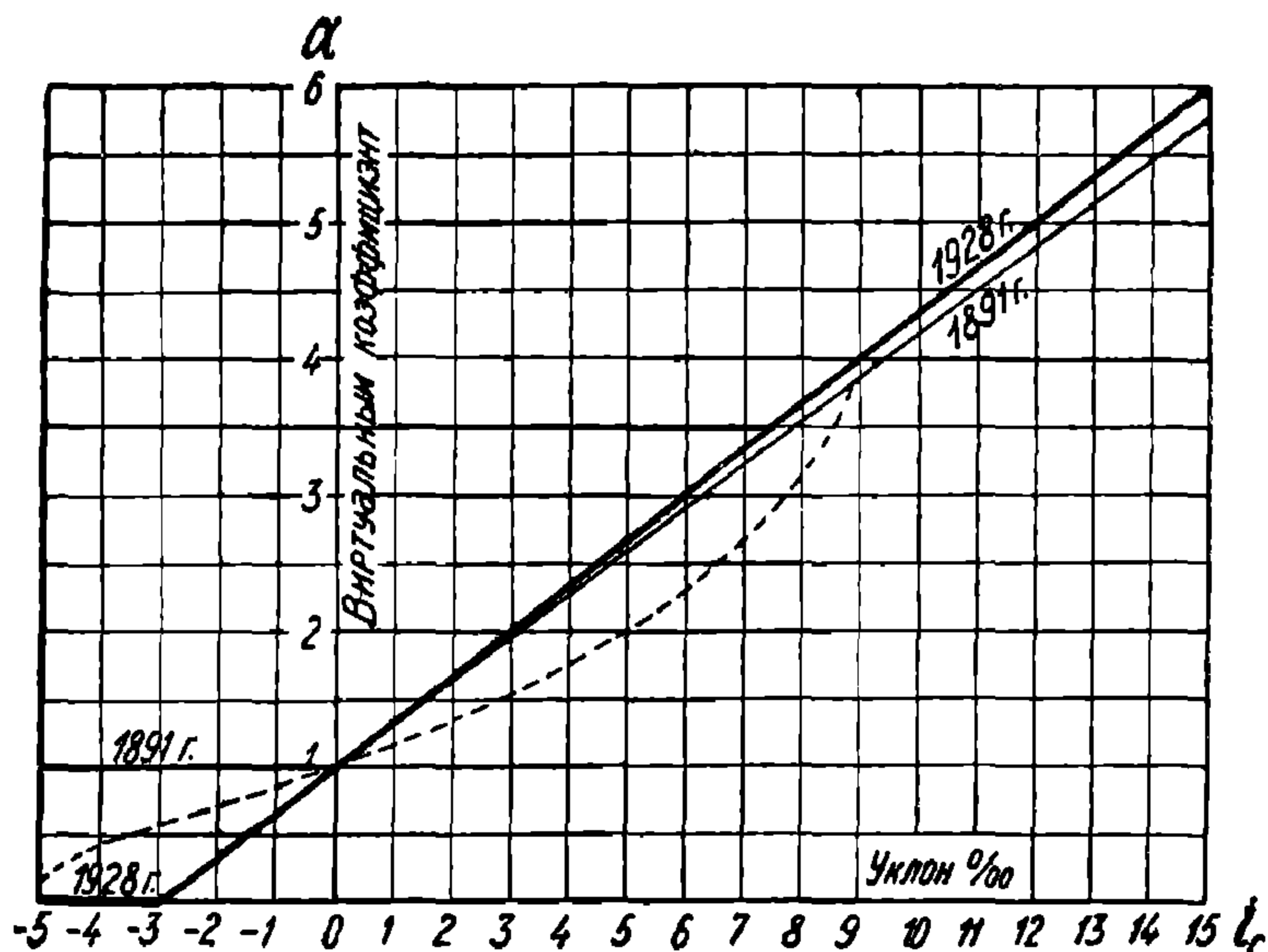
Эквиваленты топлив

| №№ по порядку | Т о п л и в о            |                 |                                 | Теплопроизводительность, низший предел рабочего топлива | Эквивалент |      |
|---------------|--------------------------|-----------------|---------------------------------|---|------------|------|
|               | Род                      | Марка или сорт  | Характеристика                  |   |            |      |
| 1             | Донецкий уголь           | К               | Легучие в горючей части<br>Л% % | 20—26   | 7 200      | 0,71 |
| 2             |                          | Ф               |                                 | 22—32   | 7 350      | 0,68 |
| 3             |                          | ПЖ              |                                 | 26—36   | 6 900      | 0,60 |
| 4             |                          | ПС              |                                 | 15—20   | 7 150      | 0,55 |
| 5             |                          | Г               |                                 | 36—42   | 6 450      | 0,52 |
| 6             |                          | Д               |                                 | 45—18   | 5 450      | 0,41 |
| 7             |                          | Т               |                                 | 12—16   | 7 150      | 0,35 |
| 8             | Антрацит АРШ             |                 |                                 | 4—6   | 6 400      | 0,45 |
| 9             | Подмосковн. крупн. уголь |                 |                                 | 45  | 3 900      | 0,27 |
| 10            | Дрова                    | Береза          | Влажность<br>W %                | 30  | 2 900      | 0,26 |
| 11            |                          | Сосна . . . . . |                                 | 30  | 2 900      | 0,25 |
| 12            |                          | Мягкие породы   |                                 | 30  | 2 900      | 0,25 |
| 13            |                          | Смесь           |                                 | 30  | 2 900      | 0,26 |
| 14            | Нефть                    | Беспарафин.     | Температура застывания          | —10°  | 10 000     | 1,04 |
| 15            |                          | Слабопарафин.   |                                 | +7°   | 10 000     | 1,02 |
| 16            |                          | Парафинистая    |                                 | +20°  | 10 000     | 0,98 |

100. Виртуальные коэффициенты и виртуальные длины. Расчет расхода воды на перегоне мы делали следующим образом: строили зависимость расхода воды на 1 км от величины уклона  $i_c$  (верхняя кривая фиг. 190), умножали длину каждого элемента профиля на расход воды на 1 км этого элемента, зависящий только от его уклона, и все произведения складывали. Мы могли бы сделать эту работу несколько иначе, а именно: в зависимости от  $i_c$  построить кривую отношения между расходом воды на 1 км уклона и расходом воды на 1 км площадки (штриховая кривая на фиг. 192), умножить длину каждого элемента профиля на это отношение, все произведения сложить и сумму умножить на расход воды на 1 км площадки. Отношение расхода воды на 1 км уклона к расходу воды на 1 км площадки называется виртуальным коэффициентом этого уклона по расходу воды (или водяным виртуальным коэф-

циентом) при данных условиях (серия паровоза, состав, топливо и т. д.). Произведение длины элемента на его виртуальный коэффициент называется виртуальной длиной элемента; сумма виртуальных длин всех элементов участка называется виртуальной длиной участка; отношение виртуальной длины участка к его действительной длине называется виртуальным коэффициентом участка.

Расчет времени хода способом равновесных скоростей мы тоже могли бы сделать так: в зависимости от  $i_c$  построить кривую отношения между временем пробега 1 км уклона и временем пробега



Фиг. 192. Виртуальные коэффициенты.

1 км площадки, умножить длину каждого элемента профиля на это отношение, все произведения сложить и сумму умножить на время пробега 1 км площадки. Этот расчет является полной аналогией расчета расхода воды и к нему также относятся вышеприведенные определения, с той только разницей, что в данном случае мы имеем дело с виртуальной длиной и виртуальным коэффициентом по времени пробега.

Обобщая понятие о виртуальном коэффициенте, мы можем сказать, что под виртуальным коэффициентом участка железной дороги понимается величина:

$$\alpha = \frac{s_1 a_1 + s_2 a_2 + s_3 a_3 + \dots}{s_1 + s_2 + s_3 + \dots} = \frac{\sum s_n a_n}{\sum s_n}, \quad (195)$$

где  $s_n$  — длина каждого элемента участка;  $a_n$  — виртуальный коэффициент этого элемента, зависящий только от знака и крутизны его уклона  $i$ ;  $a$  ( $a_n$ ) — отвлеченное число: при  $i_c = 0$ ,  $a = 1$ ;  $\sum s_n a_n$  — виртуальная длина участка.

Итак,  $\alpha = f(i_c)$ . Каждому понятию о виртуальном коэффициенте соответствует свой вид этой функции.

На фиг. 192 сплошными линиями изображены два вида зависимости  $\alpha = f(i_c)$ , соответствующие двум основным понятиям о виртуальном коэффициенте.

Тонкой линией изображена зависимость от  $i_e$  виртуального коэффициента, введенного в 1891 г. и называвшегося эксплуатационным виртуальным коэффициентом. Он довольно близок к отношению времени пробега некоторого расстояния с уклоном  $i_e$  ко времени пробега того же расстояния на прямой горизонтали.

Толстой линией изображена зависимость от  $i_e$  виртуального коэффициента по механической работе (механического виртуального коэффициента), понятие о котором введено в 1928 году для грубой оценки трудности участка железной дороги с точки зрения расхода механической энергии локомотива (примерно пропорционального расходу топлива) на перевозку 1 тоннокилометра брутто.

Под механическим виртуальным коэффициентом понимается отношение теоретического расхода механической работы на 1 тоннокилометр брутто на данном участке (или элементе, или линии) к расходу механической работы на 1 тоннокилометр брутто на прямой горизонтали в предположении, что слагаемая удельного сопротивления на прямой горизонтали для любого профиля равна  $3 \text{ кг/т}$ .

Под механической виртуальной длиной понимается произведение действительной длины на механический виртуальный коэффициент.

Механические, виртуальный коэффициент  $\alpha_m$  и виртуальная длина  $s_m$  элемента профиля определяются по формулам:

$$\alpha_m = \frac{3+i+\frac{13\alpha^\circ}{s}}{3} \text{ для всех уклонов, за исключением спусков} \quad \text{круче } -3\text{‰} \quad (196)$$

$$\alpha_m = 0 \text{ для всех спусков круче } -3\text{‰} \quad (197)$$

$$s_m = s\alpha_m \quad (198)$$

где:

$\alpha_m$  — механический виртуальный коэффициент данного элемента профиля в данном направлении;

$i$  — уклон в тысячных данного элемента профиля со знаком соответствующим данному направлению (подъем +, спуск —);

$\Sigma\alpha^\circ$  — сумма центральных углов в градусах кривых в пределах данного элемента профиля;

$s$  — длина данного элемента профиля в метрах;

$s_m$  — виртуальная длина данного элемента профиля в данном направлении.

Механические виртуальный коэффициент и виртуальная длина любого участка железной дороги в данном направлении (нескольких последовательных элементов или перегона, или всей линии) определяется по формулам:

$$\alpha_m = \frac{\Sigma s\alpha_m}{\Sigma s} \quad (199)$$

или:

$$\alpha_m = \frac{3(\Sigma s - \Sigma s_{sp}) \pm 1000H + 1000\Sigma h_{sp} + 13\alpha^\circ}{3\Sigma s}, \quad (200)$$

$$S_m = \Sigma s_m = \alpha_m \Sigma s, \quad (201)$$

где:

$\alpha_{\text{м}}$  — механический виртуальный коэффициент данного участка в данном направлении;

$\sum s \alpha_{\text{м}}$  — сумма произведений длин элементов профиля участка в метрах на их механические виртуальные коэффициенты в данном направлении;

$\sum s$  — длина всего участка в метрах;

$\sum s_{\text{сп}}$  — сумма длин спусков, число тысячных, которых по абсолютной величине больше 3 (вредные спуски);

$H$  — абсолютная разность отметок конечного и начального пунктов участка в метрах; член  $+1000H$  берется в том случае, если конечный пункт участка выше начального пункта участка; член  $-1000H$  берется в том случае, если конечный пункт участка ниже начального пункта участка;

$\sum h_{\text{сп}}$  — сумма абсолютных величин разностей отметок конечных и начальных пунктов вредных спусков в метрах, понимая под вредными спусками все те спуски, число тысячных которых по абсолютной величине больше 3;

$\sum \alpha^0$  — сумма центральных углов в градусах всех кривых элементов профиля на протяжении  $\sum s - \sum s_{\text{сп}}$ , т. е. на всех подъемах, на всех площадках и на спусках от 0 до  $-3\text{‰}$  включительно;

$S_{\text{м}}$  — механическая виртуальная длина участка в данном направлении.

Для примера ниже произведено вычисление механических виртуальных коэффициентов в обоих направлениях участка, профиль которого изображен на фиг. 175.

В нечетном направлении (вправо), по формуле 200:

$$\alpha_{\text{м}} = \frac{3 \cdot 8360 - 260 + 1000(88,6 - 60,0) + 1000(89,0 - 88,1) + 13 \cdot 162}{3 \cdot 8360} = 2,23.$$

В четном направлении (влево):

$$\alpha_{\text{м}} = \{3 [8360 - (1250 + 1525 + 1100)] - 1000(88,6 - 60,0) + 1000 [(91,3 - 81,8) + (81,0 - 68,8) + (68,8 - 60,0)] + 13 \cdot 33\} : 3 \cdot 8360 = 0,63.$$

Совершенно те же результаты мы получили бы, если бы сделали расчет не по формуле 200, а по формуле 199, определив  $\alpha_{\text{м}}$  всех элементов по формулам 196 и 197 или по фиг. 192. Формула 200 значительно упрощает расчет. Если бы зависимость  $\alpha = f(i_c)$  была криволинейной, то расчет был бы возможен только по формуле 199.

В нашем примере профиль в нечетном направлении оказался по расходу механической энергии в 2,23 раза тяжелее прямой площадки, а в четном направлении — 0,63 раза. Для грубых подсчетов можно принять, что в этом же отношении должен быть расход воды и топлива на тоннокилометр брутто в нечетном и четном направлениях.

Само собой разумеется, что для каждого участка сети СССР для тех или иных условий движения, рода локомотивов и проч. можно вывести более близкий к действительности вид зависимости  $\alpha = f(i_c)$ , но грубость зависимости, изображенной толстой линией на фиг. 192, окупается ее независимостью от субъективных качеств лица, производящего расчет, и простотой расчета.

УДУРНТ  
(ДІІТ)

