

ПРОФ. И. И. НИКОЛАЕВ

СБОРНИК ЗАДАЧ  
И УПРАЖНЕНИЙ  
ПО ДИНАМИКЕ И  
ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЮ  
ПАРОВОЗОВ

ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ

1

9

3

5

НТБ  
ДНУЖТ

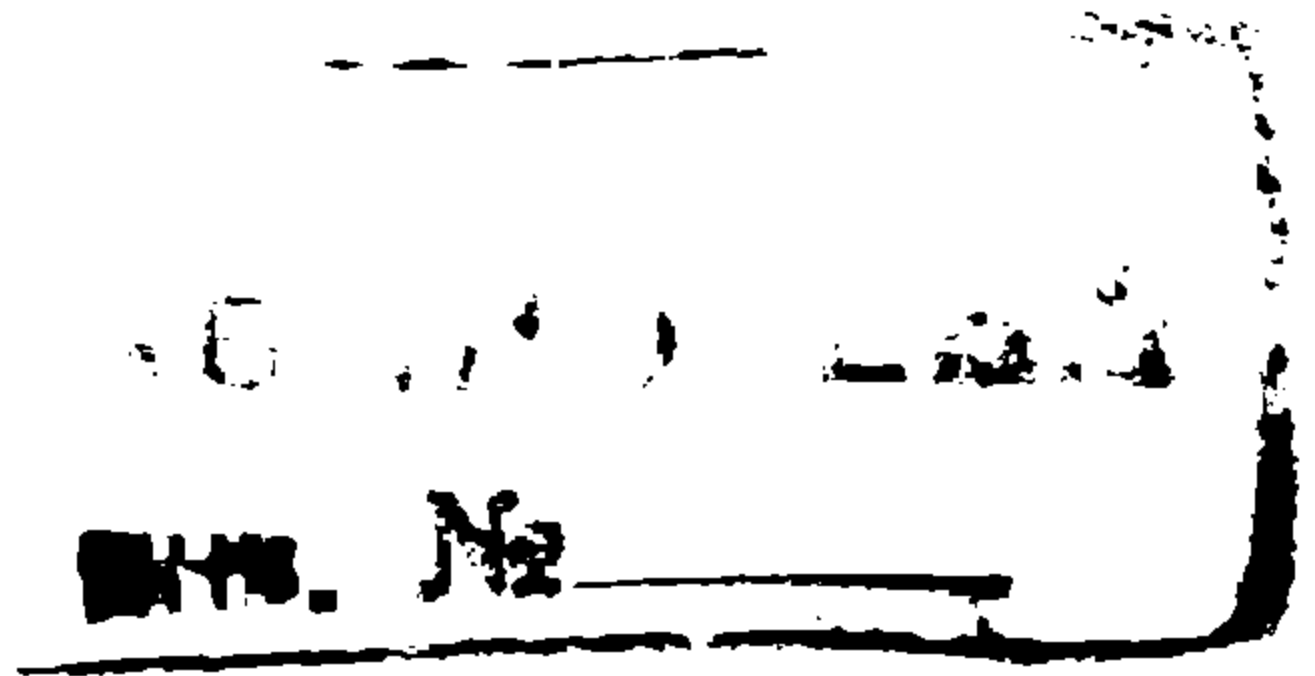
Проф. И. И. НИКОЛАЕВ

# СБОРНИК ЗАДАЧ И УПРАЖНЕНИЙ ПО ДИНАМИКЕ И ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЮ ПАРОВОЗОВ

(С ПОДРОБНЫМИ РЕШЕНИЯМИ)

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

29168



ГОСУДАРСТВЕННОЕ  
ТРАНСПОРТНОЕ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО  
МОСКВА ★ ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ ★ 1935

НТБ  
ДНУЖТ

Задачник по динамике и парораспределению паровозов является учебным пособием для втузов ж.-д. транспорта.

В нем помещены: задачи по определению коэффициента сцепления, геометрический способ вписывания экипажа в кривые, расчеты золотника, проверка кулисы и т. д.

В целях усвоения предмета в каждом разделе книги приведены примеры решений отдельных характерных задач.

---

## ОПЕЧАТКИ

к книге проф. И. И. Николаева, „Сборник задач и упражнений по динамике и парораспределению паровозов“

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть	Опечатка по вине
25	9 снизу	$\gamma_0$	$\gamma_0$	Сверщика С. Б. Израилевой
25	6	ведущего колесе	ведущем колесе	
31	4	$\frac{\zeta_1}{\zeta_0}$	$\frac{\zeta_1}{\zeta_0}$	
41	Подпись под фиг. 27	Слово „или“ в подписи изъять		
48	Подпись под фиг. 35	влияние	виляние	
111	Формула 18	$\sum_n^{1-4} \Phi \cos \alpha$	$\sum_n^{1-4} \Phi_n \cos \alpha$	
111	Формула 19	$\sum_n^{1-4} \Phi z$	$\sum_n^{1-4} \Phi_n z$	
115	17 сверху	на внешем	на внешнем	

# ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие	5
<b>ДИНАМИКА ПАРОВОЗОВ</b>	
<b>Г Л А В А I</b>	
Упражнения и задачи по динамике паровозов . . . . .	7
Касательная сила тяги. Коэффициент сцепления. Модуль силы тяги. Коэффициент неравномерности . . . . .	7
<b>Г Л А В А II</b>	
Уравновешивание паровоза . . . . .	22
Расчет противовесов двух- и трехцилиндровых паровозов. Поверочный расчет противовесов. Определение степени уравновешенности паровоза. Динамиче- ский паспорт паровоза . . . . .	22
<b>Г Л А В А III</b>	
Геометрический способ $R_{\text{ог}}$ вписывания экипажей в кривые .	55
Экипаж типа 2-3-1	55
Экипаж типа 2-4-0	57
Экипаж типа 1-5-1	59
Экипаж типа 1-4-2	60
Экипаж типа 2-6-1	61
Экипаж типа 1-6-2	61
Экипаж типа 2-7-2 . . . . .	62
Экипаж типа 0-3-0 + 0-3-0	63
<b>Г Л А В А IV</b>	
Возвращающие силы различных устройств тележек. Коэффициент жест- кости рессор и рессорного устройства . . . . .	63
<b>Г Л А В А V</b>	
Определение горизонтальных усилий при движении по кривым .	69
I. Паровоз типа 0-5-0 . . . . .	69
а) При скорости $v$ 40 км/час . . . . .	69
б) Усилие у экипажа 0-5-0 при скорости $v \approx 0$ . . . . .	75
в) Усилие у экипажа 0-5-0 при набегании на внутренний рельс с усилием, равным 0 . . . . .	76
г) При нажатии на внешний рельс с усилием, равным нулю . . . . .	77
д) Устройство ходовых частей экипажа 0-5-0, дающих наименьшие горизонтальные усилия в кривой . . . . .	79
е) Определение зазоров у экипажа 0-5-0, достаточных для прохождения кривой $R = 125$ м . . . . .	83
Паровоз типа 2-4-0 . . . . .	85

НТБ  
ДНУЖТ

	<b>Стр.</b>
Паровоз типа 2-3-0	97
Паровоз типа 1-3-0	101
Паровоз типа 1-5-1	103

**Г Л А В А VI**

Развеска паровоза .	116
---------------------	-----

**ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ**

**Г Л А В А VII**

Парораспределение простым золотником . . . . .	119
Диаграммы: Цейнера, Мюллера. Расчет золотника .	119

**Г Л А В А VIII**

Парораспределительные кулисные механизмы . . . . .	132
Кулисы Гейзингера. Определение основных размеров кулисы; определение стороны подкатки скатов; поверка кулисы. Кулиса Стефенсона . .	132
Приложение .	146



**НТБ  
ДНУЖТ**

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Предлагаемый труд представляет собою издание первого задачника по вопросам динамики и парораспределения паровозов как в русской, так и в иностранной литературе; его назначение—дать возможность проработать этот отдел паровозостроения и углубить теоретические исследования в области динамики. Вывод формул не дается, так как в основном задачник базируется на курсе Е. Г. Кестнера и И. И. Николаева „Динамика и парораспределение паровозов“.

Все пожелания, какие будут выявляться, будут учтены автором в дальнейшем, почему просьба их направлять в кафедру паровозов МЭМИИТ и Кр. МММИ.

---

# ДИНАМИКА ПАРОВОЗОВ

## ГЛАВА I

### УПРАЖНЕНИЯ И ЗАДАЧИ ПО ДИНАМИКЕ ПАРОВОЗОВ

Касательная сила тяги. Коэффициент сцепления. Модуль силы тяги.  
Коэффициент неравномерности

*Задача 1.* Найти величину средней силы тяги и коэффициента сцепления для паровоза, если считать, что давление пара на поршень постоянно и равно давлению пара в котле  $P_*$  и длина шатуна бесконечно большая, т. е.  $\lambda = \frac{r}{L} = 0$ . Диаметр цилиндра  $d = 550$  мм. Ход поршня  $h = 650$  мм и диаметр колес  $D = 1200$  мм,  $P_* = 12$  ат.  
*Решение.* Работа на ободу колеса за 1 оборот должна быть равна работе пара в цилиндре:

$$F_i \pi D = P_i \frac{\pi d^2}{4} h \cdot 2 \cdot Z,$$

где  $Z$ —число цилиндров;  $F_i$ —средняя сила тяги; откуда при  $Z = 2$

$$F_i = P_i \frac{d^2 h}{D} = P_* \frac{d^2 h}{D}$$

$P_i = P_*$ , так как работа происходит без расширения.

С другой стороны, при  $L = \infty$  сила тяги выражается формулой:

$$F' = P_* \frac{\pi d^2}{4} \frac{r}{R} \sin \varphi \text{ — одной машины}$$

и

$$F'' = P_* \frac{\pi d^2}{4} \frac{r}{R} \cos \varphi \text{ — другой машины}$$

и всего паровоза

$$F_i = F' + F'' = P_* \frac{\pi d^2}{4} \frac{r}{R} (\sin \varphi + \cos \varphi),$$

максимальное значение будет соответствовать углу  $\varphi = 45^\circ$ ; следовательно:

$$F_{max} = P_* \frac{\pi d^2}{4} \frac{r}{R} (\sin \varphi + \cos \varphi) = P_* \frac{\pi d^2}{4} \frac{r}{R} \sqrt{2},$$



и коэффициент сцепления  $\psi_0$  найдется из соотношения:

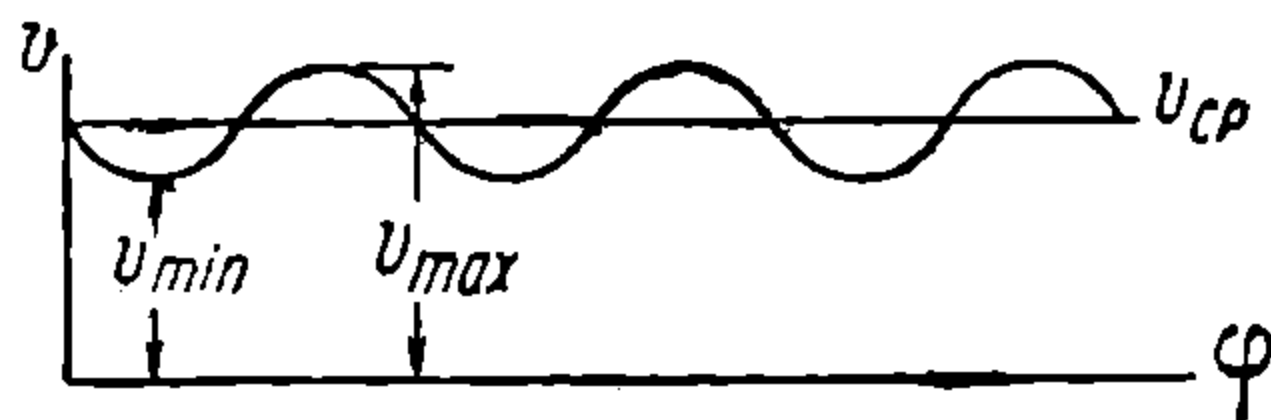
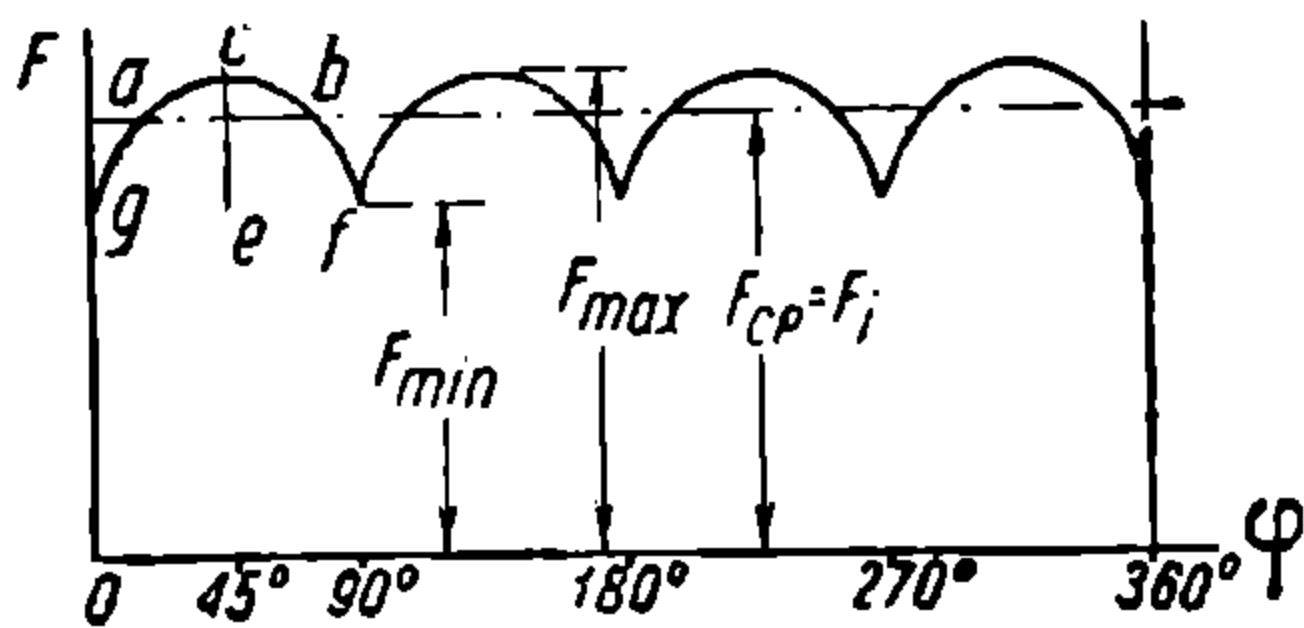
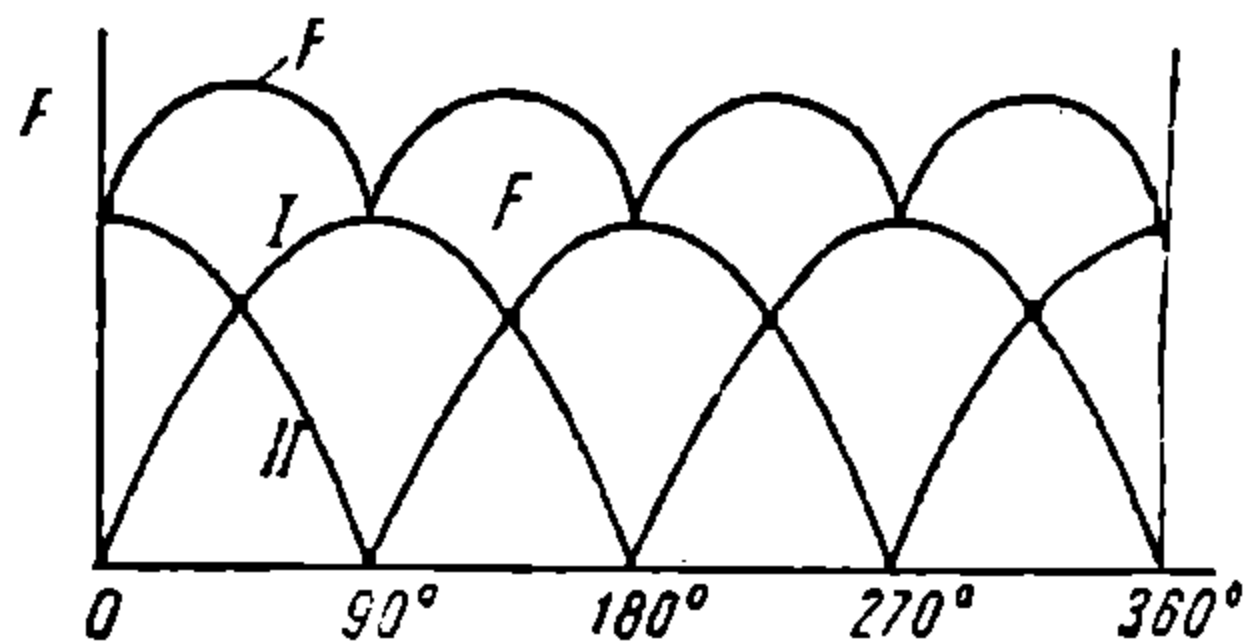
$$\psi_0 = \mu \frac{F_i}{F_{max}} = 0,25 \cdot P_x \frac{d^2 h}{D} \cdot \frac{4D}{P_x \pi d^2 h \sqrt{2}} = 0,25 \cdot 0,9 = 0,226 = \frac{1}{4,3};$$

то же самое можно найти и другим способом, а именно из фиг. 1:

$$F_{cp} = F_i = \frac{P \frac{r}{R} \int_0^{\frac{\pi}{4}} (\sin \varphi + \cos \varphi) d\varphi}{\frac{\pi}{4}} = \frac{P \frac{r}{R}}{\frac{\pi}{4}} [\sin \varphi - \cos \varphi]_0^{\frac{\pi}{4}} =$$

$$= P \frac{r}{R} \frac{4}{\pi} \left\{ \sin \frac{\pi}{4} - \sin 0^\circ - \cos \frac{\pi}{4} + \cos 0^\circ \right\} = \frac{4}{\pi} P \frac{r}{R} = 1,27 P \frac{r}{R} =$$

$$= 1,27 \cdot \frac{P_x \pi d^2 r}{4} \cdot \frac{r}{R} = 1,27 \cdot \frac{12\pi \cdot 55^3}{4} \cdot \frac{650}{1200} = 19,700 \text{ кг}$$



Фиг. 1. Кривые сил тяги 2-цилиндрового паровоза при  $P = \text{const}$  и колебание скорости.

и

$$\psi_0 = \mu \frac{F_{cp}}{F_{max}} = 0,25 \frac{1,27}{1,41} = \frac{1}{4,3}.$$

**Упражнение 1.** Построить кривую силы тяги двухцилиндрового паровоза однократного расширения при данной отсечке  $\epsilon$  и скорости  $V$ .  
Дано: диаметр цилиндра

$$d = 550 \text{ мм};$$

$$\text{ход поршня } h = 2r = 650 \text{ мм};$$

$$\text{диаметр сцепных колес}$$

$$D = 2R = 1200 \text{ мм};$$

$$\text{скорость паровоза } V = 25 \text{ км/час};$$

$$\text{отношение длины кривошипа к}$$

$$\text{длине шатуна } \frac{r}{L} = \lambda = \frac{1}{8};$$

индикаторная диаграмма при отсечке  $\epsilon = 0,3$  приведена на фиг. 2.

**Решение.** Как известно, сила тяги одноцилиндрового паровоза выражается формулой:

$$F_x' = \eta P_x \frac{\pi d^2 r}{4 R} \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos \alpha} =$$

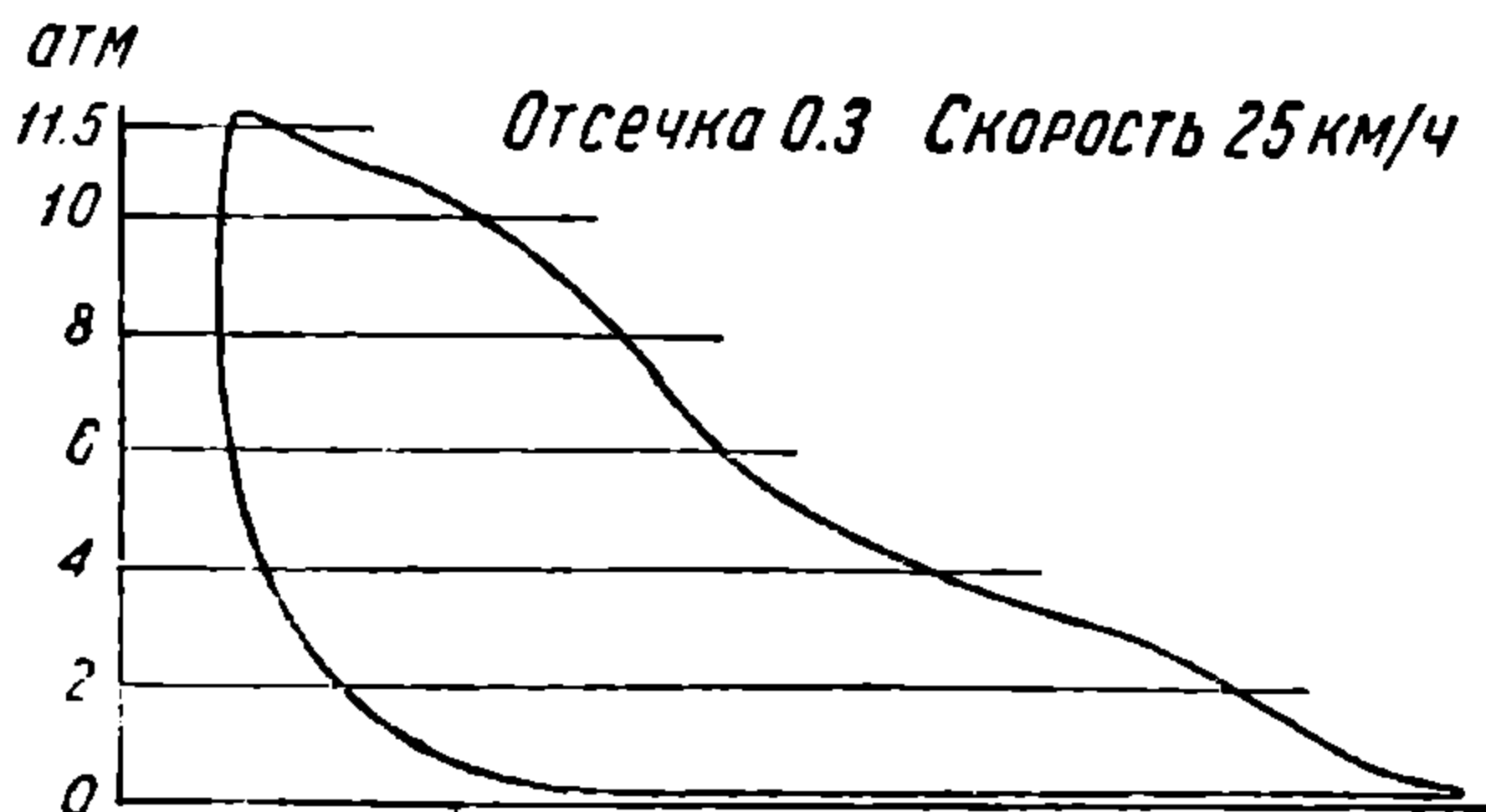
$$= \eta P_x' \frac{\pi d^2 oa}{4 R} = AP_x' oa, \quad (1)$$

где

$$oa = \frac{r \sin(\alpha + \varphi)}{\cos \alpha}; \quad (2)$$

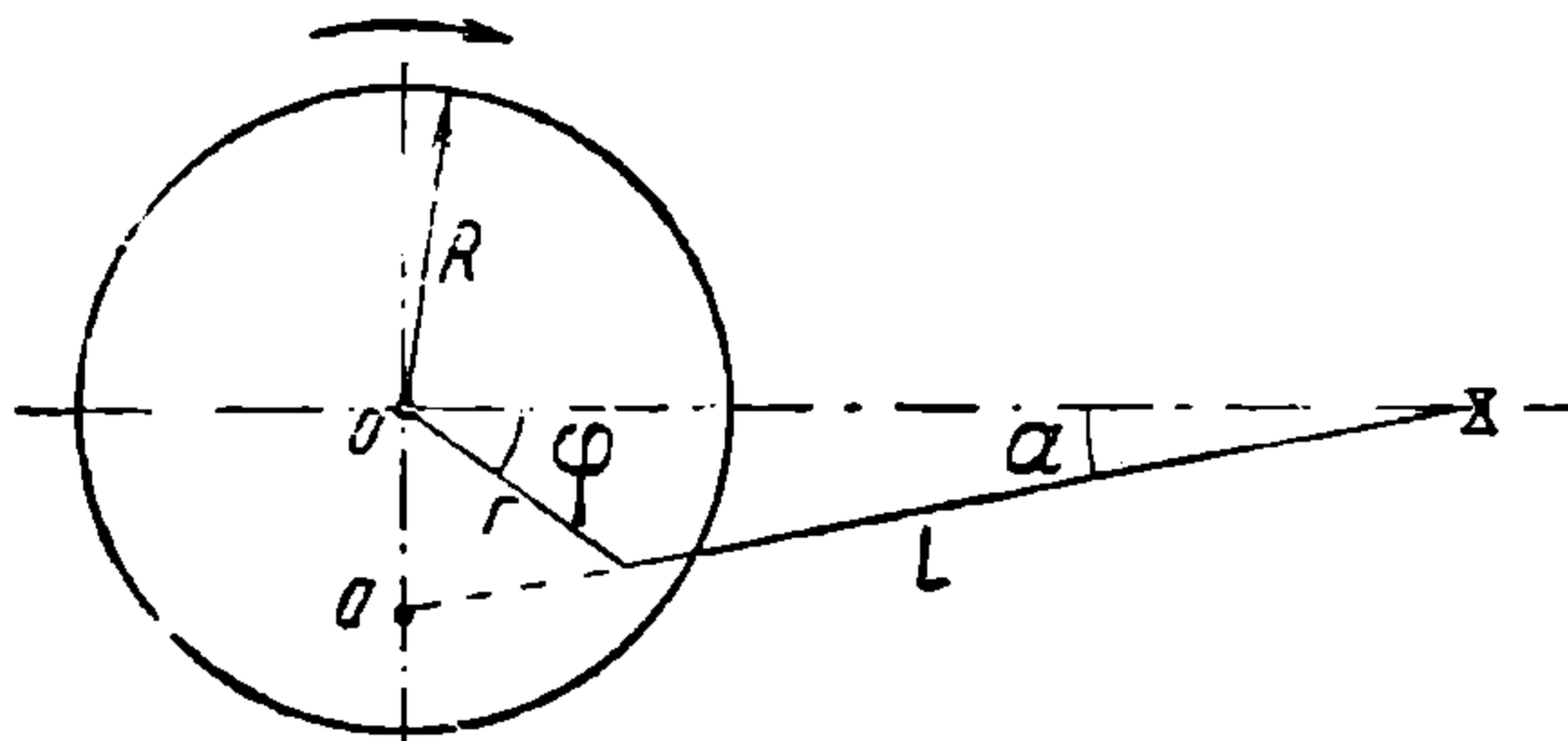
$$A = \eta \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{1}{R}; \quad (3)$$

$P_x'$  — индикаторное давление, соответствующее данному положению кривошипа (углу поворота  $\varphi$ );  
 $oa$  — величина отрезка, отсекаемого направлением шатуна или продолжением его оси на вертикальном диаметре (фиг. 3) (см. „Курс динамики и парораспределения“).



Фиг. 2. Индикаторная диаграмма для отсечки 30% и скорости 25 км/час.

Для нахождения величины  $P_x'$  и  $oa$  делим окружность кривошипа на равные части, например на 12 (фиг. 4b), откладываем влево от центра поправку Брикса, равную  $\frac{r^2}{2L} = \frac{r\lambda}{2}$  (в масштабе, в котором

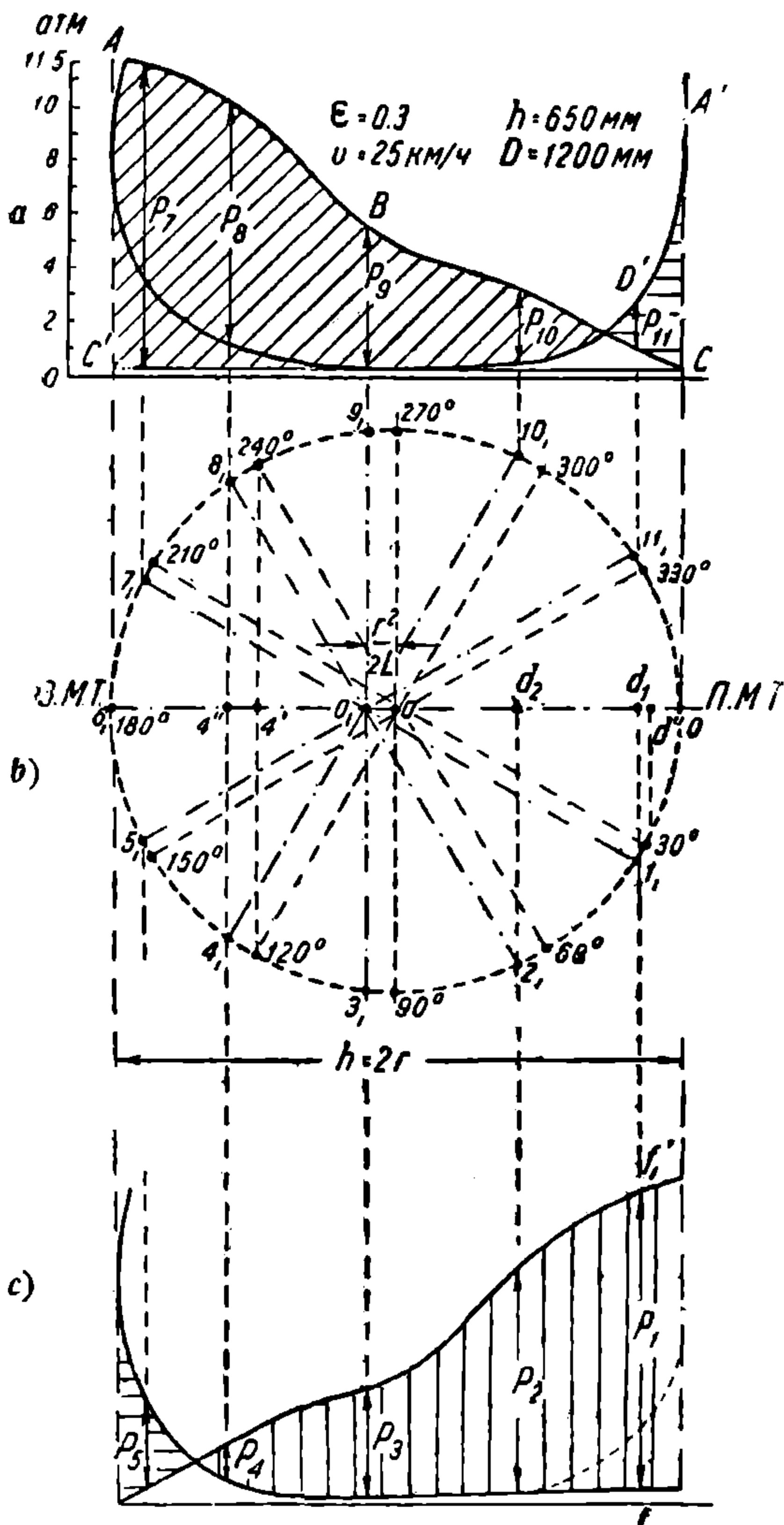


Фиг. 3. Отыскание вектора, эквивалентного плечу при определении касательной силы тяги.

построена окружность кривошипа радиуса  $r$ ), и из смещенного центра  $O$  проводим лучи  $O1, O2, O3, \dots$ , параллельно лучам  $O-30^\circ, O-60^\circ, O-90^\circ, \dots$ ; тогда проекции из точек  $1, 2, 3, \dots$  на диаметр дадут положения поршня для соответствующих углов поворота кривошипа с учетом конечной длины шатуна; так, например,  $d_1$  — положение поршня, когда кривошип повернется на угол  $30^\circ$  (при бесконечно длинном шатуне поршень был бы для этого угла в точке  $d''$ ). Проектируя эти точки  $1, 2, 3, \dots$  на индикаторную диаграмму фиг. 4а, найдем соответствующие удельные давления пара на поршень:  $P_1, P_2, P_3, \dots$  в  $\text{кг/см}^2$ .

Нужно только отметить, что под  $P_1, P_2, \dots$  здесь понимается результирующее давление на поршень, т. е. разность давления по обе стороны поршня, почему на индикаторных диаграммах кривая  $ACD$  повернута в положение  $A'C'D'$  (зеркальное изображение), и давление

изобразится отрезками заштрихованной площади. Нетрудно видеть, что углу поворота кривошипа в  $30^\circ$  соответствует давление пара, в передней полости равное  $P_1$ , а углу в  $210^\circ$  (фиг. 4с), т. е. для задней полости —  $P_7$ , причем  $P_1 < P_7$ , при бесконечно длинном же шатуне давления  $P_1$  и  $P_7$  были бы одинаковы. Эти давления выписаны в следующей таблице 1.



Фиг. 4. Отыскание результирующего давления для данных углов поворота кривошипа.

чем на чертеже масштаб этой окружности взят другой, меньший, чтобы можно было сделать засечки длиной, равной длине шатуна в пределах чертежа).

Делим эту окружность на столько же равных частей, как и на фиг. 4б, и из точек деления 1, 2, 3 радиусом, равным длине шатуна  $L = 8r$  (в том же масштабе), делаем засечки на прямой  $MN$ , находим положение поршня; соединяя затем полученные точки и продолжая

ТАБЛИЦА 1

$\varphi$	$P_x'$ кг/см <sup>2</sup>	$oa$ мм	$AP'oa = F'$ кг	№ точек
0	11,6	0	0	0
30	11	195	7 600	1
60	8,5	300	9 600	2
90	4,3	325	4 950	3
120	1,65	244	1 440	4
150	— 3,7	122	— 1 610	5
180	— 11,6	0	0	6
210	11	122	4 760	7
240	9,7	244	8 425	8
270	5,5	325	6 350	9
300	3,0	300	3 200	10
330	— 2,0	195	— 1 380	11
360	— 11,6	0	0	12

Для их определения нужно ординаты  $P_1, P_2, \dots$  разделить на масштаб давления индикаторной диаграммы, каковой для нашего случая равен  $3 \text{ мм} = 1 \text{ ат}$  или  $m = \frac{1}{3}$ , следовательно:

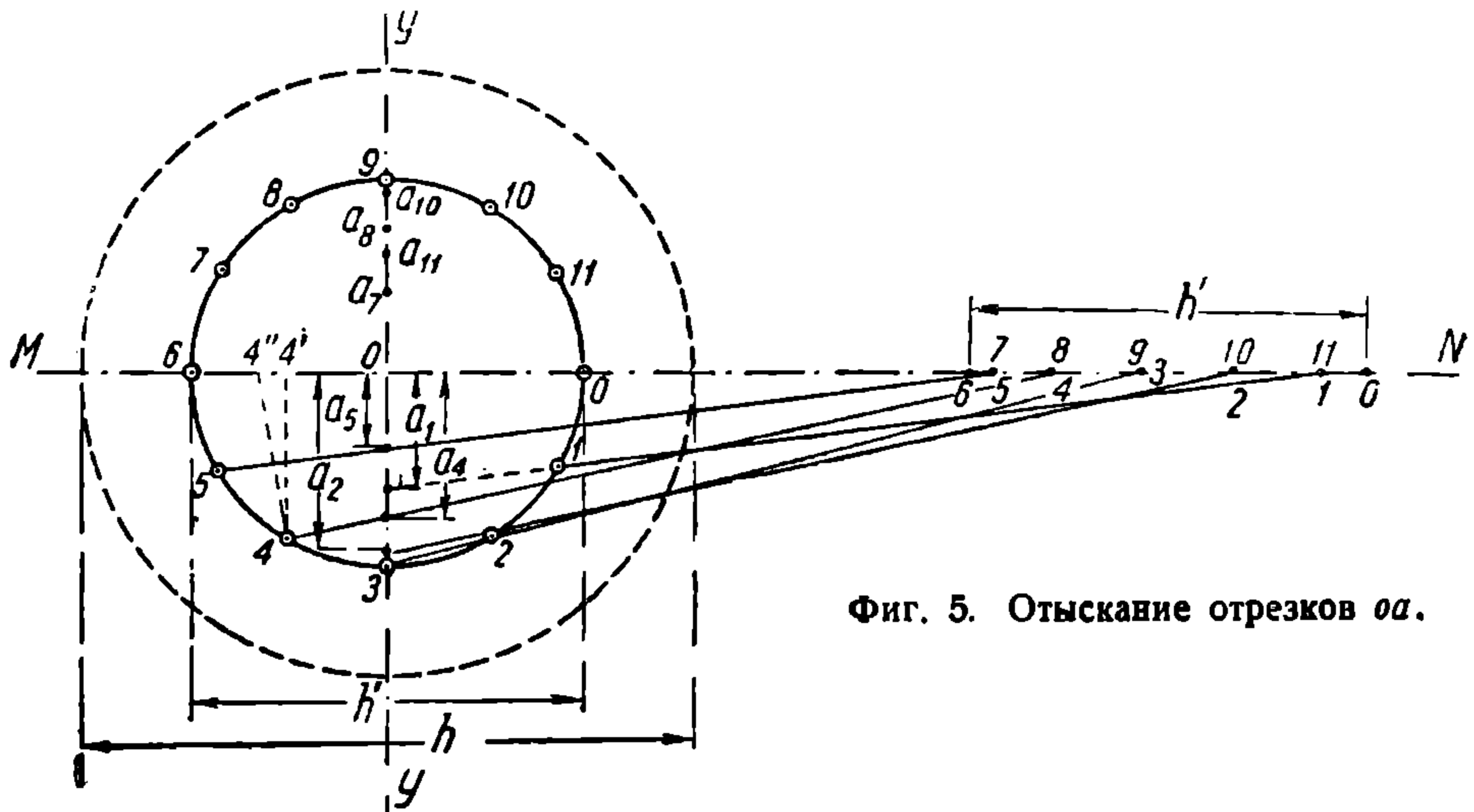
$$P_1 = \frac{F \cdot F'}{3} = \frac{33}{3} = 11 \text{ ат.}$$

Зная удельные давления  $P_x$ , переходим к определению величин  $oa$  (фиг. 5); для этого описываем окружность диаметром  $h' = 2r$  (при-

до пересечения с вертикальным диаметром  $YU$ , получим отрезки  $oa_1, oa_2, oa_3, \dots$ , которые получаются в том же масштабе, что и радиус кривошипа  $r$  (на чертеже  $r = 20$  мм); следовательно, масштаб длин  $\mu = \frac{20}{325} = \frac{1}{16,25}$  и ординаты  $oa_1, oa_2, \dots$ , измеренные в миллиметрах,

нужно умножить на 16,25; полученный результат вписан в таблицу. Имея величины  $P_x'$  и  $oa_x$ , можно определить величину касательной силы тяги  $F'$ , высчитав предварительно постоянный коэффициент  $A$ , равный:

$$A = \eta \frac{\pi d^2}{4} \frac{1}{R} = \frac{0,90 \cdot 3,14 \cdot 55^2}{4 \cdot 600} = 3,56;$$



Фиг. 5. Отыскание отрезков  $oa$ .

таким образом для любой точки, например 1, имеем:

$$F' = AP_1 oa_1 = 3,56 \cdot 11 \cdot 195 = 7600 \text{ кг};$$

но можно, измеряя, взять непосредственно из чертежа  $P_1 = \frac{33}{3} \text{ ат};$

$$oa_1 = 12 \text{ мм} \text{ и } F' = 3,56 \cdot 33 \cdot 12 \cdot \frac{M}{m} = 3,56 \cdot 33 \cdot 12 \cdot \frac{16,25}{3} = 7600 \text{ кг}.$$

Полученные значения  $F_x$  откладываем в функции угла поворота кривошипа (фиг. 6), которая будет представлять изменение кривой силы тяги правой машины за 1 оборот колеса; так как кривошип левой машины составляет угол  $90^\circ$  с кривошипом правой машины или при отсчете по часовой стрелке составляет угол  $\varphi + 270^\circ$ , то для построения кривой силы тяги левой машины полученную кривую сдвигаем влево на  $270^\circ$  и эти две кривые складываем. В результате будем иметь кривую силы тяги всего паровоза:

$$F_n = F_{np} + F_{лв}.$$

Планиметрируя полученную площадь (фиг. 6), нетрудно определить среднюю силу тяги

$$F_{cp} = 0,625 F_{max} \text{ кг}$$

и далее коэффициент сцепления

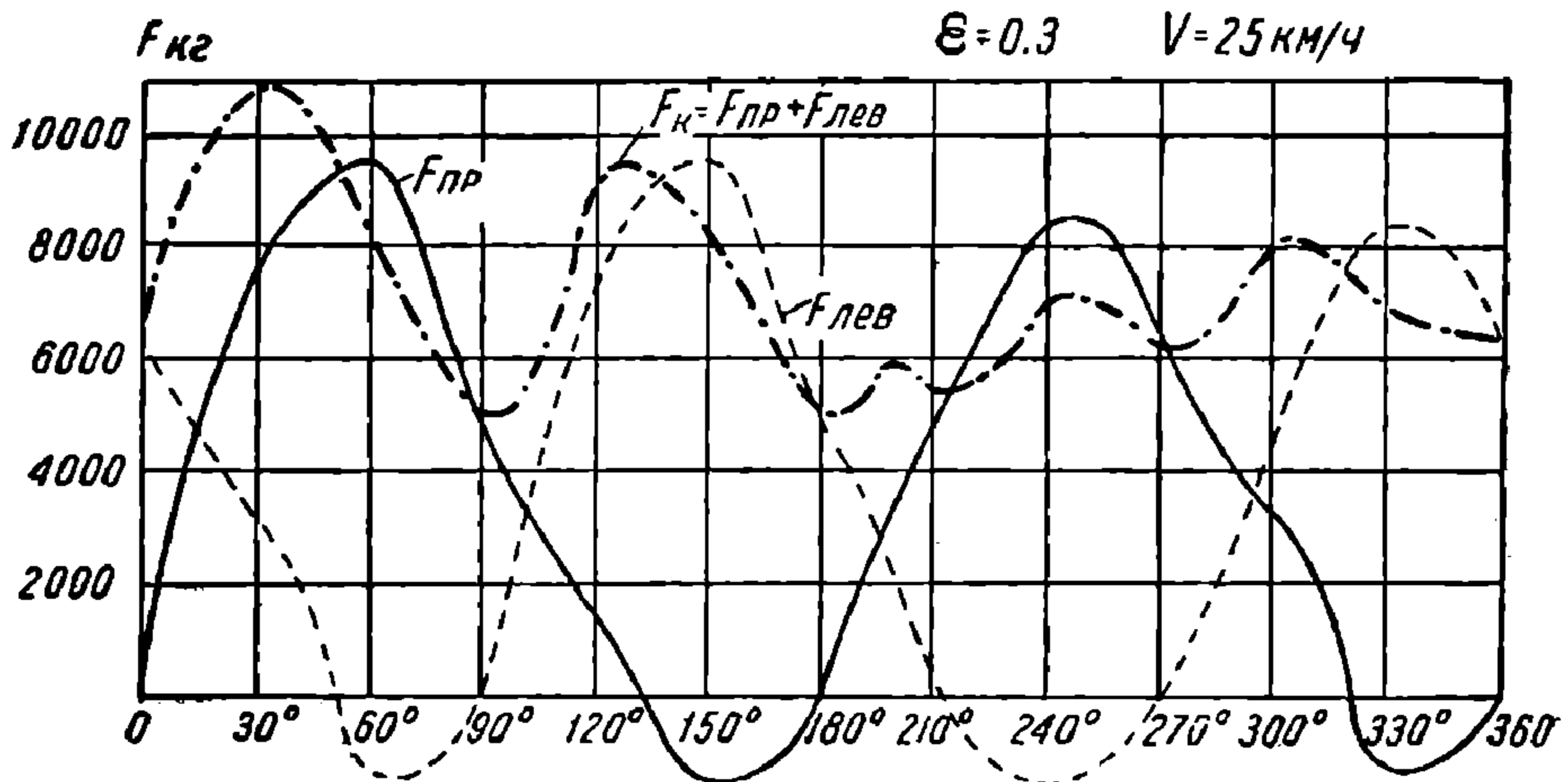
$$\psi_0 = \mu \frac{F_{cp}}{F_{k\max}} = 0,25 \cdot 0,625 = 0,156 = \frac{1}{6,42}$$

**Задача 2.** Какова будет сила тяги предыдущего паровоза, если в нем заменить два цилиндра на три с теми же размерами?

**Задача 3.** Изменится ли сила тяги предыдущего паровоза, если угол между кривошипами изменить с 90 на 180°?

**Ответ.** Средняя сила тяги останется та же самая, изменится только коэффициент неравномерности силы тяги в сторону ухудшения.

**Задача 4.** Чему равен коэффициент неравномерности силы тяги у 2- и 3-цилиндровых паровозов, если при данной одинаковой отсечке и скорости кривые силы тяги каждого цилиндра имеют вид, указанный на фиг. 6.



Фиг. 6. Кривая изменения силы тяги за один оборот для 2-цилиндрового паровоза при отсечке 30%.

**Задача 5.** Для условий задачи 1 найти фазу перебоксовки паровоза, если считать коэффициент трения  $\mu = 0,15$ , а сцепной вес паровоза  $P = 64 \text{ т}$ .

**Ответ.** Точки пересечения прямой (фиг. 1), выражаемой уравнением  $P_{*}\varphi$ , с кривой силы тяги  $ab$ , дают продолжительность перебоксовки.

**Задача 6.** Какое будет выражение модуля силы тяги 4-цилиндрового компаунд-паровоза при диаметре цилиндров  $d'$ —высокого давления,  $d''$ —низкого,  $h$ —ходе поршня,  $D$ —диаметре сцепных колес и  $P_*$ —давлении в котле?

**Ответ.**

$$M = P_* \frac{d''^2 \cdot h}{D}$$

**Задача 7.** Какова величина модуля силы тяги 3-цилиндрового паровоза наивысшего давления системы Лефлера с давлением в 120 ат?

Диаметр цилиндра высокого давления	$d' = 220 \text{ мм}$
" " " низкого " "	$d'' = 600$
Число цилиндров высокого давления	$Z' = 2$
" " " низкого " "	$Z'' = 1$

Давление пара цилиндров высокого давления	$P' = 120 \text{ ат}$
" " низкого	$P'' = 16 \text{ "}$
Ход поршня . . . . .	$h = 660 \text{ мм}$
Диаметр сцепных колес	$D = 2000 \text{ мм}$

Ответ.

$$M = P'_\kappa \frac{d^{2l}}{D} + P''_\kappa \frac{d''^{2l}}{2D} = 120 \cdot \frac{22^2 \cdot 0,66}{2} + \\ + 16 \frac{60^2 \cdot 0,66}{2 \cdot 2} = 19166 + 9540 = 28706 \text{ кг.}$$

**Задача 8.** Определить диаметр  $D$  колес паровоза типа 2-3-1, имеющего нагрузку на ось  $18 \text{ т}$  и конструктивную скорость  $v_{max} = 120 \text{ км/час}$ ?

Ответ.

$$D = 1,00 + v = 100 + 0,8 \cdot 120 = 1,96 \text{ м} \cong 2,0 \text{ м,}$$

где  $v = 0,8 v_{max}$ .

С другой стороны, давление колеса на рельс  $Q$  должно быть увязано с напряжением  $P$ . Эта зависимость выражается формулой:

$$P^2 = 0,35 \frac{2Q}{b \cdot D \left( \frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)} = 5000 \div 6000 \text{ кг/см}^2;$$

при  $E_1 = E_2 = 2 \cdot 200000 \text{ кг/см}^2$

$$P = 620 \sqrt{\frac{Q}{b \cdot R}} \text{ кг/см}^2,$$

где  $b$ —ширина соприкосновения частей. Более простая зависимость дается формулой:

$$D \geq 1,3 \sqrt{Q} \text{ кг.}$$

**Задача 9.** Определить степень неравномерности движения одного паровоза при данных задачи 1, т. е. при  $P_i = P_\kappa$  и  $\lambda = 0$ .

**Решение.** Степень неравномерности выражается формулой:

$$\delta = \frac{v_{max} - v_{min}}{v_{cp}} = \frac{R}{M \cdot v_c^2} \Omega,$$

где  $R$ —радиус колеса.

$$M(1 + \gamma) = M_s = M_c + M_\kappa + \Sigma \frac{J}{R^2}$$

приведенная масса паровоза, равная массе кузова и скатов,

$$M = M_o + M_\kappa$$

$\Sigma \frac{J}{R^2}$  — представляет влияние вращающихся скатов;  $\Omega$  — величина площади кривой силы тяги (фиг. 1), в пределах которых происходит наибольшее изменение скорости.

Кривая изменения скорости показана на фиг. 1; максимум значения скорости соответствует точке  $a$ , минимум — точке  $b$ , таким образом  $\Omega$  представляет площадь  $abc$ :

$$\Omega_{abc} = \frac{2}{3} ab \cdot cd;$$

но длина  $ab$  найдется из условия, что средняя сила тяги  $F_{cp} = 1,27 P \frac{r}{R}$  соответствует углу  $\varphi$ , равному  $19^\circ$ ; действительно:

$$F_{cp} = 1,27 P \frac{r}{R} = P \frac{r}{R} (\sin \varphi + \cos \varphi) = \sqrt{2} P \frac{r}{R} \sin (\varphi + 45^\circ),$$

откуда

$$\sin (\varphi + 45^\circ) = 0,9$$

или

$$\varphi + 45^\circ = 64^\circ$$

и

$$\varphi = 19^\circ,$$

$$\overline{ab} = \frac{\pi}{2} - \frac{2 \cdot 19^\circ}{360} 2\pi = (0,5 - 0,217) \pi = 0,28\pi,$$

$$\overline{cd} = \overline{ce} \frac{1,41 - 1,27}{0,41} P \frac{r}{R} = 0,34 \cong \frac{1}{3} \overline{ce} P \frac{r}{R};$$

подставляя, получим:

$$\Omega_{abc} = \frac{2}{3} \cdot 0,28\pi \cdot 0,34 P \frac{r}{R} = 0,079 P \frac{r}{R}$$

и

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{v_{max} - v_{min}}{v_{cp}} = \frac{R}{(1 + \gamma) M v_{cp}^2} \Omega = \frac{R \cdot 0,079 P r \cdot g}{R Q v^2 \text{ м/сек} (1 + \gamma)} = \\ &= \frac{D \cdot 0,079 F_{cp} 9,8 \cdot 13,6^2}{21\,000 \cdot 1,27 R v^2 \text{ км/час} 1,060} = 0,00373 \frac{F_{cp} D}{R v^2 \text{ км/час}^2}, \end{aligned}$$

где  $Q$  — вес паровоза в тоннах, а  $v$  — в км/час.

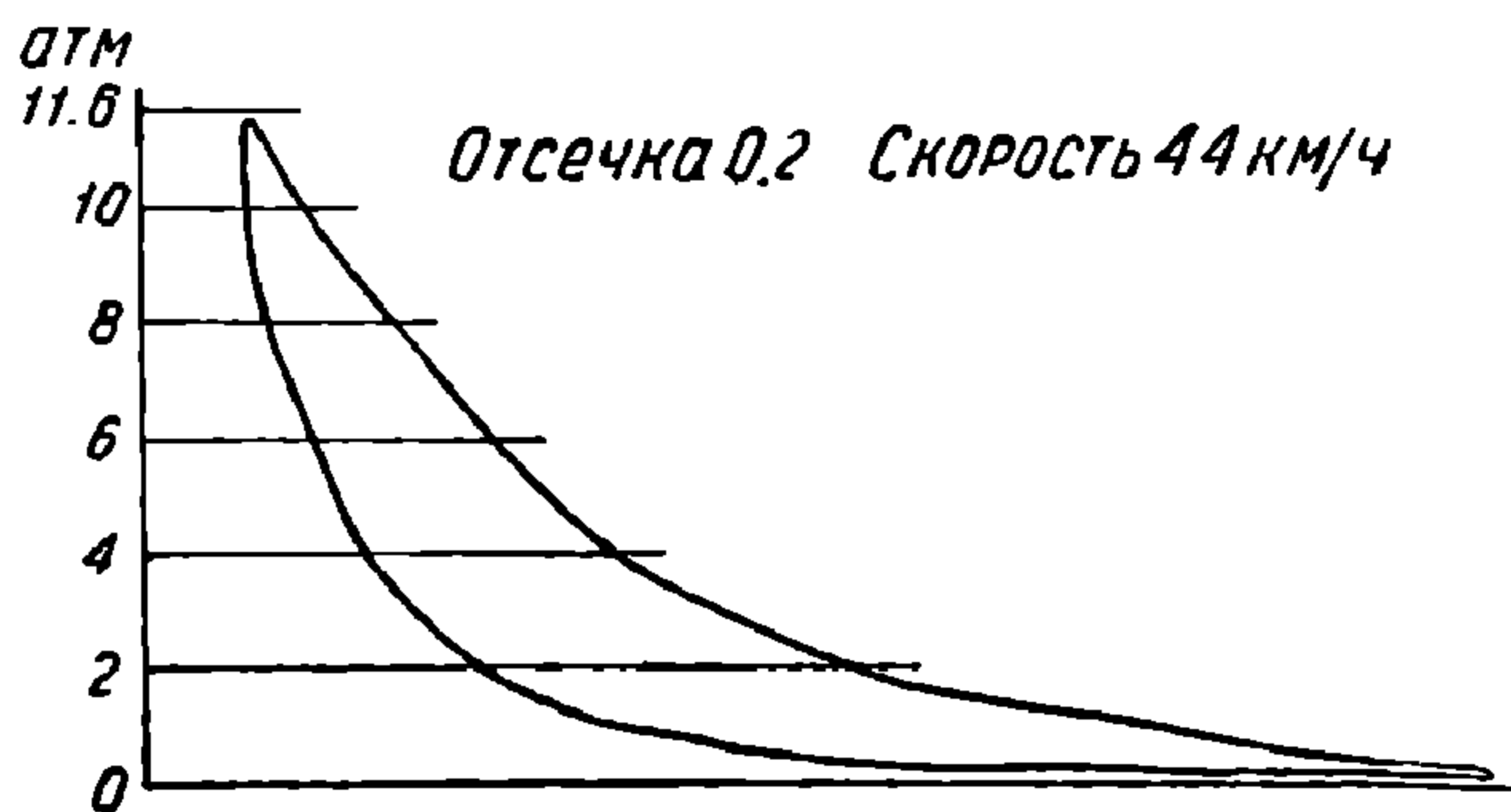
Максимальное значение степени неравномерности будет при максимальной средней силе тяги и малой скорости  $v$ ; принимая максимальное значение  $F_{cp} = \psi_0 P_k 1000$ , при  $\psi_0 = \frac{1}{5}$  будем иметь значение для силы тяги:

$$F_{cp} = \frac{P_k \cdot 1000}{5} = 200 P_k$$

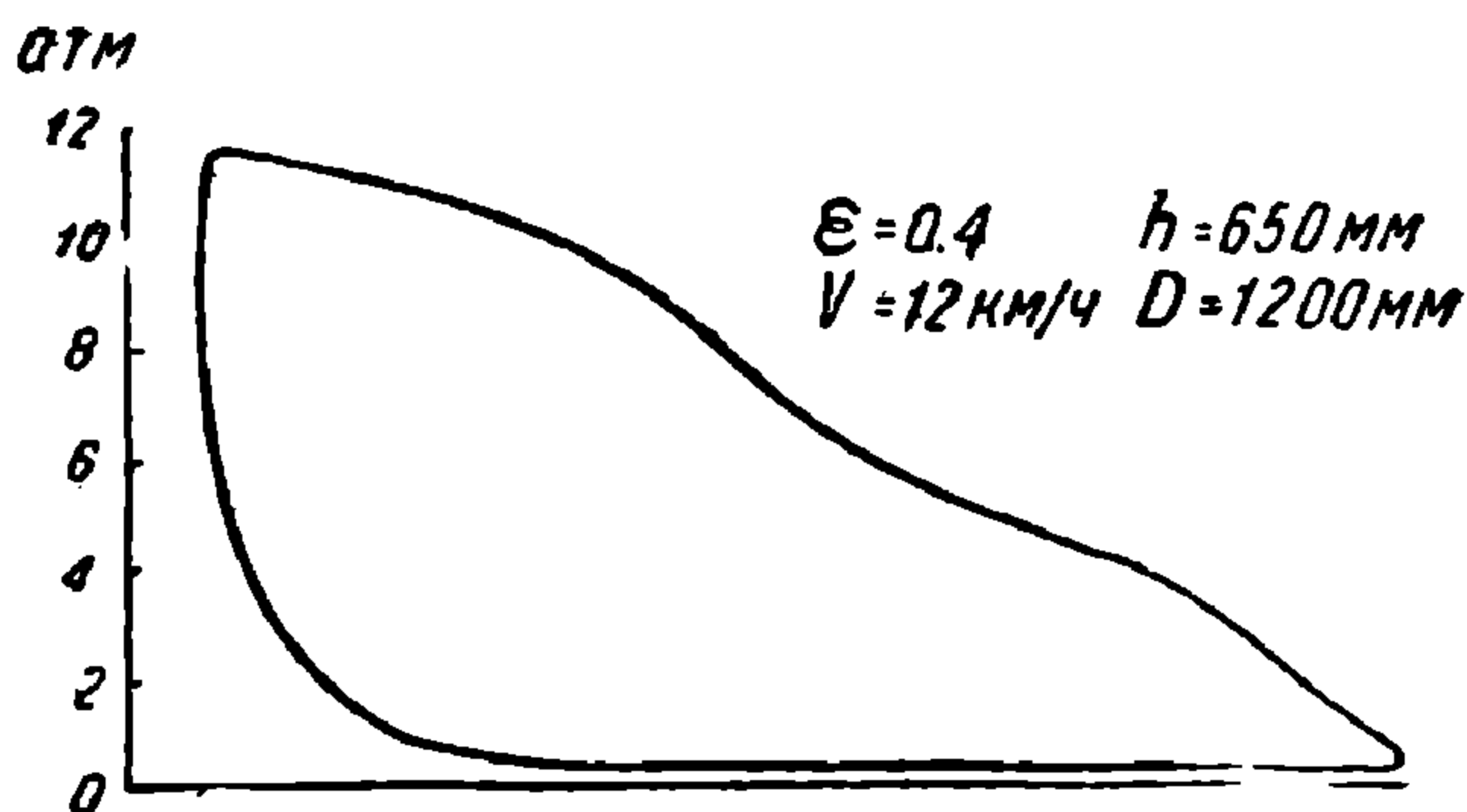
$$\delta = 0,746 \frac{P_k D}{Q \cdot v^2 \text{ км/час}^2};$$

при  $D = 2 \text{ м}$ ,  $P_k = Q$  и  $v = 10 \text{ км/час}$  имеем:

$$\delta = 0,746 \frac{2}{10^2} = 0,01492 = \frac{1}{67};$$



Фиг. 7. Индикаторная диаграмма для отсечки 20% и скорости 44 км/час.

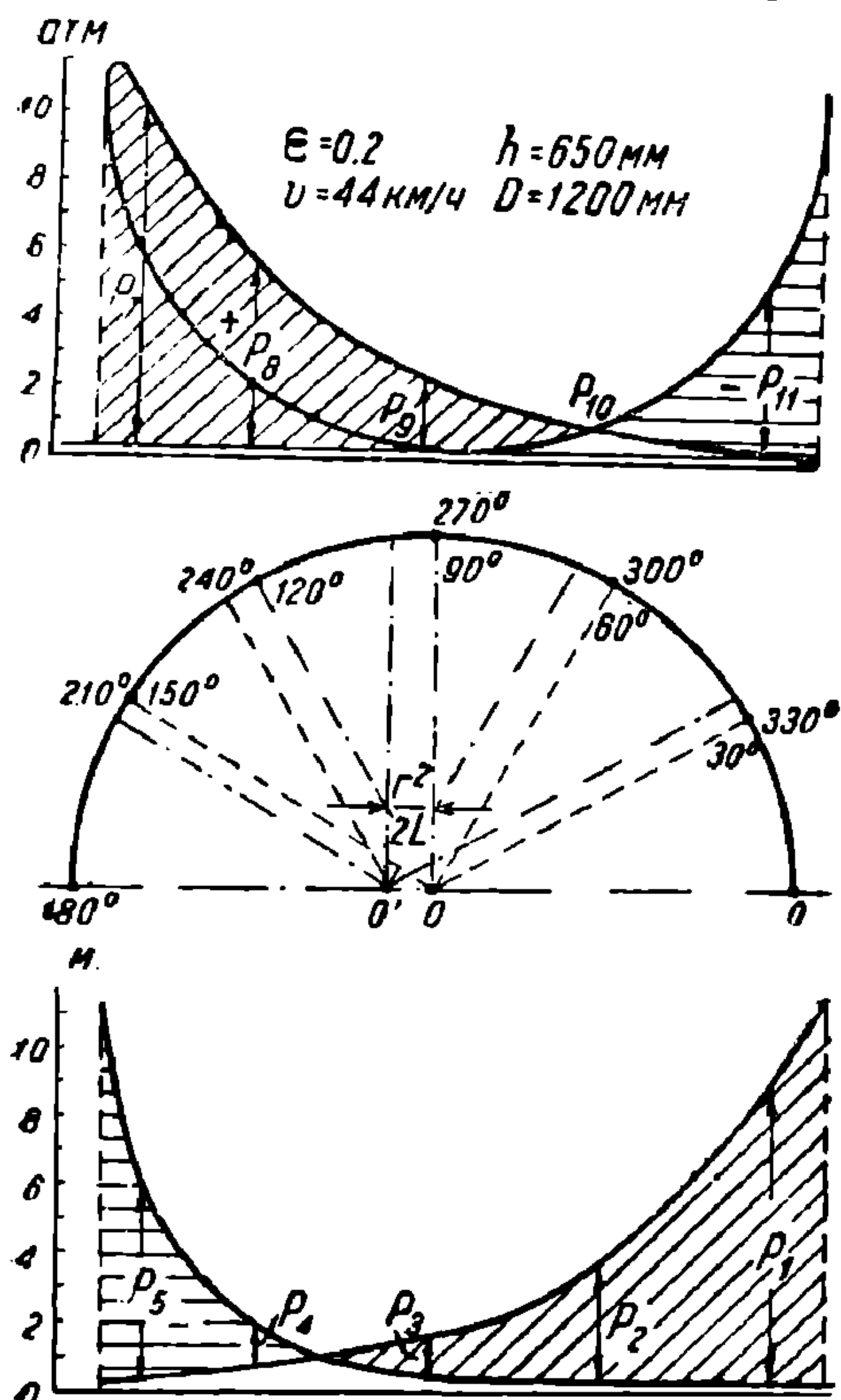


Фиг. 8. Индикаторная диаграмма для отсечки 40% и скорости 12 км/час

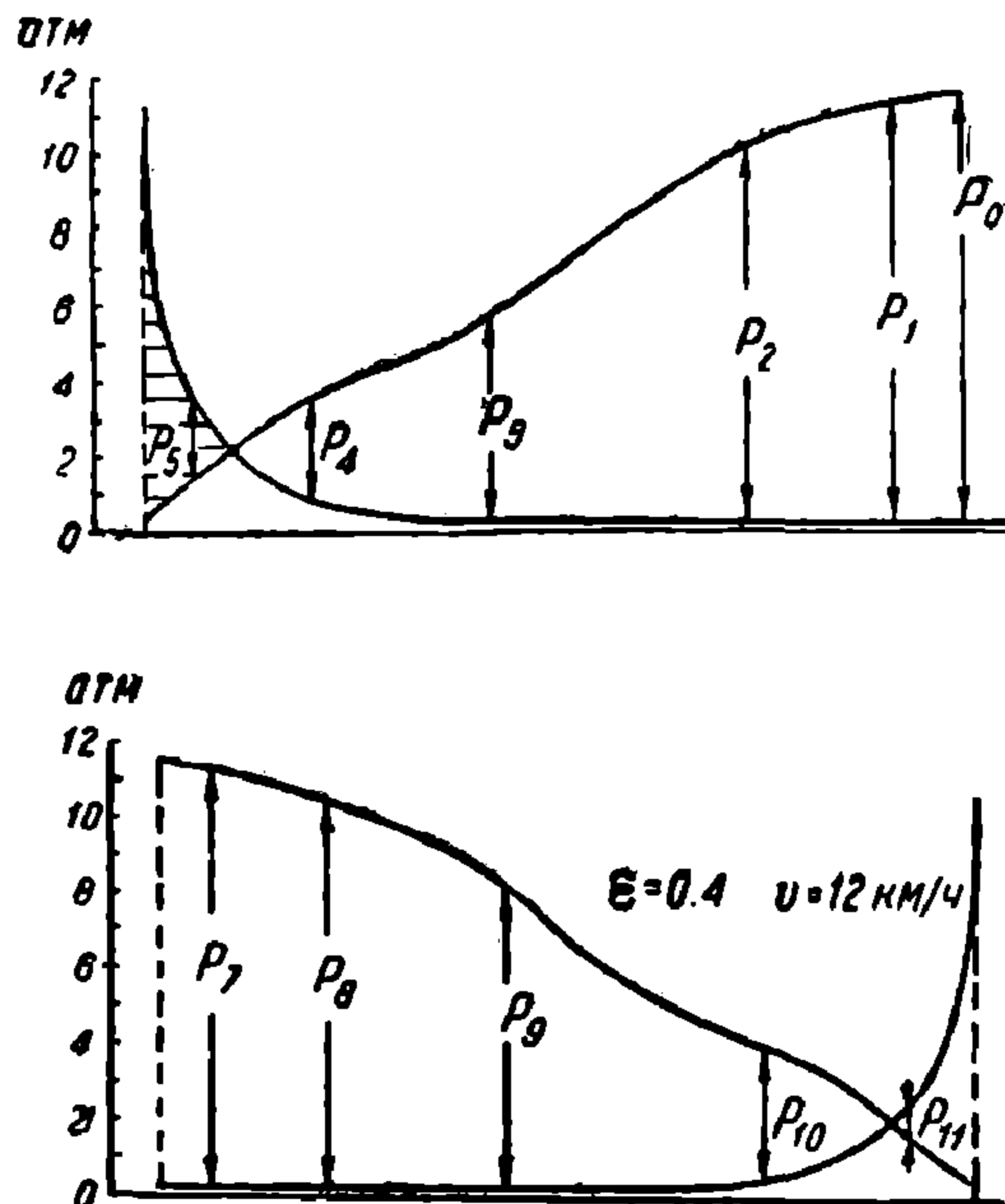
**Упражнение 2.** Найти зависимость изменения коэффициента сцепления для паровоза, разобранный в упражнении 1, в функции скорости  $v$ .



Решение. Строим аналогично фиг. 4 и 6 упражнения 1 диаграммы для этого же паровоза при  $\epsilon = 0,2$ ,  $v = 44 \text{ км/час}$  (фиг. 7 и 9) и  $\epsilon = 0,4$  и  $v = 12 \text{ км/час}$  (фиг. 8 и 10), причем отрезки  $oa$  остаются те же, что и на фиг. 5; беря давление из диаграмм фиг. 6 и 7, составляем табл. 2.



Фиг. 9. Отыскание результирующего давления для заданного положения поршня.



Фиг. 10. Отыскание результирующего давления для данных положений поршня.

ТАБЛИЦА 2

№ точек	Отсечка $\epsilon = 0,2$			Отсечка $\epsilon = 0,4$		
	Давление кг/см <sup>2</sup>	Отрезки $oa$ мм	Величина силы тяги кг	Давление кг/см <sup>2</sup>	Отрезки $oa$ мм	Величина силы тяги кг
0.	11	0	0	11,3	0	0
1.	9	195	6 225	11,0	195	7 650
2.	3,6	300	3 840	9,6	300	10 200
3.	1,0	325	1 150	5,3	325	6 150
4.	— 1,0	244	870	3,0	244	2 600
5.	— 5,7	122	— 2 470	— 2,0	122	— 870
6.	— 11	0	0	11,3	0	0
7.	10	122	4 350	11,0	122	4 800
8.	6	244	5 200	10,3	244	8 600
9.	2	325	2 300	8	325	9 200
10.	0,2	300	535	3,6	300	3 850
11.	— 4,3	195	— 2 980	— 0,3	195	— 2 080
12.	— 11	0	0	— 11,5	0	0

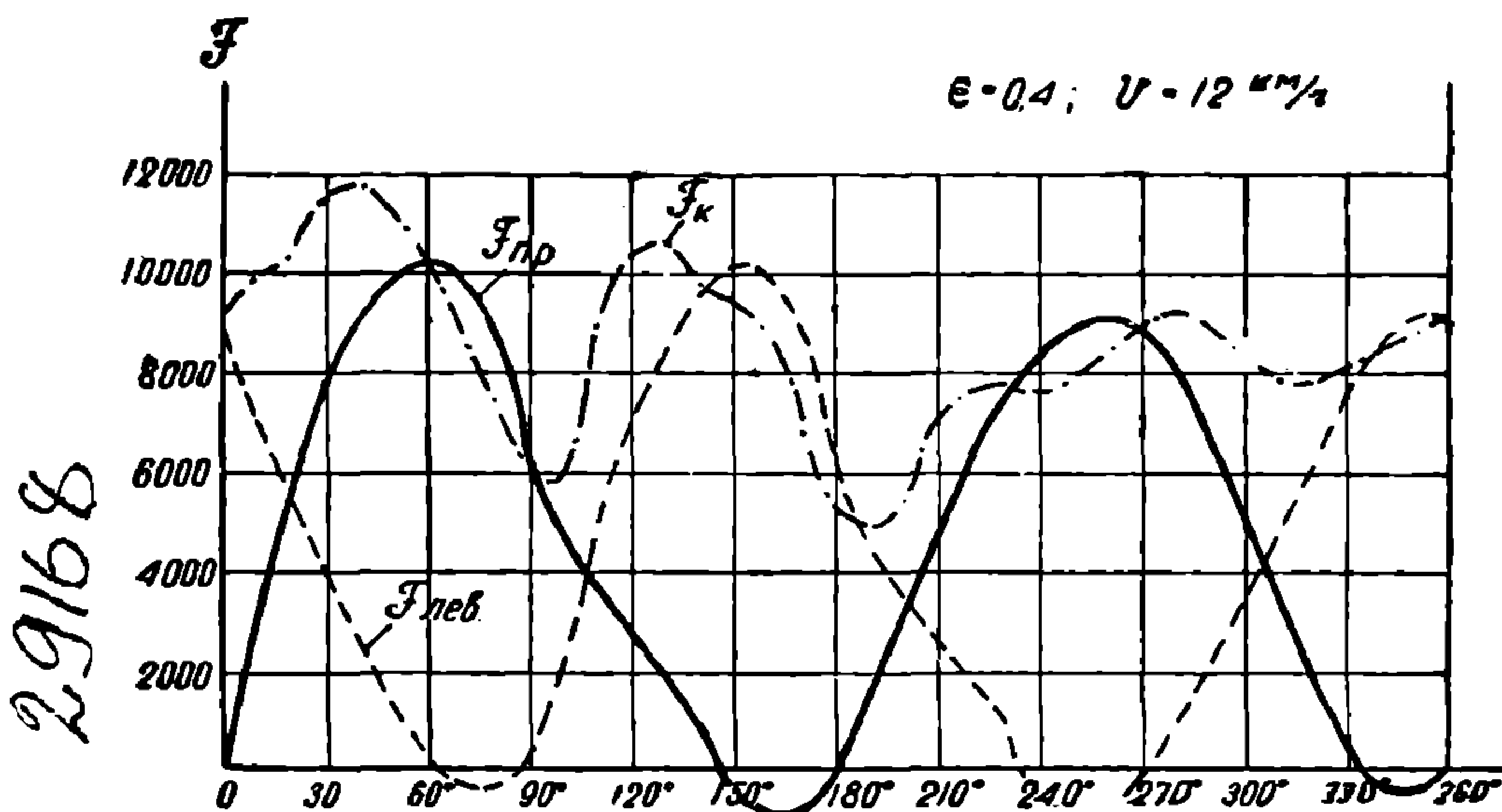
Далее наносим кривые силы тяги на планшет фиг. 11 и 12; находим среднее значение силы тяги для каждой скорости, а затем и значение коэффициента сцепления:

$$[\nu = 12,$$

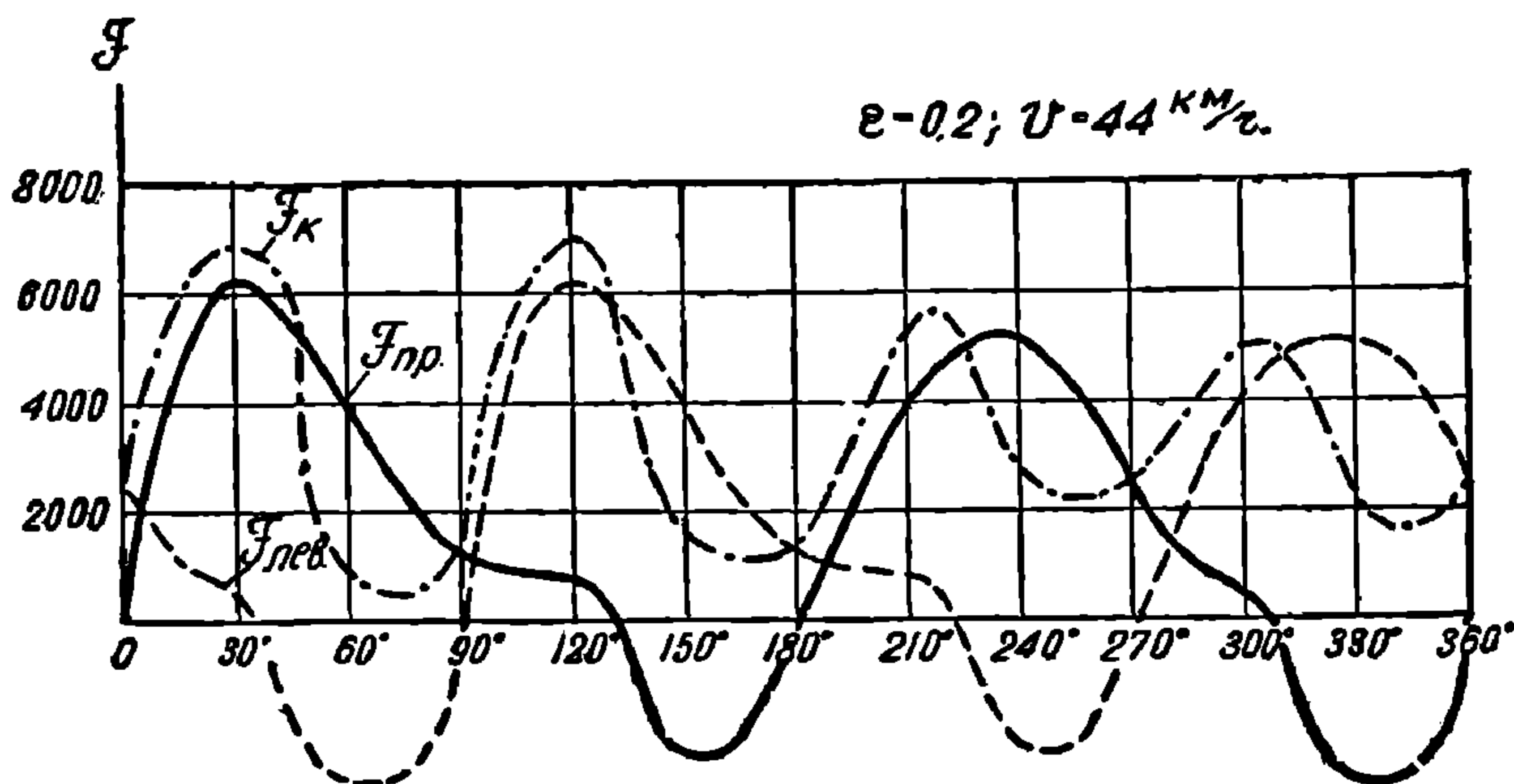
$$\psi_0 = \mu \frac{F_{cp}}{F_{max}} = \mu \cdot 0,723$$

и

$$\psi_0^{44} = \mu \frac{F_{cp}}{F_{max}} = \mu \cdot 0,453.$$



Фиг. 11. Кривая силы тяги 2-цилиндрового паровоза при отсечке 40% и скорости 12 км/час.



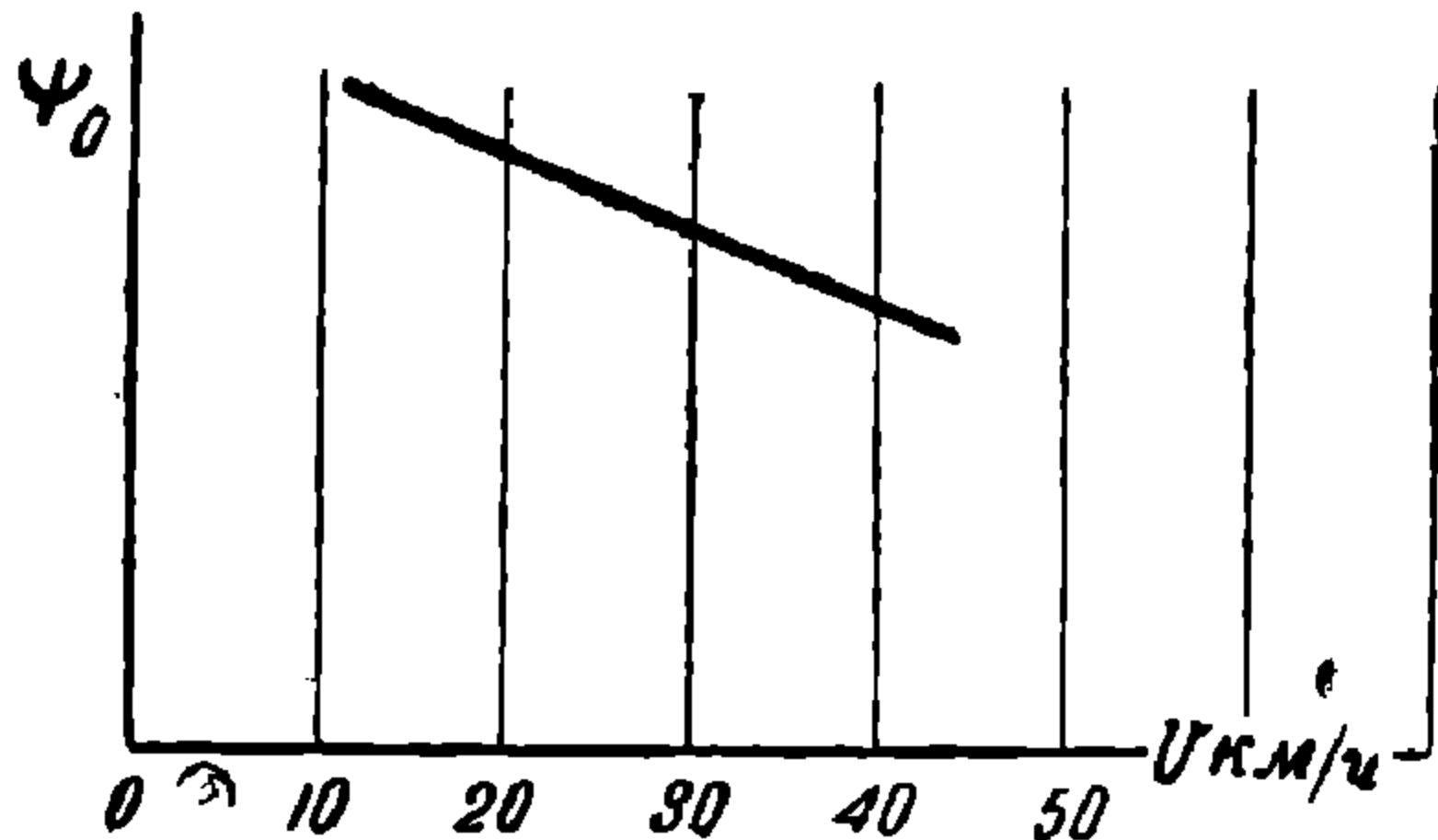
Фиг. 12. Изменение силы тяги 2-цилиндрового паровоза при отсечке 20% и скорости 44 км/час за один оборот колеса.

Имея значения  $\psi_0$  для скоростей 12 км/час, 25 км/час [из упражнения 1] и 44 км/час, наносим их на график фиг. 13, и получаем ис-

комую зависимость. Математически эта зависимость может быть выражена следующей формулой:

$$\psi_0 = \mu - 0,0012 \left( \frac{v}{10} \right)^2.$$

**Задача 10.** Определить усилия от парников на ведущую (коленчатую) ось в 3-цилиндровом паровозе типа 2-4-0. Диаметр цилиндров  $d=540$  мм, ход поршней  $l=700$  мм, давление пара в котле  $P_* = 13$  ат, нагрузка на сцепные оси по 18 т. Диаметр ведущих колес  $D = 1720$  мм.



Фиг. 13. Кривая изменения коэффициента сцепления от скорости.

Решение. Для расчета возьмем случай, когда передача от цилиндров как наружных, так и внутренних производится на одну коленчатую ось; все три цилиндра однократного расширения пара.

Расположение кривошипов видно из фиг. 14.

Наружные цилиндры расположены горизонтально, причем ось их проходит над осью скатов выше на 75 мм. Внутренний цилиндр наклонный ( $1/10$ ), и ось цилиндра проходит над ведущей осью ската на расстоянии 100 мм (фиг. 15).

В предположении бесконечно длинных шатунов крутящий момент будет равен:

$$M_d = P \cdot r (\sin \alpha_b + \sin \alpha_l + \sin \alpha_r),$$

где

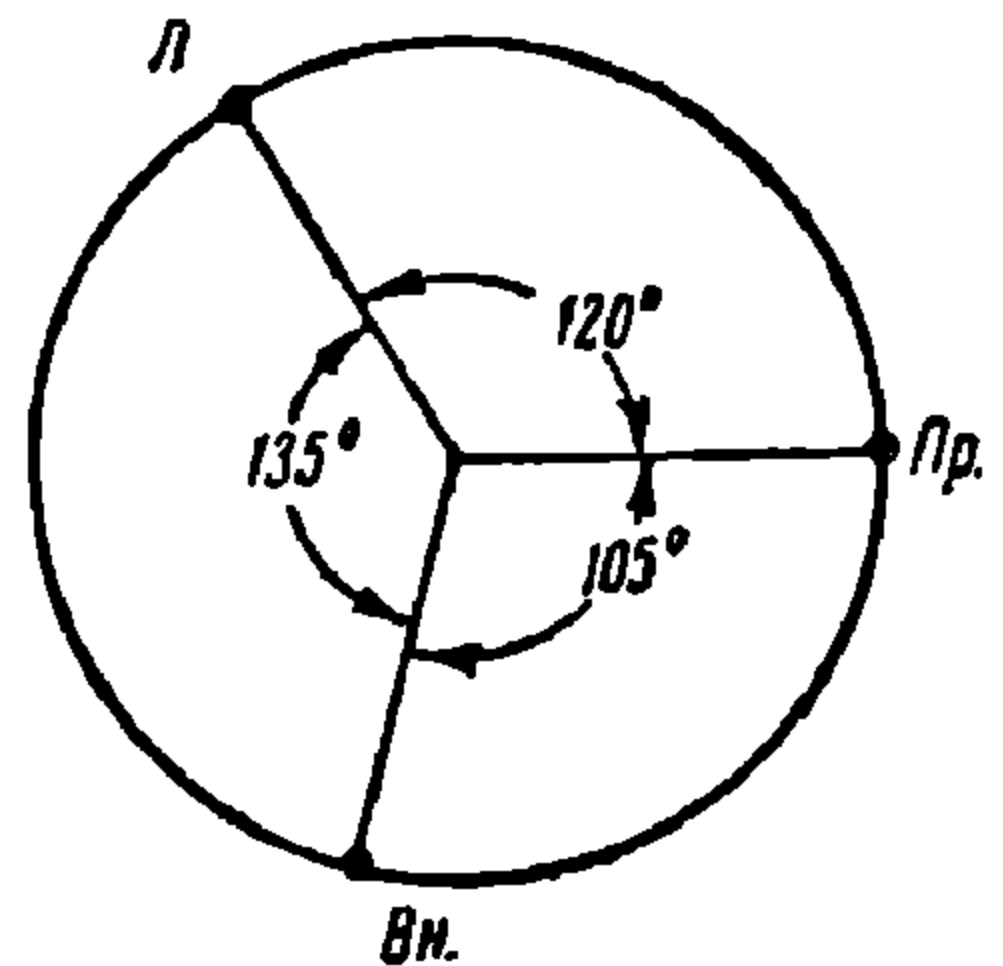
$\alpha_b$  — угол, составляемый кривошипом внутреннего цилиндра с горизонталью;

$\alpha_l$  — левого цилиндра, причем для данной схемы соотношение между углами будет:

$$\alpha_l = \alpha_b + 135^\circ;$$

$\alpha_r$  — правого цилиндра и

$$\alpha_r = \alpha_b + 255^\circ.$$



Фиг. 14. Расположение кривошипов в 3-цилиндровом паровозе.

Величину крутящего момента наносим на фиг. 16 в координатах  $M_d$  и  $\varphi$ , беря за начальное положение  $\alpha_b = 90^\circ$ , т. е. при вертикальном расположении колена (вверху). Значения синусов углов берем из табл. 3.

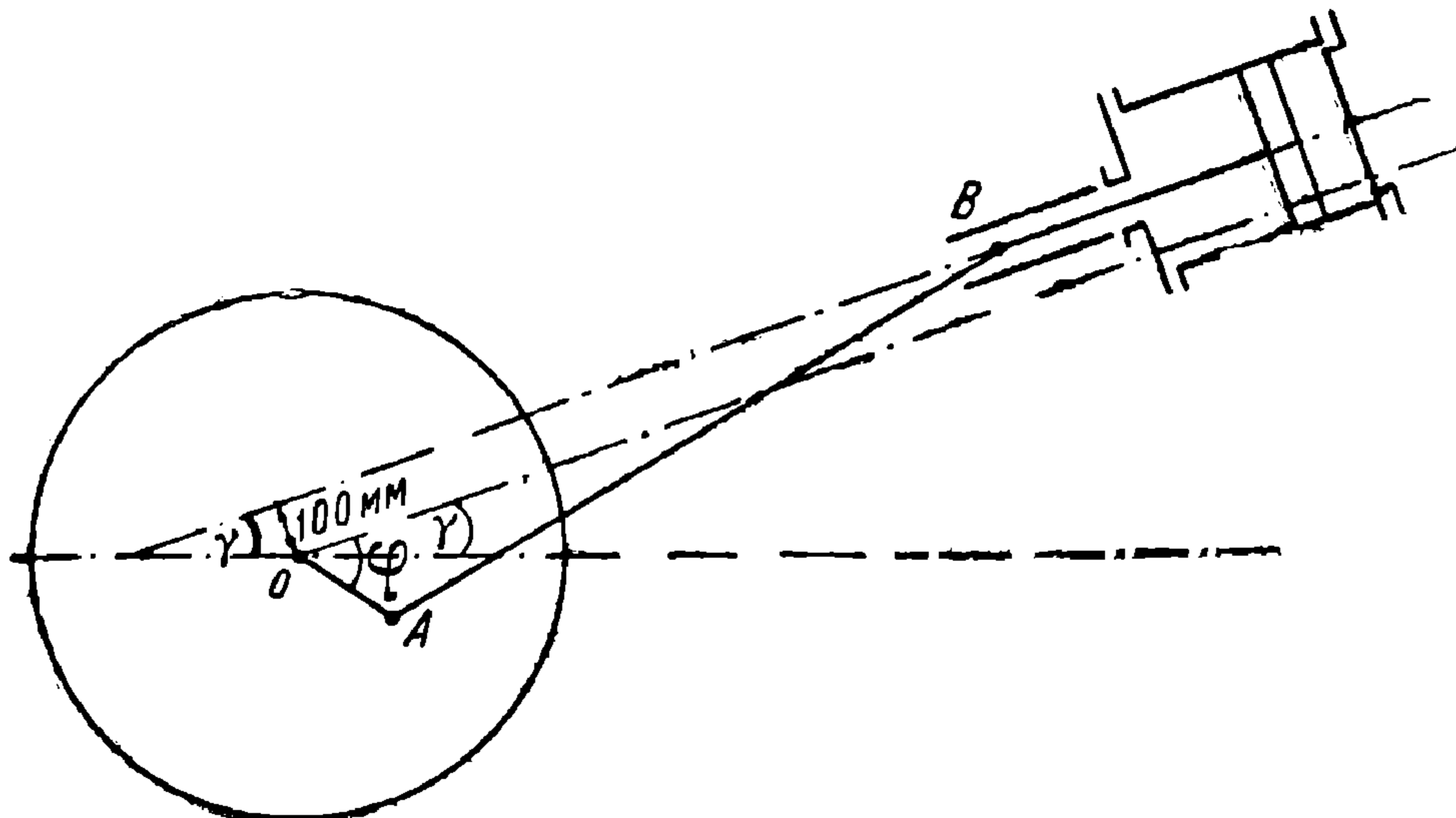
Подставляя численные значения под  $P$  и  $r$ , получим:

$$P = P_* \frac{\pi d^2}{4} = 13 \frac{\pi}{4} 54^2 = 30\,000 \text{ кг}; \quad r = 35 \text{ см};$$

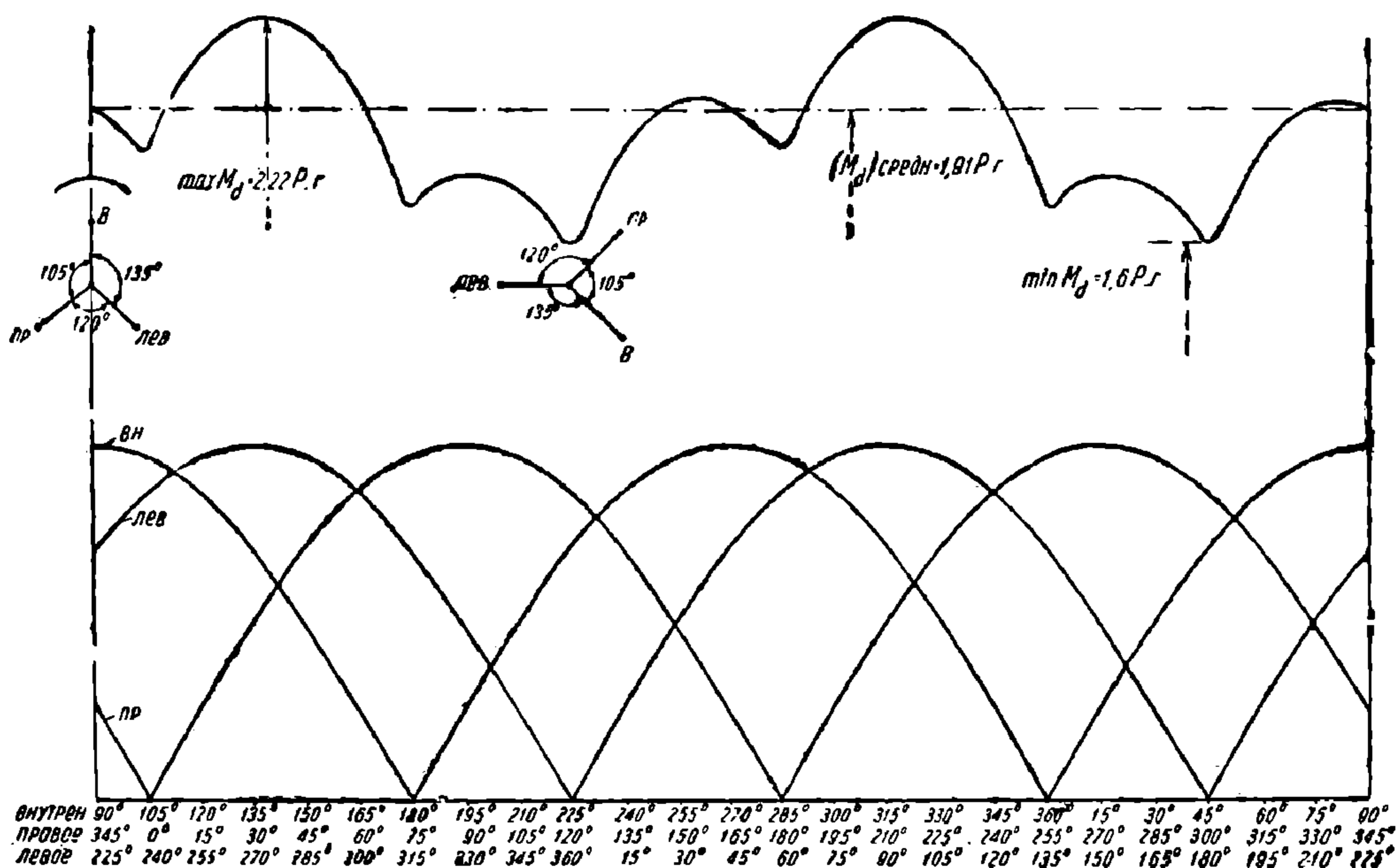
макс.  $M_d = 2,2P \cdot r = 231\,000 \text{ кгсм};$

средн.  $M_d = 1,91P \cdot r = 2\,000\,000 \text{ кгсм};$

мин.  $M_d = 1,6P \cdot r = 1\,640\,000 \text{ кгсм}.$



Фиг. 15. Схема расположения внутреннего цилиндра.



Фиг. 16. Эпюра крутящего момента в 3-цилиндровом паровозе.

Максимальное значение крутящего момента соответствует тому положению колена, когда оно составляет угол  $45^\circ$  с вертикалью.

Этот момент должен поглощаться силой трения  $Z$  рельсов о бандажи; для данного паровоза при 4 сцепных осях будем иметь следующее равенство:

$$4 \cdot Z \cdot R = M_d,$$

где  $Z$  — сила трения каждого ската, а  $R$  — его радиус. Этот полный момент  $M_d$  поглощается самой осью и передается другим осям помощью спарников; считая, что момент распределяется между всеми осями поровну, найдем, что на сцепной палец от спарников передается момент  $M_s$ :

$$M_s = M_d - Z \cdot R.$$

Обозначая усилие правого спарника через  $S_r$  и левого  $S_l$ , будем иметь соотношение усилий между ними в виде следующей зависимости:

$$\frac{S_r}{S_l} = \frac{\sin \alpha_r}{\sin \alpha_l}$$

и

$$M_d - ZR = Pr (S_l \sin \alpha_l + S_r \sin \alpha_r).$$

Решая эти уравнения относительно искомых  $S_r$  и  $S_l$ , найдем:

$$S_l = \frac{(M_d - ZR) \sin \alpha_l}{r (\sin^2 \alpha_l + \sin^2 \alpha_r)}$$

и

$$S_r = \frac{(M_d - ZR) \sin \alpha_r}{r (\sin^2 \alpha_l + \sin^2 \alpha_r)},$$

т. е. усилия от спарников на сцепной палец ведущей оси пропорциональны крутящему моменту.

Подставляя сюда значение  $Z$

$$Z = \frac{M_d}{4R},$$

получим:

$$S_l = \frac{3}{4} \cdot \frac{M_d \sin \alpha_l}{r (\sin^2 \alpha_l + \sin^2 \alpha_r)}$$

и

$$S_r = \frac{3}{4} \frac{M_d \sin \alpha_r}{r (\sin^2 \alpha_l + \sin^2 \alpha_r)}.$$

Значения  $M_d$  берем из диаграммы фиг. 16, полученные значения  $S_r$  и  $S_l$  нанесены на график фиг. 17.

Если для значения  $M_d$  взять среднее его значение, найденное выше:  $M_d = \text{средн. } M_d = 1,91 P \cdot r$ , то значения  $S_r$  и  $S_l$  будут равны:

$$S_l \cong 1,5 P \frac{\sin \alpha_l}{\sin^2 \alpha_l + \sin^2 \alpha_r};$$

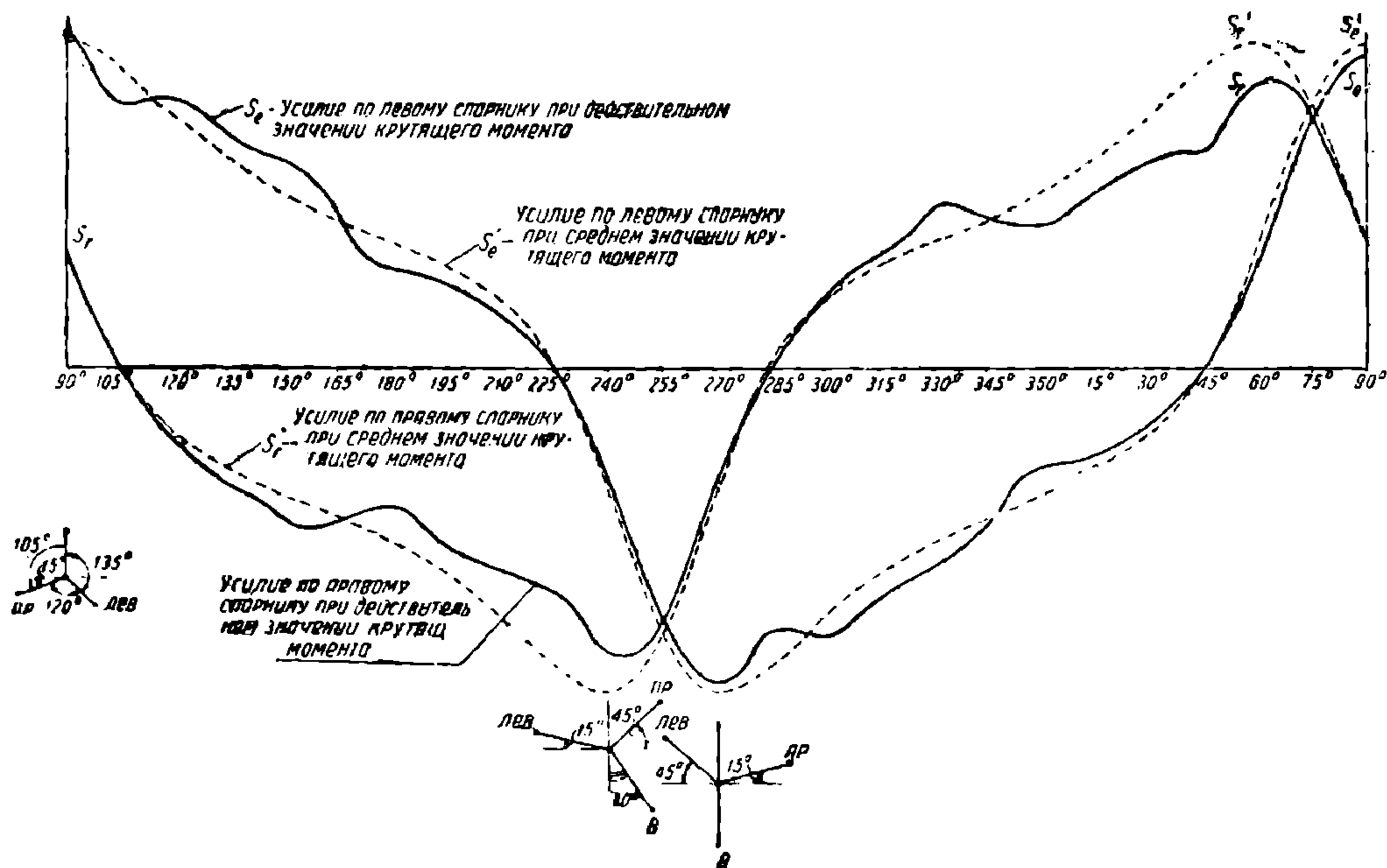
$$S_r \cong 1,5 P \frac{\sin \alpha_r}{\sin^2 \alpha_l + \sin^2 \alpha_r}.$$

К определению усилий в спарниках в 3-цилиндровом паровозе

ТАБЛИЦА 3

$\alpha_b$ положение внутреннего колена, считая от горизонтали	$\sin \alpha_b$	Положение левого кривошипа		$\sin \alpha_l'$	$\sin^2 \alpha_l'$	Положение правого кривошипа		$\sin^2 \alpha_r$	$\sin \alpha_r'$	$\sin \alpha_b + \sin \alpha_l + \sin \alpha_r$	$\sin^2 \alpha_l + \sin^2 \alpha_r$	$\frac{\sin \alpha_l}{\sin^2 \alpha_l + \sin^2 \alpha_r}$	$\frac{\sin \alpha_r}{\sin^2 \alpha_l + \sin^2 \alpha_r}$
		$\alpha_l = \alpha_b + 135^\circ$	$\alpha_l' = \alpha_b + 135^\circ - n \cdot 90^\circ$			$\alpha_r = \alpha_b + 255^\circ$	$\alpha_r' = \alpha_b + 255^\circ - n \cdot 90^\circ$						
90°	1,00	225	45	0,7	0,49	345	15	0,067	0,26	1,96	0,56	1,25	0,46
105°	0,96	240	60	0,86	0,74	360	0	0,00	0,02	1,82	0,74	1,16	0,00
120°	0,86	255	75	0,96	0,92	15	15	0,067	-0,26	2,08	0,99	0,97	0,26
135°	0,70	270	90	1,00	1,00	30	30	0,25	0,50	2,20	1,25	0,80	0,40
150°	0,50	285	75	0,96	0,92	45	45	0,49	0,70	2,16	1,41	0,68	0,49
165°	0,26	300	60	0,86	0,74	60	60	0,74	0,86	1,98	1,48	0,58	0,58
180°	0,00	315	45	0,7	0,49	75	75	0,92	0,96	1,65	1,45	0,50	0,68
195°	-0,26	330	30	0,5	0,25	90	90	1,00	1,00	1,76	1,25	0,40	0,80
210°	0,50	345	15	0,26	0,067	105	75	0,92	0,96	1,72	0,99	0,96	0,97
225°	0,70	360	0	0,00	0,00	120	60	0,74	0,86	1,56	0,74	0,00	1,16
240°	0,86	15	15	-0,26	0,067	135	45	0,49	0,70	1,82	0,56	0,46	1,25
255°	0,96	30	30	0,5	0,25	150	30	0,25	0,50	1,96	0,50	1,00	1,00
270°	1,00	45	45	0,7	0,49	165	15	0,067	-0,26	1,96	0,56	1,25	0,46
285°	0,96	60	60	0,86	0,74	180	0	0,00	0,00	1,82	0,74	1,56	0,00
300°	0,86	75	75	0,96	0,92	195	15	0,067	0,26	2,08	0,99	0,97	0,26
315°	0,70	90	90	1,00	1,00	210	30	0,25	0,50	2,20	1,25	0,80	0,40
330°	0,50	105	75	0,96	0,92	225	45	0,49	0,70	2,16	1,41	0,68	0,49
345°	-0,26	120	60	0,86	0,74	240	60	0,74	0,86	1,98	1,48	0,58	0,58
360°	0,00	135	45	0,7	0,49	255	75	0,92	0,96	1,76	1,41	0,49	0,68
15°	0,26	150	30	0,5	0,25	270	90	1,00	1,00	1,76	1,25	0,76	0,80
30°	0,50	165	15	-0,26	0,067	235	75	0,92	0,96	1,72	0,99	0,26	0,97
45°	0,70	180	0	0,00	0,00	300	60	0,74	0,86	1,56	0,74	0,00	1,16
60°	0,86	195	15	0,26	0,067	315	45	0,49	0,70	1,82	0,56	0,46	1,25
75°	0,96	210	30	0,50	0,25	330	30	0,25	0,50	1,96	0,50	1,00	1,00
90°	1,00	225	45	0,70	0,49	345	15	0,067	0,26	1,96	0,56	1,25	0,46

Эти значения нанесены пунктиром на тот же график; как видно, в этом случае изменения  $S_r$  и  $S_l$  идут плавнее; следовательно, вести расчет по среднему моменту вполне допустимо. Наибольшее усилие  $S_r = S_l = 1,5 P \cdot 1,25 = 1,87 P = 56\ 250$  кг—для положений, когда оба



Фиг. 17. Диаграмма усилий в спарниках в функции от угла поворота кривошипа

спарника находятся в верхней полуокружности и составляют (либо правый, либо левый) угол  $45^\circ$  с горизонталью.

## ГЛАВА II

### УРАВНОВЕШИВАНИЕ ПАРОВОЗА

**Расчет противовесов двух- и трехцилиндровых паровозов. Поверочный расчет противовесов. Определение степени уравновешенности паровоза. Динамический паспорт паровоза**

**Задача 11.** Определить момент инерции ведущего шатуна паровоза типа 1-5-2 серии Т<sup>А</sup> весом 574 кг, если продолжительность одного колебания шатуна, подвешенного на мотылевой головке  $\frac{T}{2} = 1,552$  сек., причем на грань призмы надета газовая трубка 5 мм толщиной (во избежание вдавливания) (фиг. 18). Расстояние между центрами 3028 мм. Расстояние от центра тяжести до точки под-

веса 1303 мм; диаметр мотылевой головки  $d = 230,5$  мм, диаметр поршневой  $d_k = 155,5$  мм.

Решение. Момент инерции шатуна  $J_k$  относительно точки подвеса определится из формулы:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{l_0}{g}},$$

где

$l_0 = \frac{J_k}{M_p d}$  — длина математического (равнозначащего) маятника;

$M_p$  — масса шатуна

$$M_p = \frac{W_p}{g} = \frac{574}{9,81}; \quad d = 1303 \text{ мм};$$

$d$  — расстояние центра тяжести шатуна от оси качания.

Подставляя значения, получим:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J_k}{M_p d g}},$$

откуда

$$J_k = \frac{T^2}{(2\pi)^2} M_p d g = \frac{T^2 W_p d}{4\pi^2} = \frac{2^2 \cdot 1,552^2 \cdot 574 \cdot 1,303}{4 \cdot 3,14^2} = 183,6 \text{ кг-м} \cdot \text{сек}^2.$$

Однако при расчете противовесов нужно знать момент инерции шатуна  $J$  относительно оси валика кривокопфа; как известно, зависимость между величинами  $J$  и  $J_k$  следующая:

$$J_k = J_0 + a^2 M_p, \quad (1)$$

$$J = J_0 + b^2 M_p, \quad (2)$$

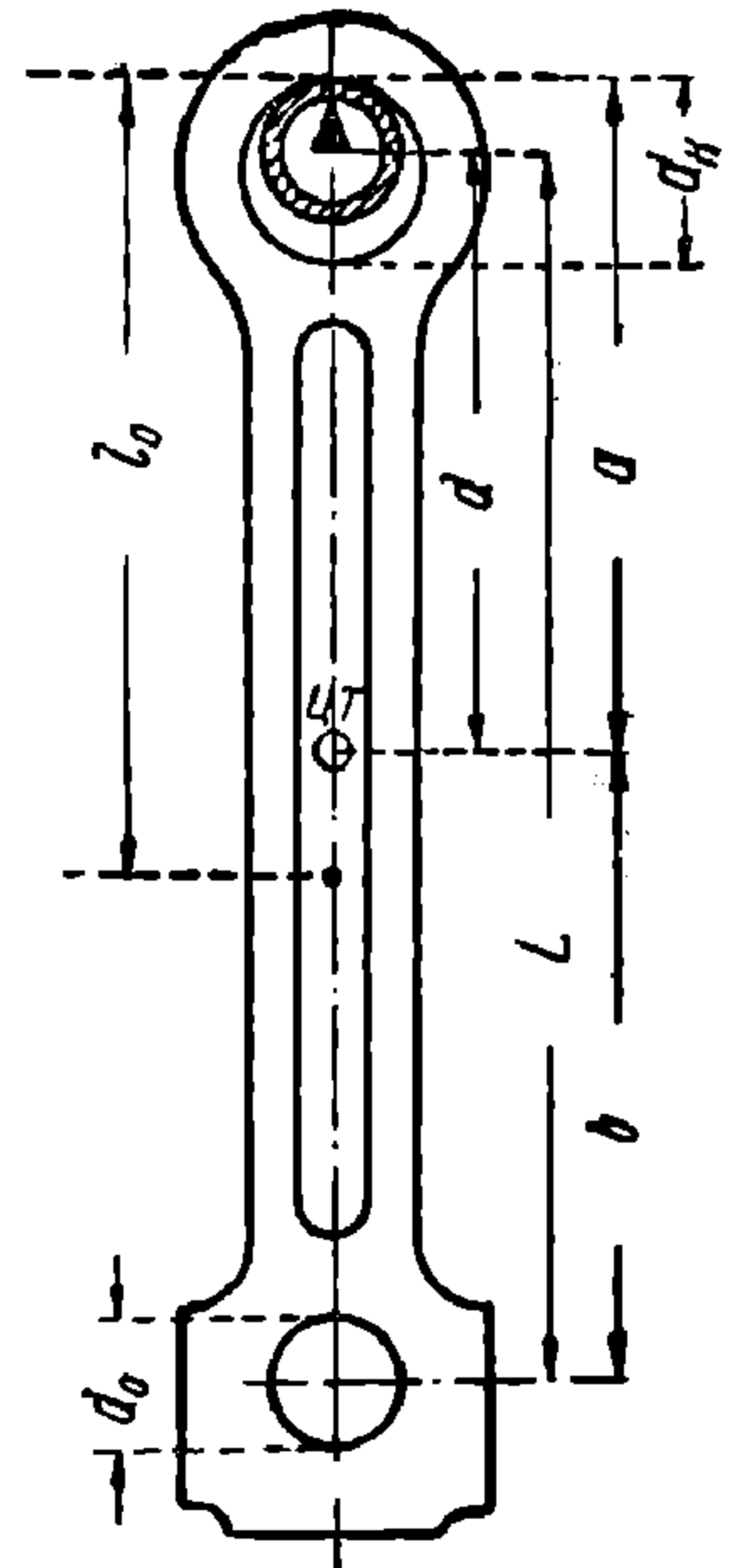
где  $J_0$  — момент инерции шатуна относительно центра тяжести; находя  $J_0$  из уравнения (1) и подставляя в уравнение (2), получаем:

$$\begin{aligned} J_0 &= J_k - a^2 M_p, \\ J &= J_k - a^2 M_p + b^2 M_p = J_k - M_p (a^2 - b^2) = \\ &= 183,6 - \frac{574}{9,81} (1,303^2 - 1,803^2) = 183,6 + 52,5 = 236,1, \end{aligned}$$

где

$$b = L + \frac{d_k}{2} - a = 3,028 + \frac{0,1555}{2} - 1,303 = 1,803.$$

Задача 12. Определить противовес, уравновешивающий шатуны, разобранный в предыдущей задаче, при вертикальном расположении кривошипа ( $\varphi = 90^\circ$ ) и найти разность между этим противовесом и противовесом, уравновешивающим вращающуюся часть шатуна.



Фиг. 18. К определению момента инерции шатуна



*Решение.* Точная формула, определяющая вес противовеса, уравновешивающая ведущий шатун при вертикальном расположении кривошипа, имеет вид:

$$Q_v = \frac{k^2 + r^2 - 2r^2 \frac{d}{L}}{L^2 - r^2} W_p, \quad (1)$$

где

$$k^2 = \frac{J}{M_p}; \quad (k \text{ — плечо инерции});$$

$d$  — расстояние центра тяжести шатуна от оси валика кривокопфа; для данного случая

$$k^2 = \frac{236,1 \cdot 9,81}{574} = 4,05;$$

$$d = a - \frac{d_x}{2} = 1,303 - \frac{0,1555}{2} = 1,225 \text{ м},$$

$$r = \frac{h}{2} = \frac{0,76}{2} = 0,38 \text{ м};$$

$$L = 3,028 \text{ м}.$$

Подставляя численные значения, получим:

$$Q_v = \frac{4,05 + 0,38^2 - 2 \cdot 0,38^2 \cdot \frac{1,225}{3,028}}{3,028^2 - 0,38^2} 574 = 260 \text{ кг}.$$

Противовес, уравновешивающий вращающуюся часть шатуна, выражается формулой:

$$Q_v^0 = \frac{J}{L^2} \cdot g = \frac{236,1}{3,028^2} 9,81 = 253 \text{ кг}. \quad (2)$$

Таким образом  $Q_v$  больше  $Q_v^0$  на 7,0 кг.

Нужно отметить, что практически формулой (1) не пользуются, а употребляют формулу следующего вида:

$$Q_v = Q_v^0 + \lambda^2 \left( W_p - \frac{J}{L^2} g \right) = \frac{J}{L^2} \cdot g + \lambda^2 \left( W_p - \frac{J}{L^2} \cdot g \right),$$

где

$$\lambda = \frac{r}{L} = \frac{0,38}{3,028} = 0,125 = \frac{1}{8};$$

$$Q_v = 253 - \frac{1}{8^2} (574 - 253) = 253 + 5,00 = 258 \text{ кг};$$

т. е. на 2 кг или на 0,77% меньше точного значения (1).

**Задача 13.** Определить размеры противовесов паровоза типа 1-5-1 с нагрузкой на сцепные оси по 20 т и на поддерживающие по 16 т. Данные следующие:

вес главного шатуна	$W_p = 430,8 \text{ кг}$
вес системы поршня	$W_k = 640,0 \text{ „}$
ход поршня.	$h = 770 \text{ мм}$
длина шатуна.	$L = 3175 \text{ „}$

Расстояние между осью цилиндров и линией, проходящей по линии центров скатов,  $b = 50 \text{ мм}$ .

Момент инерции главного шатуна, относительно оси валика крейцкопфа,  $J = 234,97 \text{ кг-м} \cdot \text{сек}^2$ .

Диаметр цилиндра  $d_\phi = 670 \text{ мм}$ .

Диаметр сцепных колес  $D = 1500 \text{ мм}$ .

Расстояние между осями цилиндров  $2\zeta_t = 2330 \text{ мм}$ .

Коэффициент разгрузки колес от действия избыточного противовеса не должен превосходить 20% для сцепных осей и 5% для ведущей оси при конструктивной скорости  $v = 60 \text{ км/час}$ .

Расстояние между кругами катания  $2S = 1580 \text{ мм}$ .

**Решение.** При расчете противовесов приходится увязывать между собой следующие величины:

- 1)  $\alpha$  — степень перегруза рельсов;
- 2)  $y_0$  — амплитуда подергивания;
- 3)  $v$  — скорость паровоза;
- 4)  $\psi_0$  — амплитуда влияния.

Для 2-цилиндровых паровозов, как при внутреннем, так и при внешнем расположении цилиндров, амплитуда влияния обычно получается столь незначительной, что получаемые противовесы недостаточны для ослабления подергивания, поэтому из указанных 4 величин остаются 3. Как известно, две из них, именно  $\alpha$  и  $y_0$ , взаимно противоположны, т. е. чем меньше степень разгрузки колеса  $\alpha$ , тем больше получается амплитуда подергивания, и наоборот; поэтому из трех оставшихся величин задаются двумя из них, а третья может иметь величину, не укладывающуюся заранее в заданную норму, например, можно задаться  $\alpha$  и  $v$ , получить  $y_0$ , или задаться  $y_0$  и  $v$  и получить  $\alpha$  и, наконец, задаться  $\alpha$  и  $y_0$  и получить  $v$ .

Для первого варианта примем твердо заданными величины  $\alpha$  и  $v$ ; следовательно, расчет должен свестись к определению  $y_0$  (и  $\psi_0$ ), а также и геометрических размеров противовесов.

Помещаемый в колесе противовес уравнивает:

На ведущего колесе: 1) вращающиеся массы, 2) вращающуюся часть шатуна и 3) часть поступательно движущихся масс (так называемый вертикальный избыток).

На сцепном колесе: вращающиеся массы и вертикальный избыток. Начнем с расчета противовесов сцепных осей.

Вращающиеся массы:

Определение веса спарника, передающегося на отдельные скаты (фиг. 19а и б). На первую сцепную ось (фиг. 19с), беря момент относительно точки А, имеем:

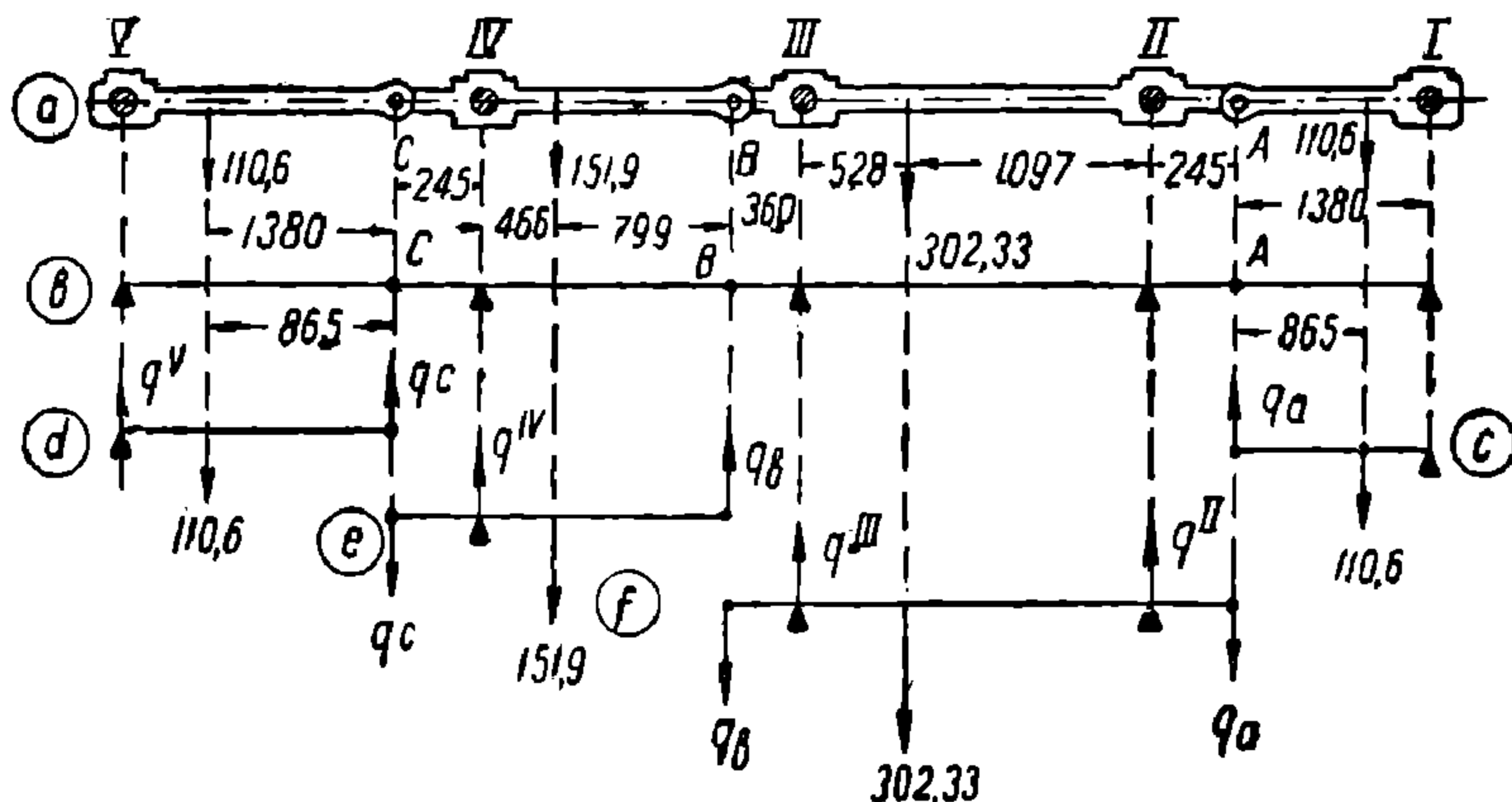
$$q_I = \frac{110,6 \cdot 865}{1380} = 69,3 \text{ кг};$$

$$q_a = 110,6 - 69,3 = 41,3 \text{ кг}.$$

На пятую сцепную ось (фиг. 19d), беря момент относительно точки С, имеем:

$$q_V = \frac{110,6 \cdot 865}{1380} = 69,3 \text{ кг};$$

$$q_e = 110,6 - 69,3 = 41,3 \text{ кг}.$$



Фиг. 19, а, б, с, d, е, f. К определению доли веса спарников, приходящихся на каждую цапфу.

На четвертую ось (фиг. 19e), беря момент относительно точки В, имеем:

$$q_e(245 + 466 + 799) - q_{IV}(466 + 799) + 151,9 \cdot 799 = 0;$$

$$q_{IV} = 144,77 \text{ кг};$$

$$q_b = G_{IV} + q_e - q_{IV} = 151,9 + 41,3 - 144,77 = 48,43 \text{ кг}.$$

На третью и вторую оси (фиг. 19f), беря сперва момент относительно пальца II, имеем:

$$q_b(360 + 528 + 1097) + (302,33 \cdot 1097) - q_a \cdot 245 - q_{III}(528 + 1097) = 0;$$

$$q_{III} = 256,96 \text{ кг};$$

$$q_{II} = 302,33 + q_a + q_b - q_{III} = 135,10 \text{ кг}.$$

Кроме того, вращающиеся массы состоят из масс кривошипов пальцев. Все вычисления, относящиеся к определению вращающихся масс, даны в табл. 4.

ТАБЛИЦА 4

	Действит. вес $Q_x$ кг	Радиус вращ. $\rho$ м	Приведен. вес к, ра- диусу $q_r$ кг *	Расстоян. от прод. плоск. $s_x$ м	Произвед. привед. ве- са на рас- стоян. $s_x q_x$
<b>I сцепная ось</b>					
Кривошип . . . . .	56,03	0,356	51,9	0,79	$51,9 \cdot 0,79 = 41$
Палец . . . . .	12	0,385	12	0,96	11,5
Часть веса сцепного дышла	69,3	0,385	69,3	0,94	65
	$Q_I = 137,33$	—	$Q_r^I = 133,2$	$s_r^I = \frac{117,5}{133,2} = 0,883$	117,5
<b>II сцепная ось</b>					
Кривошип . . . . .	59,7	0,35	54,10	0,8	43,2
Палец . . . . .	14,25	0,385	14,25	0,97	13,85
Часть веса спарников . . . . .	135,10	0,385	135,10	0,95	128,0
	—	—	$Q_r^{II} = 203,45$	$s_r^{II} = \frac{185,05}{203,45} = 0,915$	185,05
<b>III ведущая ось</b>					
Кривошип . . . . .	207	0,405	218,0	0,79	172,0
Пальцы . . . . .	105,5	0,385	105,5	1,09	115,0
Спицы . . . . .	710	0,22	40,6	0,8	32,5
Контркривошип . . . . .	54,5	0,27	39,2	1,32	51,8
Часть сцепных дышел . . . . .	257,0	0,385	257,0	0,97	244,9
	—	—	$Q_r^{III} = 460,3$	$s_r^{III} = 1,335$	616,2
<b>IV сцепная ось</b>					
Кривошип . . . . .	59,67	0,35	54,3	0,8	43,4
Палец . . . . .	14,25	0,385	14,25	0,97	13,8
Часть сцепных дышел . . . . .	144,77	0,385	144,77	0,95	137,2
	—	—	$Q_r^{IV} = 213,32$	$s_r^{IV} = 0,912$	194,4
<b>V сцепная ось</b>					
Кривошип . . . . .	56,03	0,356	51,9	0,79	41,0
Палец . . . . .	14,25	0,385	14,25	0,96	13,65
Часть веса сцепного дышла	69,5	0,385	69,3	0,94	65,0
	—	—	$Q_r^V = 135,35$	$s_r^V = 0,864$	119,65

\* Приведенный вес вычислялся по формуле:

$$q_r^x = \frac{q_x Q_x}{r} :$$

Нужно отметить, что для ведущей оси, при условии одинаковости противовесов обеих сторон у вращающейся массы контркривошипа, взята только вертикальная составляющая центробежной силы (фиг. 20):

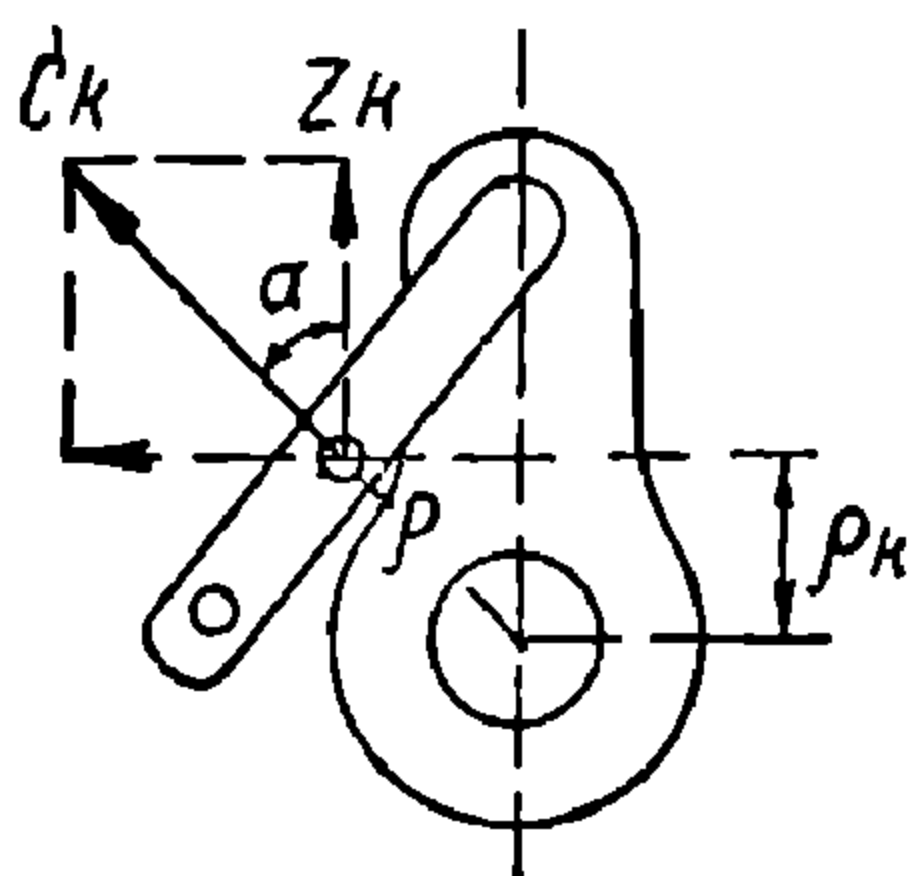
$$Z_{\kappa} = C_{\kappa} \cos \alpha = \frac{G_{\kappa}}{g} \omega^2 \rho \cos \alpha = \frac{G_{\kappa}}{g} \omega^2 \rho_{\kappa};$$

Как видно из таблицы 4, для каждого колеса находился как приведенный вес всех вращающихся масс  $Q_r$ , так и расстояние его от продольной плоскости паровоза  $\zeta_r$ ; последнее вычислялось по формуле:

$$\zeta_r = \frac{\zeta_x q_x}{Q_r},$$

где  $\zeta_x$  — расстояние вращающейся массы от продольной плоскости паровоза.

Зная вес вращающихся масс, определяем вес противовеса избыточного уравновешивающего поступательно движущейся массы, задаваясь коэффициентом перегруза  $x$ . Для примера возьмем его 20% при скорости  $v = 60$  км/час, в действительности у паровоза ФД взято 16,5%; предполагая, что этот груз, расположенный на плече  $r = 0,385$  м, находится в плоскости круга катания, т. е.



$\zeta_0 = \frac{2S}{2} = \frac{1,58}{2} = 0,79$  м, где  $2S$  — расстояние между кругами катания, находим его вес  $G_0$ , по формуле:

Фиг. 20. К отысканию вертикальной составляющей центробежной силы контркривошипа.

откуда

$$\frac{G_0}{g} \omega^2 r = a \cdot U,$$

$$G_0 = \frac{a \cdot U \cdot g}{\omega^2 r},$$

где  $U$  — нагрузка на колесо;

$$\omega = \frac{v \text{ км/час} \cdot 1000}{3600 R} = \frac{60 \cdot 1000}{3600 \cdot 0,75} = 22,2,$$

откуда

$$G_0 = \frac{0,2 \cdot 10000 \cdot 9,81}{22,2^2 \cdot 0,385} = 102 \text{ кг};$$

при  $a = 16,5\%$

$$G_0 = 102 \frac{16,5}{20} = 85 \text{ кг}.$$

Нетрудно прийти к такому заключению, что при одинаковых  $a$  для всех осей размеры противовесов у всех осей будут различны, но можно выполнить пожелание, чтобы противовесы 2-й и 4-й, 1-й и 5-й осей были между собой одинаковы; очевидно, для этого

пришлось бы взять различные  $G_c$ , т. е. различные  $\alpha$ . У паровоза ФД для 1-й и 5-й сцепных осей и у 2-й и 4-й противовесы взяты попарно одинаковыми.

Для выполнения этого условия задаемся избыточными противовесами: для 1-й сцепной  $G_c^I = 80$  кг ( $\alpha = 15,5\%$ ) и для 2-й—85 кг, и найдем соответствующие противовесы для 4-й и 5-й осей. Предполагая, что центр тяжести противовеса ориентировочно будет находиться на 0,79 м от продольной плоскости паровоза, имеем для 1-й оси:

$$Q_r^I + G_c^I = 133,1 + 80 = 213,1 \text{ кг} = R_I;$$

и

$$Q_r^I \zeta_r^I + G_c^I \zeta_g = R_I \zeta_I;$$

или

$$133,1 \cdot 0,883 + 80 \cdot 0,79 = 213,1 \zeta_I,$$

откуда

$$\zeta_I = \frac{133,1 \cdot 0,883 + 80 \cdot 0,79}{213,1} = 0,846 \text{ м.}$$

Очевидно, для 5-й оси

$$R_V \zeta_V = R_I \zeta_I = 213,1 \cdot 0,846;$$

в свою очередь

$$Q_r^V \zeta_r^V + G_c^V \zeta_g = 213,1 \cdot 0,846,$$

откуда

$$G_c^V = \frac{213,1 \cdot 0,646 \cdot Q_r^V \zeta_r^V}{\zeta_g} = \frac{213,1 \cdot 0,846 - 135,35 \cdot 0,884}{0,79} = 76,75 \text{ кг,}$$

где  $Q_r^V$  и  $\zeta_r^V$  взяты из таблицы 4.

Для 2-й оси имеем:

$$Q_r^{II} + G_c^{II} = 203,45 + 85 = 288,45 = R_{II}$$

и

$$Q_r^{II} \zeta_r^{II} + G_c^{II} \zeta_g = R_{II} \zeta_{II},$$

откуда

$$\zeta_{III} = \frac{Q_r^{II} \zeta_r^{II} + G_c^{II} \zeta_g}{288,45} = \frac{203,45 \cdot 0,915 + 85 \cdot 0,79}{288,45} = 0,912;$$

для 5-й оси имеем:

$$Q_r^V \zeta_r^V + G_c^V \zeta_g = R_{II} \zeta_V = R_{II} \zeta_{II} = 263,2,$$

откуда

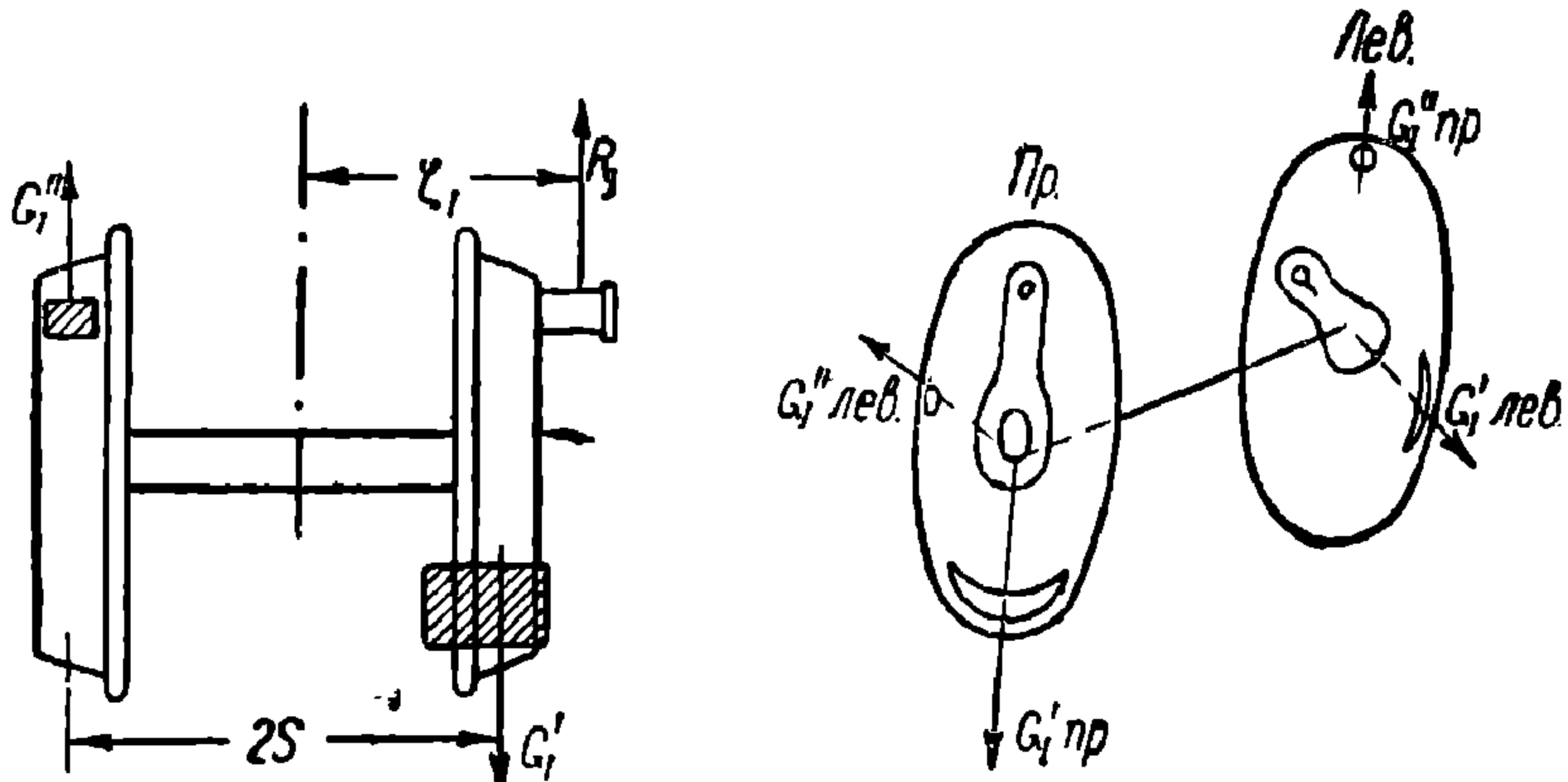
$$G_c^V = \frac{263,2 \cdot Q_r^V \zeta_r^V}{0,79} = \frac{263,2 - 213,32 \cdot 0,912}{0,79} = 77 \text{ кг.}$$

Зная вращающиеся массы, нетрудно и определить геометрические размеры полных противовесов (фиг. 21).

Для 1-й и 5-й сцепных осей имеем:

$$G'_1 = \frac{R (\zeta_1 + S)}{2S} = 213,1 \frac{(0,846 + 0,79)}{1,58} = 220,9 \text{ кг};$$

$$G''_1 = G'_1 - R_1 = 220,9 - 213,1 = 7,8 \text{ кг}.$$



Фиг. 21. Отыскание составляющих противовеса данной оси.

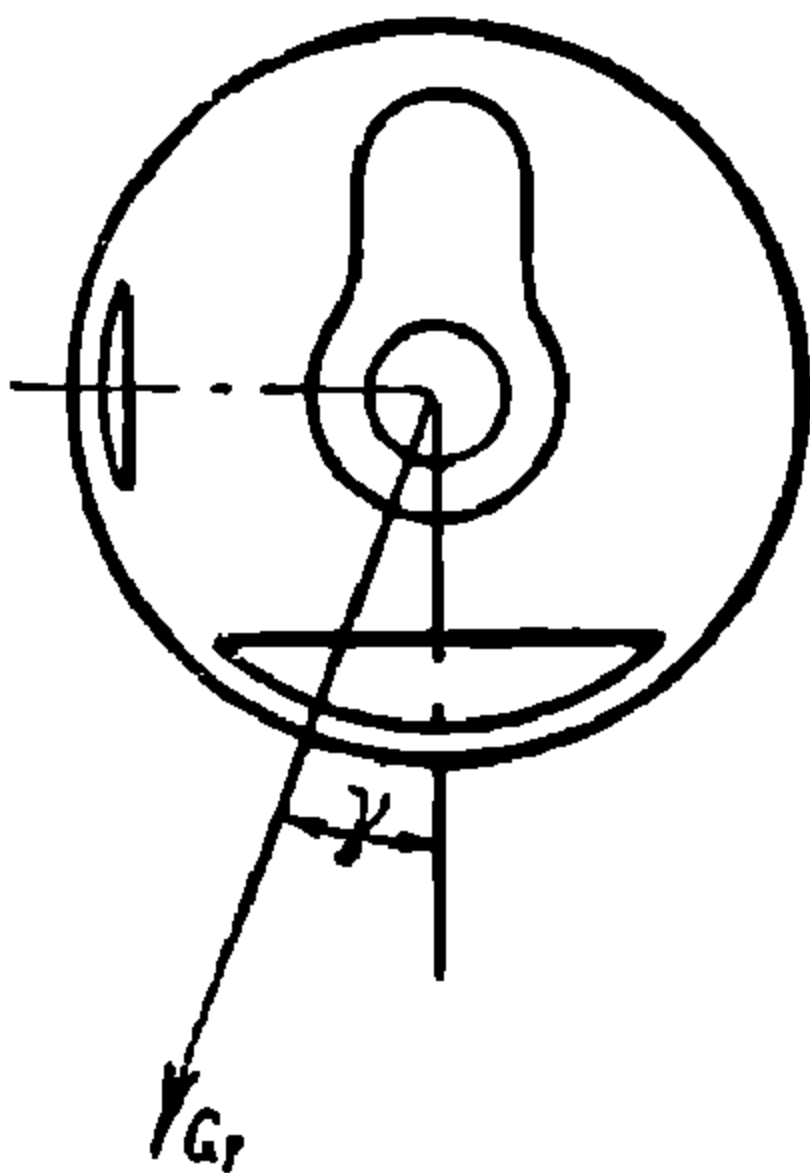
Равнодействующий противовес (фиг. 22):

$$G_1 = \sqrt{G_1''^2 + G_1'^2} = \sqrt{220,9^2 + 7,8^2} = 221 \text{ кг};$$

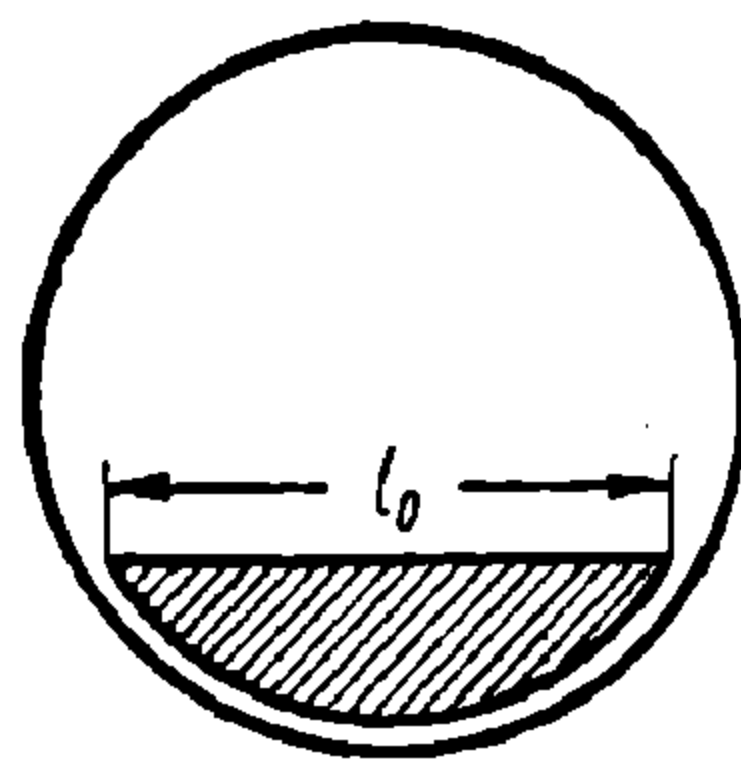
$$\text{tg } \gamma_1 = \frac{G_1''}{G_1'} = \frac{7,8}{220,9} = 0,0353$$

и

$$\gamma_1 = 2^\circ.$$



Фиг. 22. Нахождение результирующего противовеса,



Фиг. 23. Определение величины хорды противовеса.

На практике этим углом пренебрегают и противовес располагают диаметрально противоположно кривошипцу ( $\gamma = 0$ ). Так сделано на паровозе ФД. Полученный противовес  $G_1 = 221 \text{ кг}$  имеет радиус вращения  $r = 0,385 \text{ м}$ , в действительности же благодаря тому, что диаметр колеса этого паровоза  $D = 1,5 \text{ м}$  позволяет поместить противовес на большем радиусе и тем уменьшить его вес, найдем размеры противовеса, предполагая, что он будет отлит из стали заодно с колесом (фиг. 23).

ДНУЖТ

Из механики известно следующее соотношение:

$$G_1 r = \frac{l_0^3 \cdot b \cdot \delta}{12}$$

Откуда, принимая удельный вес стали  $\delta = 7,8$  и ширину противовеса  $b = 17$  см, находим:

$$l_0 = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot G_1 \cdot r}{b \cdot \delta}} = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot 221 \cdot 0,385}{0,17 \cdot 7800}} = 0,917 \text{ м.}$$

Точно таким же образом найдется и противовес 2-й и 4-й осей.

Расчет противовеса ведущей оси. Для паровоза ФД коэффициент  $a$  для ведущей оси взят  $a_b = 3\%$ , что соответствует избыточному противовесу

$$G_c^{III} = G_c^I \frac{a_2}{a_1} = 80 \frac{3}{16,5} \cong 15 \text{ кг.}$$

Таким образом вращающиеся массы в ведущем колесе сведутся к  $R_3$ , определяемой из уравнения:

$$Q_r^{III} + G_c^{III} = R_{III} = 460,3 + 15 = 475,3 \text{ кг.}$$

Расстояние ее от продольной плоскости паровоза будет  $\zeta^{III}$ , равное:

$$Q_r^{III} \zeta_r^{III} + G_c^{III} \zeta_g = R_{III} \zeta_{III}$$

или

$$\zeta_{III} = \frac{Q_r^{III} \zeta_r^{III} + G_c^{III} \zeta_g}{R_{III}} = \frac{460,3 \cdot 1,335 + 15 \cdot 0,79}{475,3} = 1,315 \text{ м.}$$

Помимо этой массы на ведущем скате должен быть уравновешен вес вращающейся части главного шатуна, обозначаемый через  $Q_{t,v}$ , с радиусом вращения, равным  $r = 0,385$  м и отстоящим от продольной плоскости паровоза на величину  $\zeta_t = 1,165$ , равную половине расстояния между осями цилиндров. Этот вес определяется из формулы:

$$Q_{t,v} = \frac{J}{L^2} g = \frac{234,97}{3,1752} \cdot 9,81 = 260 \text{ кг.}$$

Полный противовес, уравновешивающий вращающиеся массы, определится из формулы:

$$\begin{aligned} G'_{III} &= \frac{r}{2\varrho} \left[ R_{III} \left( \frac{\zeta_{III}}{\zeta_g} + 1 \right) + Q_{t,v} \left( \frac{\zeta_t}{\zeta_g} + 1 \right) \right] = \\ &= \frac{1}{2} \left[ 475,3 \left( \frac{1,315}{0,79} + 1 \right) + 260 \left( \frac{1,165}{0,79} + 1 \right) \right] = 955 \text{ кг.} \end{aligned}$$

$$G''_{III} = G'_{III} - (R_{III} + Q_{t,v}) = 955 - (475,3 + 260) = 209,7 \text{ кг}$$

и

$$G_{III} = \sqrt{G'_{III}{}^2 + G''_{III}{}^2} = \sqrt{955^2 + 209,7^2} = 980 \text{ кг.}$$



Размеры противовеса при  $b = 26,5$  см и  $\gamma = 1,25 \cdot 7,8 = 9,8$  (считая, что 25% будет заполнено свинцом) найдем так:

$$l_0^{\text{III}} = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot G \cdot r}{b \cdot \delta}} = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot 980 \cdot 0,385}{0,265 \cdot 9800}} = 1,2 \text{ м.}$$

Имея коэффициенты разгруза  $\alpha$ , определим амплитуду подергивания паровоза  $\gamma_0$ , выражаемую уравнением:

$$\gamma_0 = \frac{2 [(Q_{th} - Q_{t,v}) - \Sigma G'_c] r \sqrt{2}}{Q_0},$$

где  $Q_0$  — полный вес паровоза, равный для данного случая

$$Q_0 = 20 \cdot 5 + 2 \cdot 16 = 132 \text{ т;}$$

$$Q_{th} = W_p + W_k = 430,8 + 640 = 1070,8 \text{ кг;}$$

$$Q_{th} - Q_{t,v} = 1070,8 - 260 = 810,8 \text{ кг.}$$

Здесь нужно отметить следующее: избыточные противовесы, расположенные в плоскости колес: одного  $G'_c$  (фиг. 14а) и второго  $G''_c$ , связаны с вертикальными избытками (находящимися в плоскости машины) следующим уравнением:

$$\frac{1}{m} (Q_{th} - Q_{t,v}) \frac{\omega^2 r}{g} (\zeta_t + S) = G'_c \frac{\omega^2 r}{g} 2S$$

или

$$\frac{1}{m} (Q_{th} - Q_{t,v}) = G'_c \frac{2S}{\zeta_t + S}$$

и

$$G''_c = G' - \frac{1}{m} (Q_{th} - Q_{t,v});$$

в свою очередь  $G'_c$  связаны с коэффициентом  $\alpha'$ :

$$G'_c \frac{\omega^2 r}{g} = \alpha' \cdot U;$$

следовательно:

$$\frac{1}{m} (Q_{th} - Q_{t,v}) = \frac{\alpha \cdot U \cdot g}{\omega^2 r} \frac{2S}{(S + \zeta_t)}$$

и

$$G_c = \sqrt{G_c'^2 + G_c''^2}$$

и

$$\text{tg } \gamma_0 = \frac{G_c''}{G_c'}$$

и действительный перегруз рельса составит:

$$\alpha_0 = G_c \frac{\omega^2 r}{gU} = \alpha \frac{G_c}{G'_c} > \alpha$$

и амплитуда подергивания будет равна:

$$y_0 = \frac{2 \left(1 - \sum \frac{1}{m}\right) (Q_{th} - Q_{t,v}) r \sqrt{2}}{Q}$$

и

$$\psi_0 = \frac{2 \left(1 - \sum \frac{1}{m}\right) (Q_{th} - Q_{t,v}) r \sqrt{2} \zeta_\theta}{gT};$$

если же пренебречь составляющим противовесом  $G'_c = 0$ , то перегруз будет:

$$a = G'_c \frac{\omega^2 r}{g \cdot U},$$

и амплитуда подергивания будет:

$$y_0 = \frac{2 (Q_{th} - Q_{t,v}) - \sum G'_c r \sqrt{2}}{Q},$$

т. е. несколько меньше;

амплитуда же виляния увеличится, а именно:

$$\psi_0 = \frac{2 \left[ \left(1 - \sum \frac{1}{m}\right) (Q_{th} - Q_{t,v}) \zeta_t + \sum G'_c \zeta_\theta \right] r \sqrt{2}}{gT}.$$

29168 Так как в данном случае для уравновешивания поступательно движущихся масс взят противовес  $G'_c$  на каждом колесе, то подергивание получится меньшее и будет равно:

$$y_0 = \frac{2(810,8 - 333,75) 0,385 \cdot 1,41}{132\,000} = 0,0039 = 3,9 \text{ мм},$$

где

$$\sum G'_c = 15 + 80 + 85 + 77 + 76,75 = 333,75.$$

**Задача 14.** Для паровоза, имеющего весовые данные, указанные в предыдущей задаче, определить степень перегруза колес при  $v = 60 \text{ км/час}$ , если считать, что амплитуда подергивания не должна превосходить  $3,5 \text{ мм}$  и избыточные противовесы одинаковые на сцепных осях, а на ведущей оси в пять раз меньше.

**Решение.** Исходя из заданной амплитуды подергивания, определяем величину горизонтального недостатка, имеющего выражение:

$$\left(1 - \sum \frac{1}{m}\right) (Q_{th} - Q_{t,v}).$$

$$y_0 = \frac{2 \left(1 - \sum \frac{1}{m}\right) (Q_{th} - Q_{t,v}) r \sqrt{2}}{Q} = 0,0035;$$

$$\left(1 - \sum \frac{1}{m}\right) (Q_{th} - Q_{t,v}) = \frac{Q \cdot 0,0035}{2\sqrt{2} \cdot r} = \frac{0,0035 \cdot 120\,000}{2 \cdot 1,41 \cdot 0,385} = 388$$

или.

$$1 - \sum \frac{1}{m} = \frac{388}{810,8} = 0,476$$

и

$$\sum \frac{1}{m} = \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} + \frac{1}{m_3} + \frac{1}{m_4} + \frac{1}{m} = 0,524;$$

$$\sum \frac{1}{m} = \frac{4}{m_1'} + \frac{1}{m_3} = 4 \frac{1}{m} + \frac{1}{5m} = \frac{21}{5m} = 0,524,$$

откуда

$$\frac{1}{m_1'} = \frac{0,524 \cdot 5}{21} = 0,125$$

и

$$\begin{aligned} \alpha_1' &= \frac{\frac{1}{m_1} (Q_{th} - Q_{t,v}) \omega^2 r (\zeta_t + S)}{g \cdot 2SU} = \\ &= \frac{0,125 \cdot 810,8 \cdot 22,2^2 \cdot 0,385 \cdot 1,955}{9,81 \cdot 1,58 \cdot 10\,000} = 0,244, \end{aligned}$$

или 24,4%;

$$\alpha_3 = \frac{24,4}{5} = 4,9\%.$$

**Задача 15.** Определить предельную скорость паровоза, разобранный в задаче 13, если считать, что коэффициент  $\alpha$  и амплитуда подергивания не могут быть увеличены против заданных величин:  $\alpha$  больше 16,5% для сцепных осей, а  $y_0$  больше, чем 3,5 мм.

**Решение.** Из предыдущих задач видно, что амплитуда подергивания  $y_0 = 3,5$  мм может быть получена, если процент уравновешенности поступательно движущихся масс составит 52,4% или для каждого сцепного колеса по 12,5%; выходящий при этом перегруз колеса  $\alpha = 24,4\%$  может быть уменьшен только снижением скорости  $v_x$ , которая определится из уравнения:

$$\alpha_1 = \frac{\frac{1}{m_1} (Q_{th} - Q_{t,v}) \omega_x^2 r (\zeta_x + S)}{g \cdot 2S \cdot U},$$

откуда

$$\begin{aligned} \omega_x &= \sqrt{\frac{\alpha_1 g 2SU}{\frac{1}{m_1} (Q_{th} - Q_{t,v}) r (\zeta_x + S)}} = \\ &= \sqrt{\frac{0,125 \cdot 9,81 \cdot 1,58 \cdot 10\,000}{0,125 \cdot 810,8 \cdot 0,385 \cdot 1,955}} = 18,35, \end{aligned}$$

что соответствует скорости

$$v' = \frac{\omega_x R \cdot 3600}{1000} = 49,5 \text{ км/час.}$$

**Задача 16.** Определить степень уравновешенности паровоза типа 1-4-0 с нагрузкой на сцепные оси по 16 т и на бегунок 12 т. Конструктивная скорость паровоза 70 км/час; диаметр сцепных колес  $D = 1500$  мм, ход поршня 650 мм. Вес системы поршня  $W_k = 298$  кг, вес главного шатуна  $W_p = 258$  кг. Момент инерции шатуна относительно крейцкопфа  $J = 149$  кгм/сек<sup>2</sup>.

Расстояние центра тяжести шатуна от валика крейцкопфа  $d = 2,03$  м. Длина главного шатуна  $L = 3,28$  м. Вес противовеса ведущего колеса  $G = 333$  кг. Угол его сдвига  $5^\circ 54'$ . Расстояние центра тяжести противовеса от продольной плоскости паровоза  $\zeta_g = 805$  мм. Расстояние между осями цилиндров  $2\zeta_r = 2,24$  м. Вес вращающихся масс ведущего колеса (не считая веса вращающейся части шатуна главного)  $Q_r = 245,85$  кг. Расстояние центра тяжести от продольной плоскости паровоза

$$\zeta_r = 0,924 \text{ м}, \quad 2S = 1,58 \text{ м}.$$

Радиус вращения противовеса  $\rho = 0,463$  м.

Для средней сцепной оси:

$$\begin{aligned} G &= 114 \text{ кг}; & Q_r &= 142,43 \text{ кг}, \\ \zeta_g &= 0,8 \text{ м}, & \zeta_r &= 0,89 \text{ м}; \\ \gamma &= 4^\circ 50'. \end{aligned}$$

Передняя и задняя сцепные оси:

$$\begin{aligned} G &= 114 \text{ кг}; & Q_r &= 97,12 \text{ кг}; \\ \zeta_g &= 0,8 \text{ м}; & \zeta_r &= 0,87 \text{ м}; \\ \gamma &= 4^\circ 50'. \end{aligned}$$

**Решение:** Определению подлежит степень разгруза  $\alpha$  каждой оси и величина подергивания паровоза  $y_0$  в целом; следовательно, после отыскания  $\alpha$  нужно найти вертикальные избытки, а затем и  $y_0$ ; так, для ведущей оси находим:

$$G_1 = G \cos \gamma = 333 \cos 5^\circ 54' = 333 \cdot 0,9967 = 332 \text{ кг}.$$

$$G_2 = G \sin \gamma = 333 \sin 5^\circ 54' = 333 \cdot 0,103 = 34,3 \text{ кг}.$$

$$Q_t = Q_{t,v} + \frac{1}{m} (Q_{th} - Q_{t,v}),$$

где:

$$Q_{t,v} = \frac{J}{L^2} g = \frac{149}{3,28^2} 9,81 = 136 \text{ кг}.$$

$$Q_{th} = W_p + W_k = 258 + 298 = 556 \text{ кг}.$$

$$G_1 - G_2 = (Q_r + Q_t) \frac{r}{\rho};$$

$$(G_1 + G_2) \rho \zeta_g = (Q_r \zeta_r + Q_t \zeta_t) \cdot r$$

или

$$\frac{G_1 - G_2}{G_1 + G_2} = \frac{(Q_r + Q_t) \zeta_g}{Q_r \zeta_r + Q_t \zeta_t},$$

откуда находим  $Q_t$

$$\frac{332 - 34,3}{332 + 34,3} = \frac{(245,85 + Q_t) 0,805}{245 \cdot 0,924 + Q_t \cdot 1,12};$$
$$Q_t = 147,5 \text{ кг}$$

и

$$\rho = \frac{(245,85 + 147,5) 0,325}{332 - 34,3} = 0,463 \text{ м},$$

следовательно:

$$\frac{1}{m} (Q_{th} - Q_{t,v}) = Q_t - Q_{t,v} = 147,5 - 136 = 11,5 \text{ кг}$$

и

$$a = \frac{\frac{1}{m} (Q_{th} - Q_{t,v}) \frac{\omega^2 r}{g} (S + \zeta_t)}{U \cdot 2S} =$$
$$= \frac{11,5 \cdot 24,9^2 \cdot 0,325 (0,79 + 1,12)}{8000 \cdot 1,58 \cdot 9,81} = 0,0556, \text{ или } 3,56\%,$$

где

$$\omega = \frac{v}{R} = \frac{70 \cdot 1000}{3600 \cdot 0,75} = 24,9$$

и

$$2S = 1,58 \text{ м}.$$

Для средней сцепной оси находим:

$$1) \quad G_1 = G \cos \gamma = 114 \cdot 0,996 = 113,5 \text{ кг};$$
$$G_2 = G \sin \gamma = 114 \cdot 0,084 = 9,6 \text{ кг};$$
$$Q_t = 44,2 \text{ кг} (\rho = 0,575 \text{ м});$$

2) крайних сцепных осей:

$$G_1 = 113,5 \text{ кг}; \quad G_2 = 9,6 \text{ кг}; \quad Q_t = 44 \text{ кг}; \quad (\rho = 0,445 \text{ м}) \quad a = 13\%.$$

а затем и  $y_0$  по формуле:

$$Y_0 = \frac{2 \left(1 - \sum \frac{1}{m}\right) (Q_{th} - Q_{t,v}) r \sqrt{2}}{Q} =$$
$$= \frac{2 (1 - 0,34) 420 \cdot 0,325 \sqrt{2}}{1000 (16 \cdot 4 + 12)} = 0,0035 \text{ м} = 3,5 \text{ мм},$$

где

$$\sum \frac{1}{m} (Q_{th} - Q_{t,v}) = 11,5 + 44,2 + 2 \cdot 44 = 143,7 \text{ кг};$$

следовательно, процент уравнивания поступательно движущихся масс

$$\sum \frac{1}{m} = \frac{143,7}{420} = 0,34, \text{ или } 34\%.$$

**Задача 17.** Рассчитать противовесы паровоза типа 1-5-0 (Е) с нагрузкой на ось по 15,5 т с весом паровоза в рабочем состоянии 88 т. Диаметр сцепных колес  $D = 1320$  мм; ход поршня  $h = 711$  мм; вес главного шатуна 341 кг;  $J = 195,8$  кгм. сек<sup>2</sup>;  $L = 2794$  мм; вес поршня 289,6 кг; вес крейцкопфа со штоком и клином 222 кг; вес всей системы поршня 511,6 кг.

**Вращающиеся массы**

Наименование частей	1-я сцепная ось	2-я сцепная ось	3-я сцепная ось	4-я сцепная ось	5-я сцепная ось
<b>1. Кривошип</b>					
а) приведенный вес к радиусу кривошипа кг	49,5	49,5	115,2	49,5	49,5
б) расстояние от продольной плоскости паровоза мм	1610	1600	1600	1600	1610
<b>2. Палец</b>					
а) вес (приведенный) кг	9,3	10,7	36,8	10,7	9,3
<b>3. Часть веса спарников (привед.) кг</b>	28,6	88,0	187,0	103,4	28,6
а) расстояние (3) и (4) от продольной плоскости мм	1850	1880	1924	1880	1850
<b>4. Контркривошип (приведенный вес) + 1/2 веса эксцентриковой тяги кг</b>	—	—	19,9	—	—
а) расстояние от продольной плоскости мм	—	—	2521	—	—

**Задача 18.** Определить степень уравновешенности паровоза типа 1-4-2 с нагрузкой на сцепные оси по 20 т, а на 3 поддерживающие 53 т, при скорости  $v = 100$  км/час. Данные паровоза следующие: вес системы поршня  $W_k = 446,3$  кг, вес главного шатуна  $W_p = 576,2$  кг. Момент инерции шатуна относительно валика крейцкопфа  $J = 332,5$  кгм. сек<sup>2</sup>, расстояние центра тяжести шатуна от оси крейцкопфа  $d = 2,23$  м. Ход поршня  $h = 770$  мм. Длина главного шатуна  $L = 3,85$  м. Расстояние между осями цилиндра  $2\zeta_x = 2,23$  м. Диаметр движущих колес  $D = 1850$  мм. Вес избыточных противовесов 1-й, 2-й и 4-й сцепных осей по 65 кг; угол отклонения  $\gamma = 0$ ; вес избыточного противовеса ведущей оси 23 кг с углом отклонения  $8^\circ$ . Расстояние центра тяжести противовеса от продольной плоскости паровоза  $\zeta_g = 0,79$  м. Расстояние  $a$  между кругами катания  $2S = 1,58$  м. Радиус вращения противовесов  $r = 0,385$  м.

**Задача 19.** Определить геометрические размеры противовесов предыдущего паровоза, если вес вращающихся частей выражается следующими величинами.

ДНУЖТ

Наименование частей	1-я сцепная ось	2-я сцепная ось	3-я ведущая ось	4-я сцепная ось
<b>I. Кривошип</b>				
а) вес кг . . . . .	52,8	56,7	167,27	56,7
б) радиус вращения м . . . . .	0,346	0,345	0,425	0,345
в) расстояние от продольной плоскости м . .	0,807	0,812	0,78	0,81
<b>II. Пальцы</b>				
а) вес кг . . . . .	12,0	15	111,4	15,0
б) радиус вращения м . . . . .	0,385	0,385	0,385	0,385
в) расстояние от продольной плоскости м . .	0,96	0,975	1,093	0,97
<b>III. Часть веса спарников</b>				
а) вес кг . . . . .	80,45	175,0	252,7	73,25
б) радиус вращения м . . . . .	0,385	0,385	0,385	0,385
в) расстояние от продольной плоскости м . .	0,94	0,95	0,97	0,93
<b>IV. Контркривошип</b>				
а) вес кг . . . . .	—	—	57,68	—
б) радиус вращения м . . . . .	—	—	0,264	—
в) расстояние от продольной плоскости м . .	—	—	1,32	—
<b>V. Часть эксцентриковой тяги</b>				
а) вес кг . . . . .	—	—	32,76	—
б) радиус вращения м . . . . .	—	—	0,225	—
в) расстояние от продольной плоскости м . .	—	—	1,38	—

**Упражнение 3.** Построить динамический паспорт паровоза типа 1-5-1, указанного в задаче 13; индикаторные диаграммы для различных скоростей и отсечек взять по фиг. 2, 7, 8, упражнений 1 и 2.

**Выполнение.** Максимальная реакция каждого из сцепных колес выражается, как известно, формулой:

$$Z_{max} = U + kf_0 + Z_0,$$

где

- $U$  — статическая нагрузка на колесо;
- $kf_0$  — добавочная нагрузка вследствие дополнительного прогиба рессоры на стыке; обычно  $f_0$  принимают равным 2 см;
- $k$  — коэффициент жесткости рессор:

$$k \cong 1000 \text{ кг/см};$$

$Z_0$  — центробежная сила избыточного противовеса:

$$Z_0 = \frac{G_e}{g} \omega^2 r,$$

где  $G_c$  — вес избыточного противовеса.

Для 1-ой оси  $G_c = 80$  кг (см. задачу 1); следовательно при  $v = 60$  км/час

$$Z_{0(60)}^I = \frac{80}{9,81} 22,2^2 \cdot 0,385 = 1565 \text{ кг},$$

где

$$\omega = \frac{v}{R} = \frac{60 \cdot 1000}{0,75 \cdot 3600} = 22,2;$$

для скорости  $v = 30$  км/час имеем:

$$Z_{0(30)}^I = 1565 \left(\frac{30}{60}\right)^2 = 1565 \cdot \frac{1}{4} = 392 \text{ кг}.$$

Полученные значения откладываем на график (фиг. 24).

Минимальная реакция сцепного колеса  $Z_{min} = U - kf_0 - Z_0$ .

Аналогично найдутся максимальные и минимальные реакции остальных сцепных колес.

Ведущая ось. Максимальная реакция ведущего колеса выражается формулой:

$$Z_{max} = U + kf_0 + Z_0 + Z_p + Z_c,$$

где  $Z_0$  — вертикальная составляющая центробежной силы избыточного противовеса. Для данного паровоза

$$Z_0 = + \frac{G_c}{g} \omega^2 r \sin(180^\circ + \varphi + \gamma_c) = - \frac{G_c}{g} \omega^2 r \sin(\varphi + \gamma_c),$$

где  $\gamma_c$  — угол сдвига избыточного противовеса.

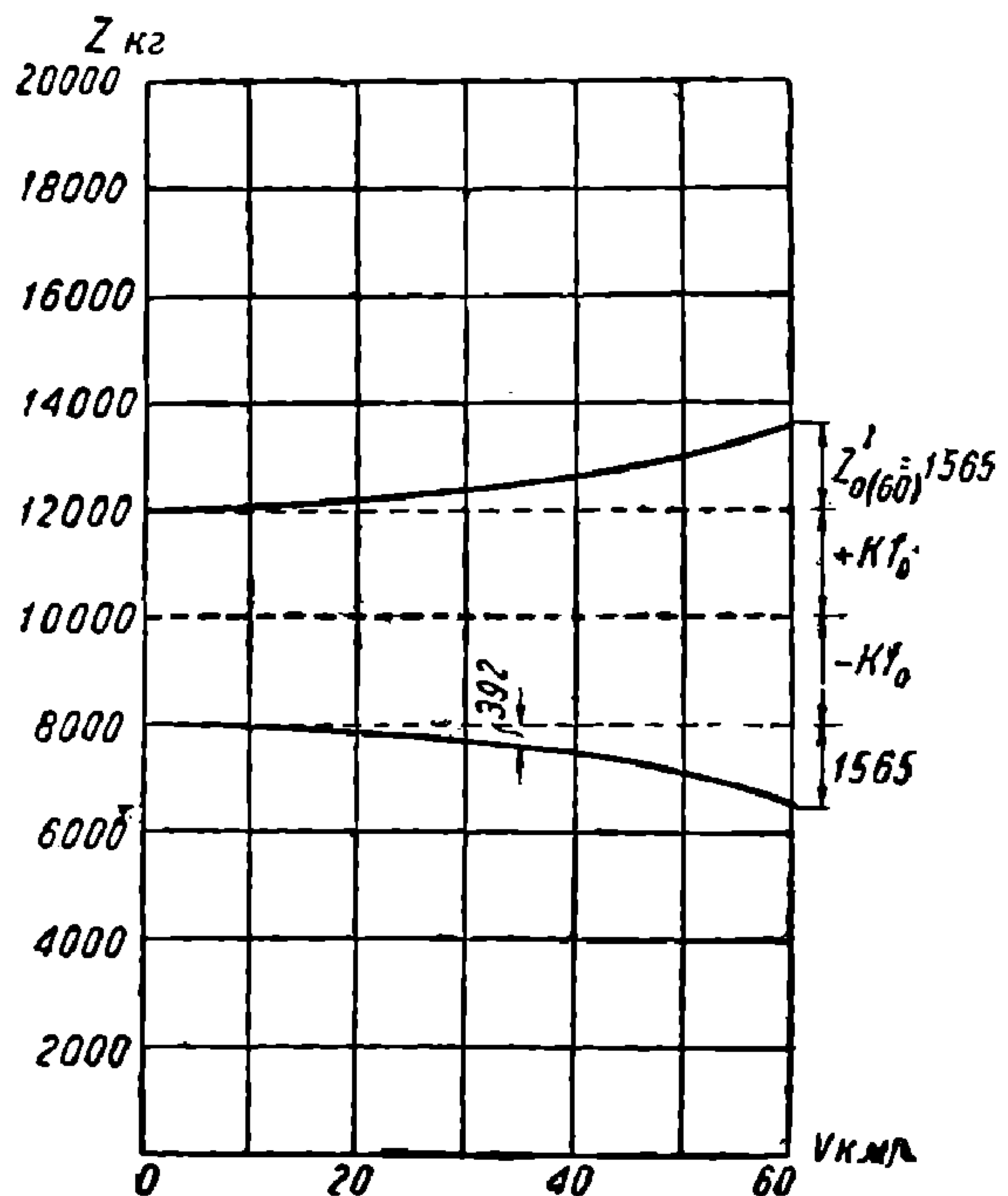
Так как в разобранном примере взят только составляющий противовес  $G'_c$  и, следовательно,  $\gamma_c = 0$ , то  $Z_0$  будет иметь выражение:

$$Z_0 = - \frac{G'_c}{g} \omega^2 r \sin \varphi = - \frac{15}{9,81} 22,2^2 \cdot 0,385 \cdot \sin \varphi = - 290 \cdot \sin \varphi.$$

Изменение этой силы  $Z_0$  в функции угла  $\varphi$  наносим на график фиг. 25.

$Z_p$  — слагающая от силы пара.

$$Z_p = Z_p' + Z_p'',$$

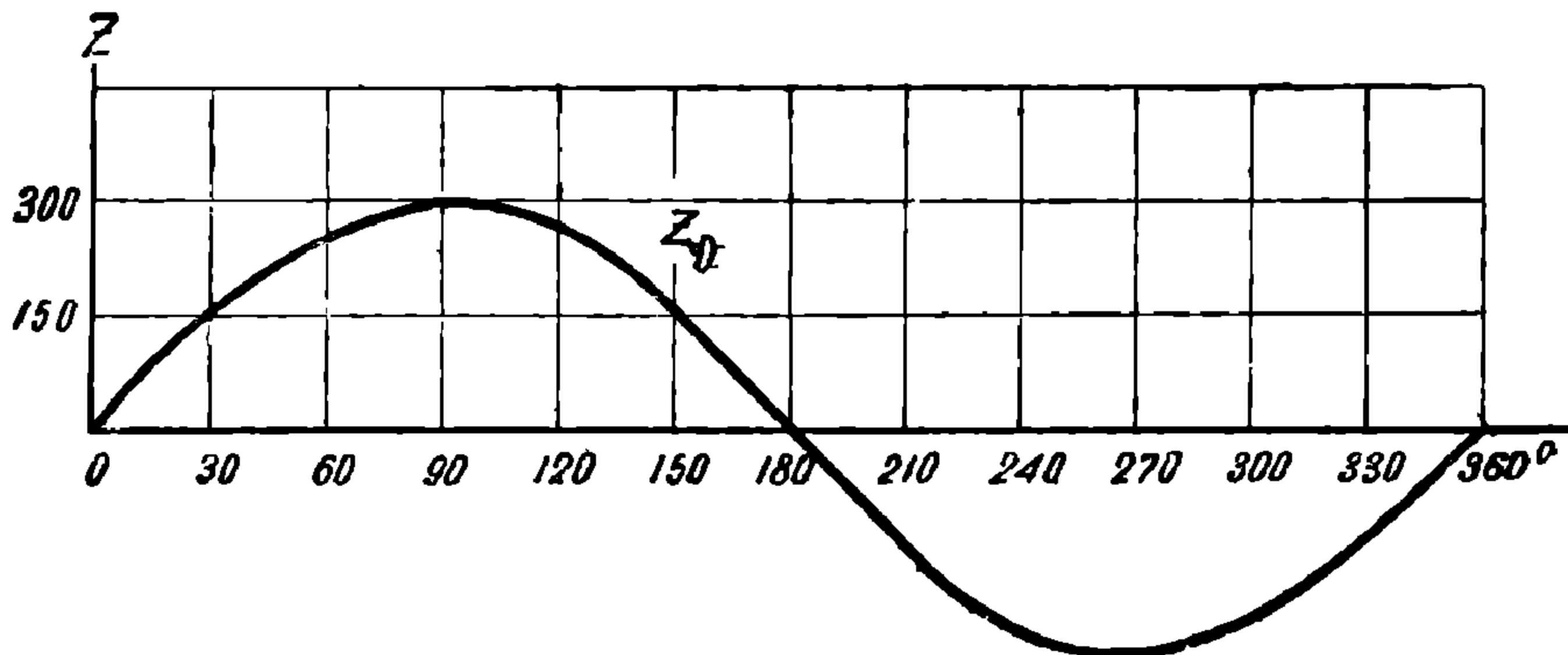


Фиг. 24. Максимальная и минимальная реакция сцепного колеса.



где

$Z_p'$  — слагающая от правой машины на правый рельс и  
 $Z_p''$  — от левой машины на тот же (правый) рельс, ввиду того, что  $Z_p'$  и  $Z_p''$  не лежат в плоскости колес, а находятся снаружи (фиг. 26) с плечами  $\zeta_i$  от продольной плоскости\*.



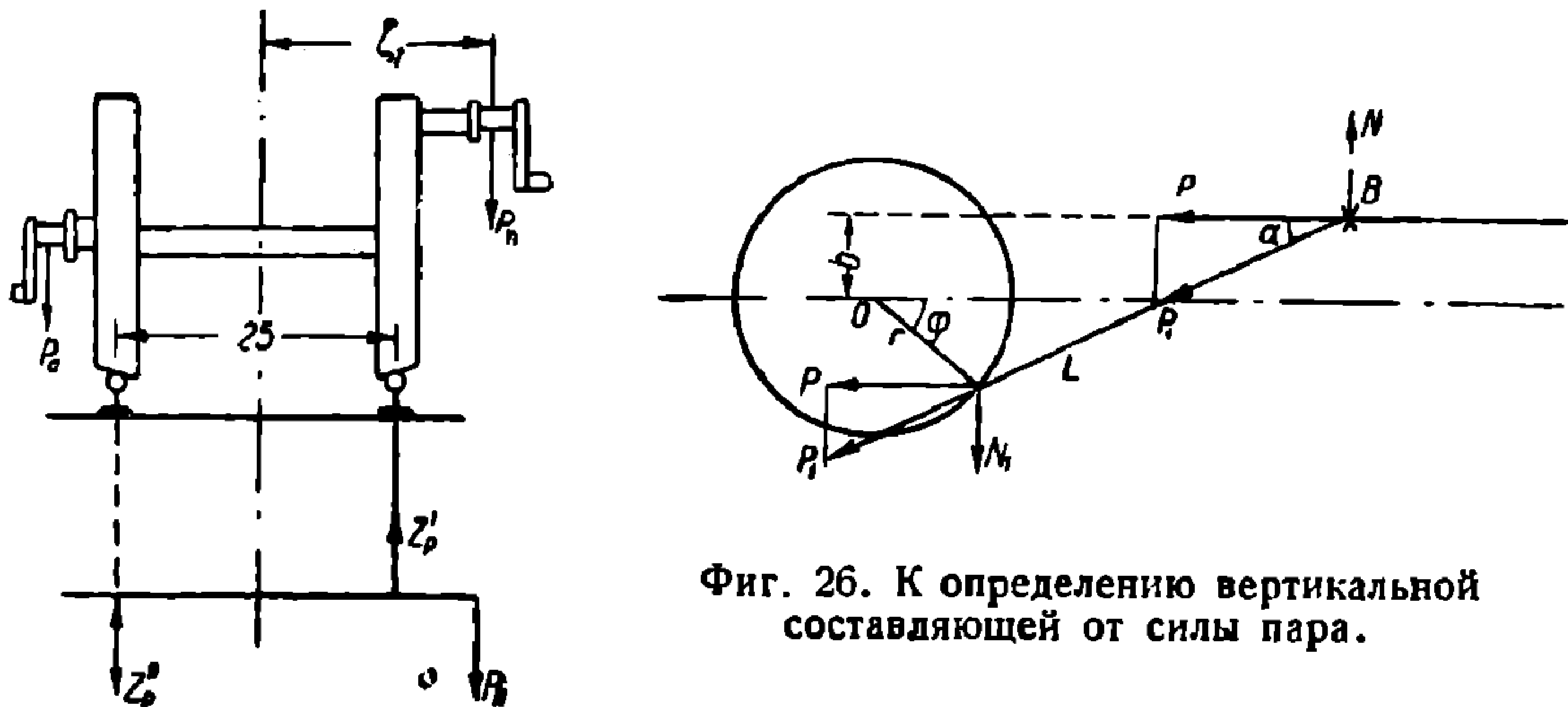
Фиг. 25. Изменение вертикальной составляющей центробежной силы избыточного противовеса за один оборот колеса.

Из фиг. 26 следует, что

$$N = P \operatorname{tg} \alpha \cong P \sin \alpha.$$

Но для дезаксиального механизма имеем:

$$b + r \sin \varphi = L \sin \alpha,$$



Фиг. 26. К определению вертикальной составляющей от силы пара.

откуда  $\sin \alpha$  равен:

$$\sin \alpha = \frac{b}{L} + \frac{r}{L} \sin \varphi,$$

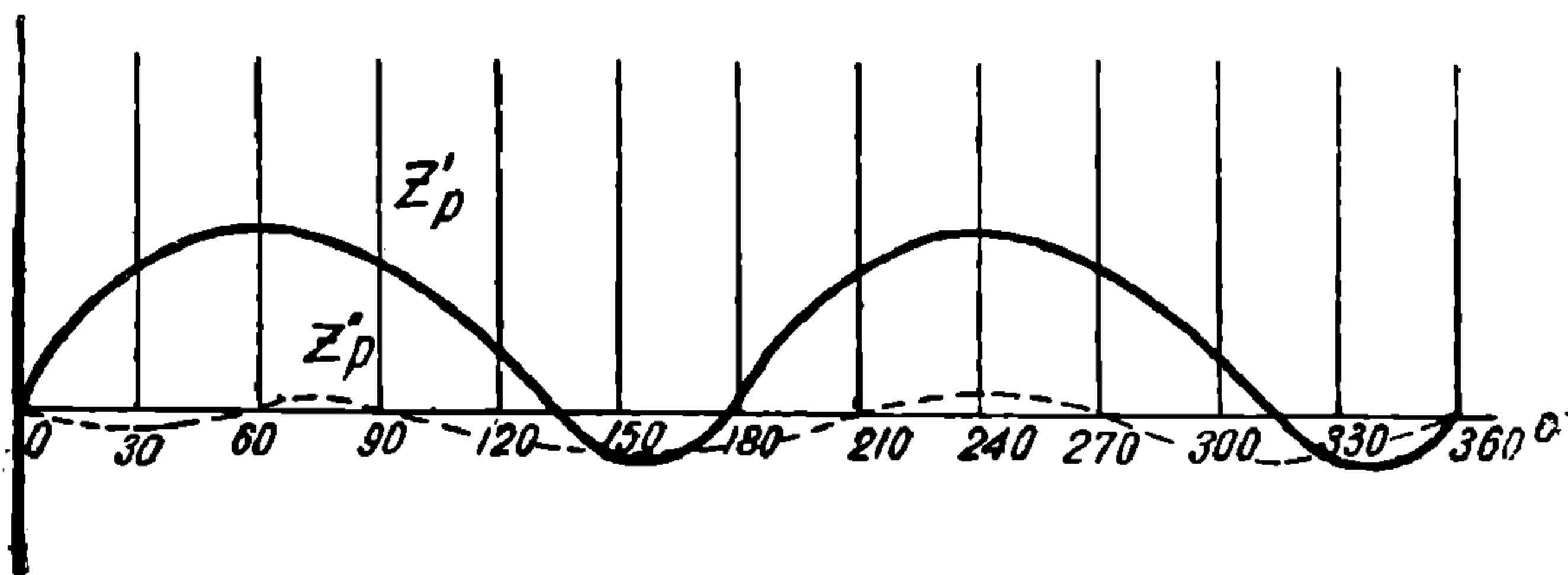
и значение силы  $N$  примет вид:

$$N = P \left( \frac{b}{L} + \frac{r}{L} \sin \varphi \right) = \eta P_x \frac{\pi d^2}{4} \frac{b}{L} + \eta P_x \frac{\pi d^2}{4} \frac{r}{L} \sin \varphi ;$$

\* На фиг. 26 вместо 2S поставлено 25.

Подсчитывая, как и в упражнении 1, значения  $P_x$  для различных значений  $\varphi$ , построим кривую  $N$ , а умножая ее на  $\frac{\zeta_t + S}{2S}$ , получим величину  $Z_p'$ , равную

$$Z_p' = N \frac{\zeta_t + S}{2S} = \eta \frac{\pi d^2}{4} \frac{b}{L} P_x \left[ 1 + \frac{r}{b} \sin \varphi \right] \cdot \frac{\zeta_t + S}{2S}$$



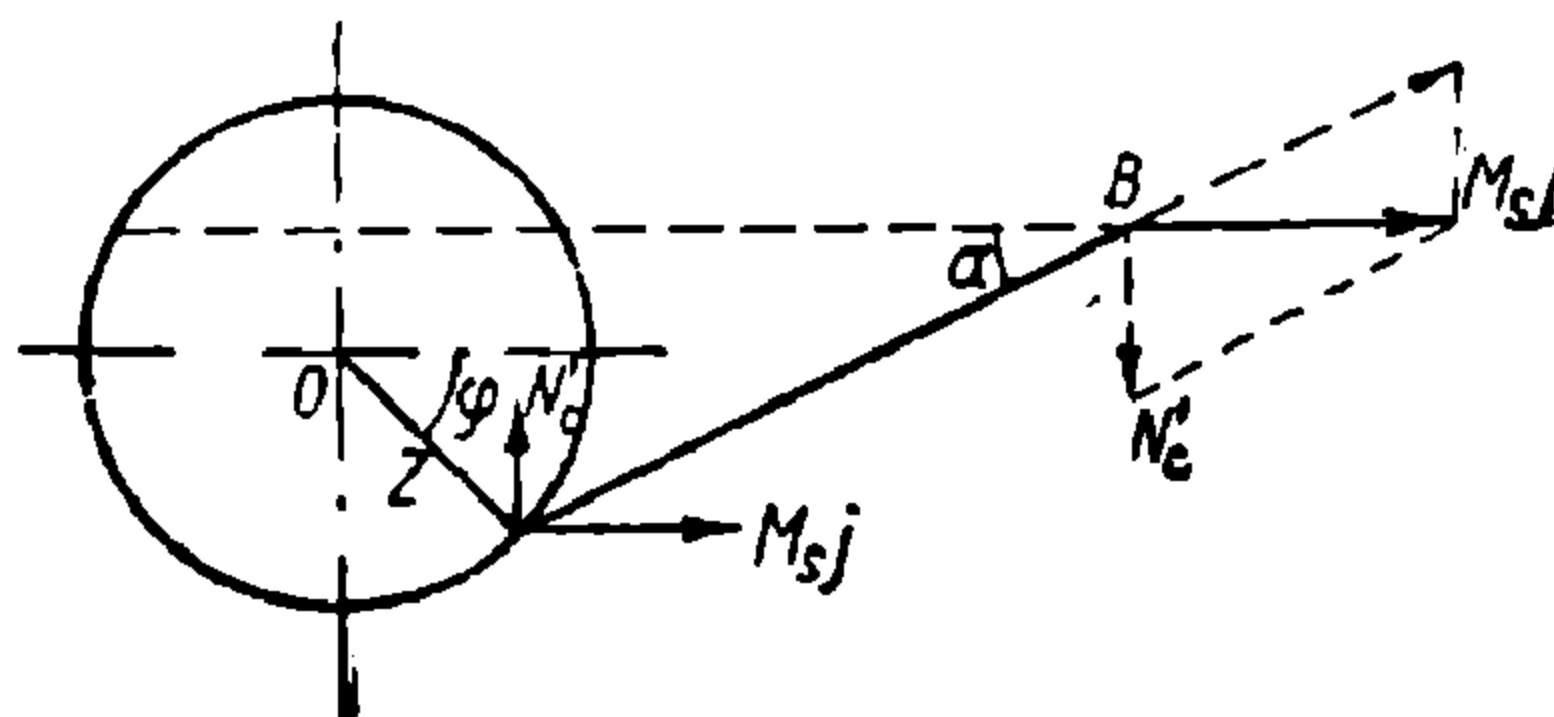
Фиг. 27. Диаграмма изменения вертикальной или составляющей от силы пара за один оборот колеса.

здесь  $b = 50$  мм; кривая эта представлена на фиг. 27; для построения кривой  $Z_p''$  нужно только кривую  $Z_p'$  сдвинуть вперед на  $270^\circ$ , повернуть около горизонтальной оси и уменьшить в отношении

$$\frac{\zeta_t - S}{\zeta_t + S},$$

равном для данного случая

$$\frac{1,165 - 0,8}{1,165 + 0,8} = 0,16.$$



Фиг. 28. Отыскание вертикальной составляющей от силы инерции поступательно движущихся частей.

Кривая эта показана на фиг. 27 пунктиром; ею очень часто пренебрегают и считают

$$Z_p \cong Z_p'.$$

Далее идет  $Z_c$ , слагающая от сил инерции поступательно движущихся масс; ее выражение следующее:

$$Z_c = Z_c' + Z_c'',$$

где, в свою очередь (фиг. 28):

$$Z_c' = N_c' \frac{\zeta_t + S}{2S},$$

$$N'_o = M_s j \cdot \operatorname{tg} \alpha = \left[ \left( M_p - \frac{J}{L^2} \right) + M_n \right] \cdot \omega^2 r \left( \cos \varphi + \lambda \cos 2 \varphi - \frac{b}{L} \sin \varphi \right) \operatorname{tg} \alpha, *$$

где

$M_p - \frac{J}{L^2}$  — поступательно движущаяся часть шатуна, равная

около  $0,45 M_p$ ;

$M_p$  — масса всего шатуна;

$M_n$  — масса системы поршня.

Обозначая

$$\left( M_p - \frac{J}{L^2} \right) + M_n \cong 0,45 M_p + M_n = M_s,$$

заменяя  $\operatorname{tg} \alpha$  через  $\sin \alpha$  и имея в виду, что

$$\sin \alpha = \frac{r}{L} \sin \varphi + \frac{b}{L},$$

будем иметь:

$$\begin{aligned} N'_o &= M_s \omega^2 r \left( \cos \varphi + \lambda \cos 2 \varphi - \frac{b}{L} \sin \varphi \right) \left( \frac{r}{L} \sin \varphi + \frac{b}{L} \right) = \\ &= M_s \omega^2 r \left[ (\cos \varphi + \lambda \cos 2 \varphi) \frac{r}{L} \sin \varphi - \frac{b \cdot r}{L^2} \sin^2 \varphi + \right. \\ &\quad \left. + (\cos \varphi + \lambda \cos 2 \varphi) \frac{b}{L} - \frac{b^2}{L^2} \sin \varphi \right]. \end{aligned}$$

\* При этом нужно заметить что во вращающиеся массы отнесена масса главного шатуна, равная  $\frac{J}{L^2}$  (см. задачу 13). Более точное выражение для силы  $N'$  будет иметь выражение:

$$\begin{aligned} N^1 &= \omega^2 r \left[ \left( M_k + M_p - M_p \frac{d}{L} \right) \left( \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} + \frac{b}{L} \cos \varphi - \frac{br}{L^2} \cos 2 \varphi \right) + \right. \\ &\quad \left. + \left( M_n + M_p - 2M_p \frac{d}{L} \right) \left( \frac{r^2}{L^2} \sin \varphi \cos 2 \varphi - \frac{br}{L^2} \sin^2 \varphi - \frac{b^2}{L^2} \sin \varphi \right) \right], \end{aligned}$$

или при откидывании членов, содержащих  $\frac{br}{L^2}$  и  $\frac{b^2}{L^2}$ , это выражение упростится

$$\begin{aligned} N' &= \omega^2 r \left[ \left( M_k + M_p - M_p \frac{d}{L} \right) \left( \frac{r}{L} \sin \frac{2\varphi}{2} + \frac{b}{L} \cos \varphi \right) + \right. \\ &\quad \left. + \left( M_n + M_p - 2M_p \frac{d}{L} \right) \frac{r^2}{L^2} \sin \varphi \cos 2 \varphi \right] \end{aligned}$$

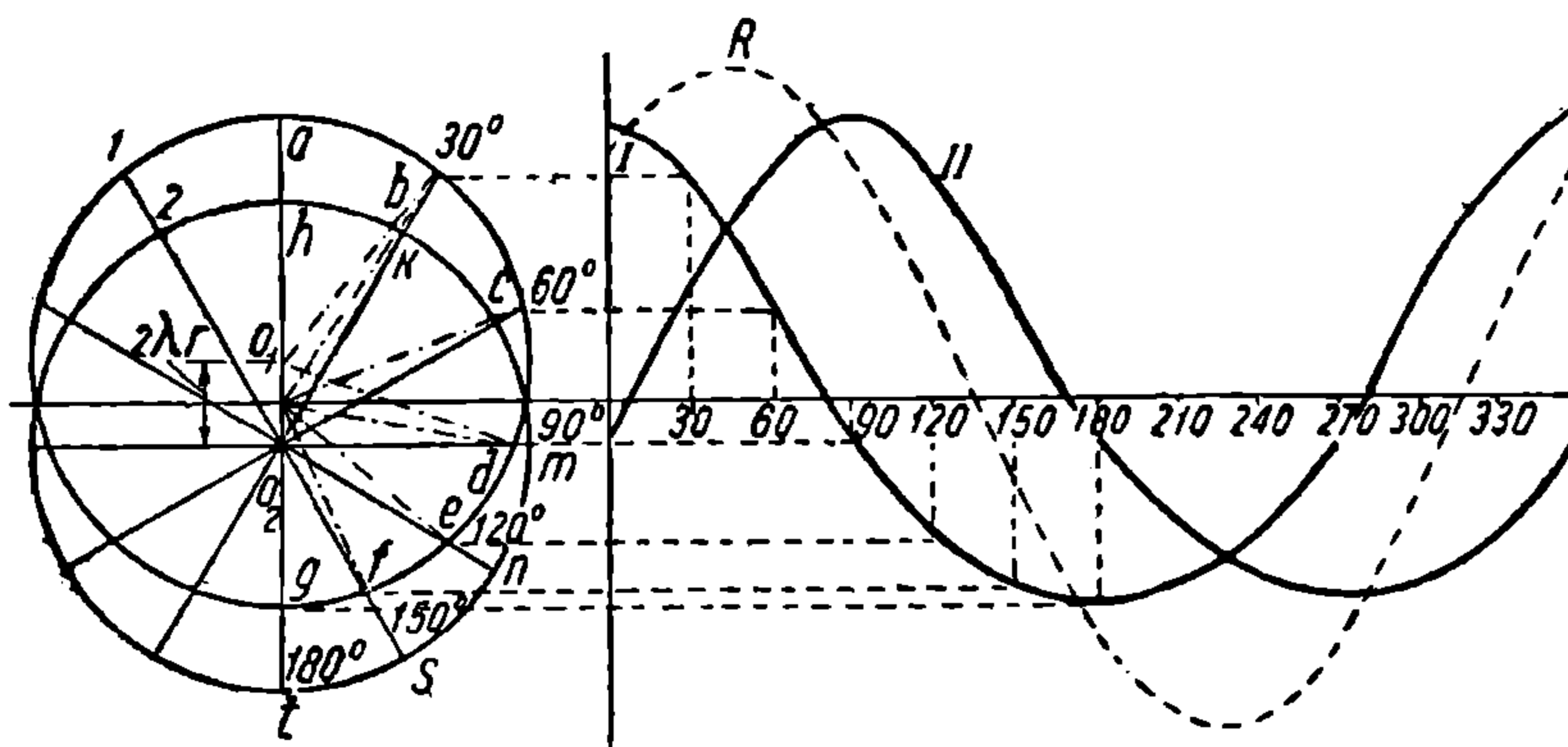
вывод см. курс «Динамика и парораспределение».

В этом уравнении членами  $\frac{b^2}{L^2} \sin \varphi = 0,000256 \sin \varphi$  и  $\frac{br}{L^2} = 0,00249 \sin^2 \varphi$ , можно пренебречь  $\left( \frac{b}{L} = \frac{50}{3175} = 0,016 \text{ и } \varphi = \frac{r}{L} = \frac{385}{3175} = 0,12 \right)$ ;

тогда выражение для силы  $N_c'$  будет:

$$N_c' = M_s \omega^2 r \left[ (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \frac{r}{L} \sin \varphi + (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \frac{b}{L} \right] =$$

$$= M_s \omega^2 \frac{r}{L} \left[ r (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \sin \varphi + (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) b \right].$$



Фиг. 29. Графическое построение ускорения поршня.

Это выражение можно построить графически следующим образом. Прежде всего строят выражение вида:

$$r (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi),$$

для чего описывают две окружности  $O_1$  и  $O_2$  (фиг. 29) радиусами  $r$ , с расстоянием между центрами  $2\lambda r$ .

Окружность  $O_2$  делим на равные части и точки деления  $h, k, l, m, n, s, t$  соединяем с центром  $O_2$ ; делят отрезок  $2\lambda r = O_1O_2$  пополам и полученный центр  $O$  соединяют с точками, полученными от пересечения прямых  $O_2k, O_2b, O_2s, O_2t$  и т. д. с окружностью  $O_2$ , т. е. с точками  $a, b, c, d,$

Проекция этих лучей  $Oa_1, Ob_2, Oc_2, OO_1, Og_1$  представляют, как нетрудно видеть, выражение  $r (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ . \*

Для построения кривой, выражаемой первым членом этого уравнения, т. е.

$$r (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \sin \varphi,$$

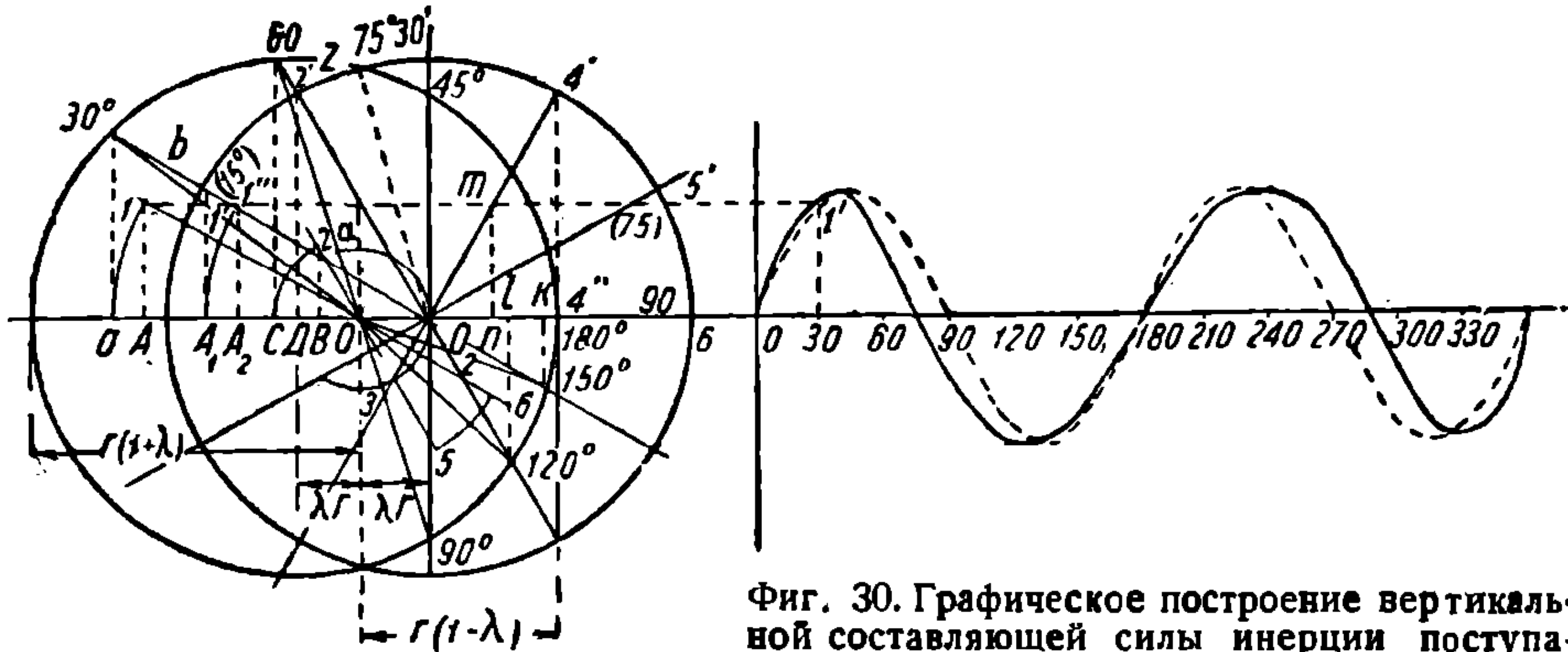
строим два круга с центрами  $O_1$  и  $O_2$  и расстоянием  $O_1O_2 = 2\lambda r$ , причем центры располагаем горизонтально (фиг. 30); делим, как и прежде, окружность центра  $O_2$  на равные части и получаем отрез-

\* Точнее эта проекция будет равна:

$$r (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi - 2\lambda^2 \sin^2 \varphi \cos \varphi).$$

ки  $Oa$ ,  $Oc$ ,  $OO_2$ ,  $Ol$ ,  $Ok$ , равные  $r(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$  для данных углов  $\varphi$ ; для того чтобы получить произведение, например, отрезка  $Oa$  на  $\sin \varphi$ , проводим луч  $O1 \parallel O-30^\circ$  и откладываем на нем отрезок  $Oa = O1$ , описав дугу  $a1$  из центра  $O$ ; тогда отрезок  $A1$  даст искомое произведение; действительно:

$$A1 = O1 \sin A01 = aO \sin \varphi = r(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \sin \varphi.$$



Фиг. 30. Графическое построение вертикальной составляющей силы инерции поступательно движущихся масс.

Переносим эти точки на развернутую окружность кривошипа, получим искомую кривую в функции углов (справа на чертеже).

Что же касается второго члена этого уравнения

$$(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \frac{b}{r},$$

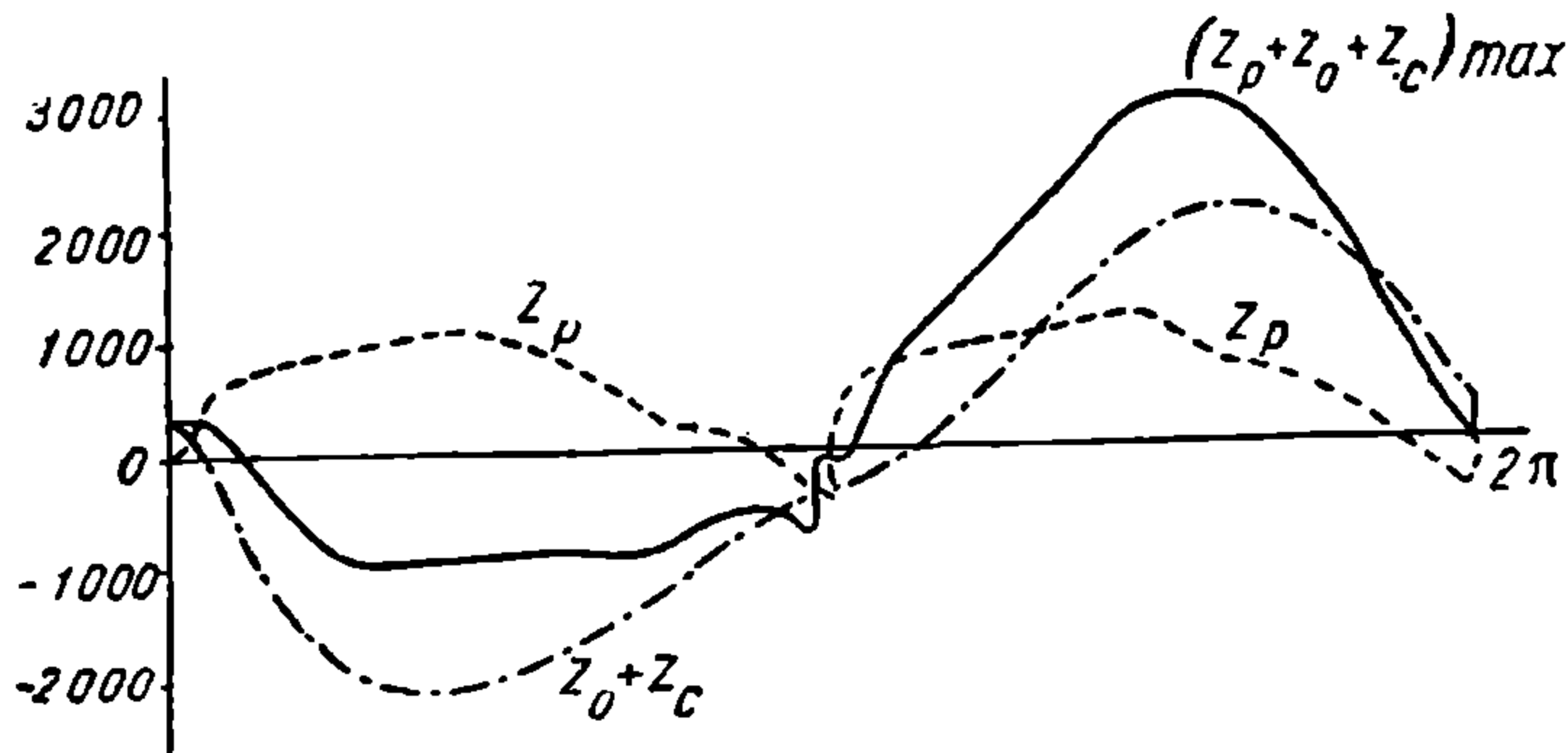


Фиг. 31. Кривая изменения вертикальной составляющей силы инерции поступательно движущихся масс.

то его легко найти, имея предыдущее построение кривой  $\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi$ , взяв только вместо радиуса  $r$  величину  $b$ . Складывая эти две кривые, вычерченные в одном масштабе, и умножая на  $M_s \omega^2 \frac{r}{L}$ , получим численное значение силы  $N'_c$ .

Умножая же еще на величину  $\frac{\zeta_t + S}{2S}$ , получим значение силы  $Z'_c$  (фиг. 31). Для построения силы  $Z''_c$  нужно кривую  $Z'_c$  сдвинуть на  $270^\circ$ , повернуть около горизонтали и ординаты уменьшить в отношении  $\frac{\zeta_t - S}{\zeta_t + S}$ . Этой величиной очень часто пренебрегают.

Складывая ординаты кривых  $Z_0$ ,  $Z_p$  и  $Z_c$ , находят максимальную величину перегруза ведущего колеса для данной скорости



Фиг. 32. Суммарные кривые силы инерции.

(фиг. 32). Эту величину откладываем на график  $Z, v$ , (фиг. 33). Делая также построения для других скоростей, находим искомую зависимость. Для минимальной реакции ведущего колеса имеем (при закрытом регуляторе):

$$Z_{min} = U - kf - Z_0 - Z_c,$$

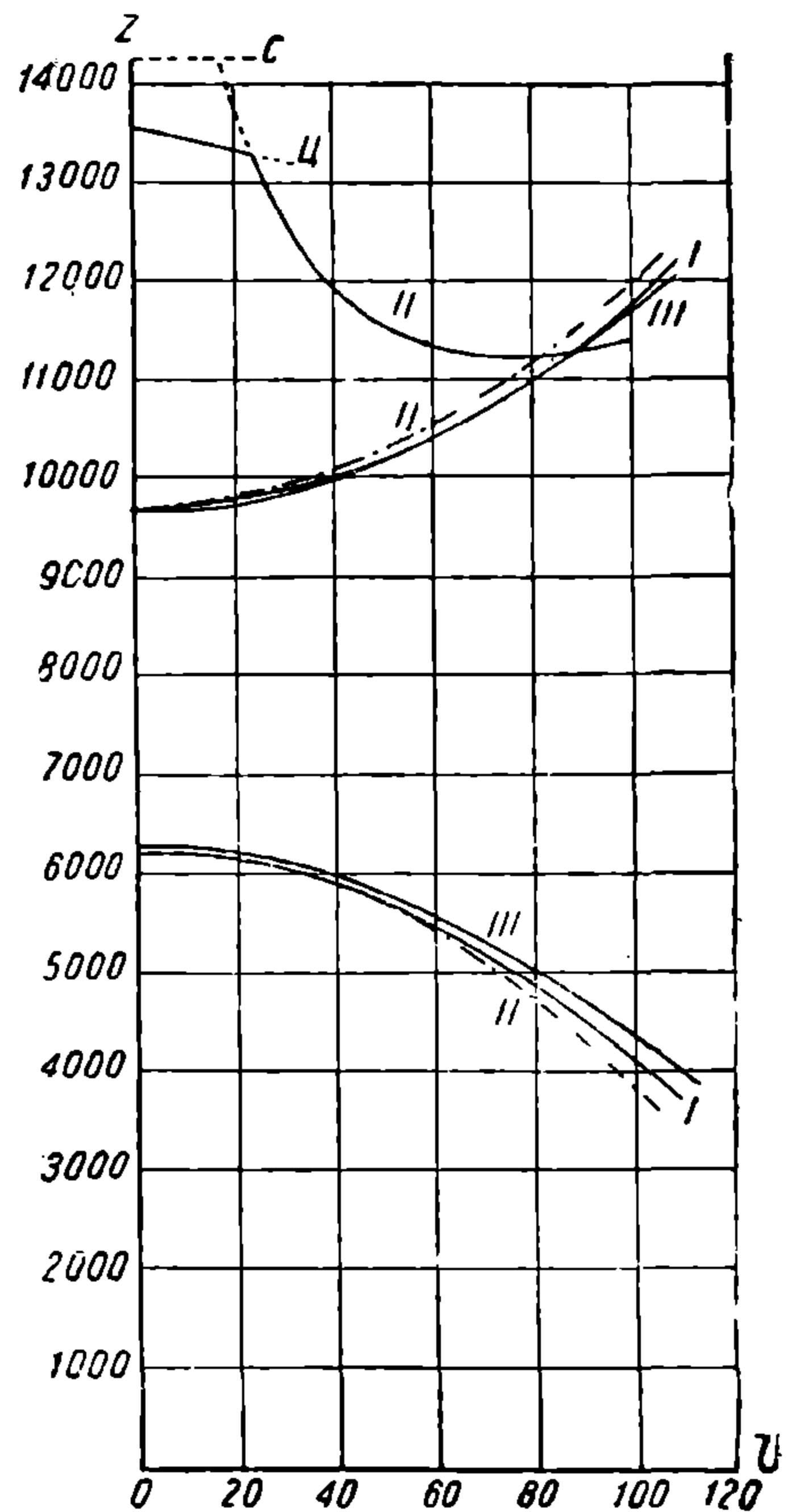
которая строится аналогично максимуму  $Z_{max}$ .

**Упражнение 4.** Построить динамический паспорт (вертикальный) для 3-цилиндрового паровоза, данного в задаче 20.

**Задача 19.** Определить, на сколько изменится коэффициент перегруза колеса, если противовес у сцепной оси расположить диаметрально противоположно кривошипу, т. е. сделать угол сдвига противовеса  $\gamma$  равным нулю:

$$\begin{aligned} 2S &= 1,58 \text{ м}; & G &= 114 \text{ кг}; \\ \gamma &= 4^\circ 50'; & Q_r &= 97,12 \text{ кг}; \\ \zeta_r &= 0,87 \text{ м}; & \zeta_g &= 0,8 \text{ м}. \end{aligned}$$

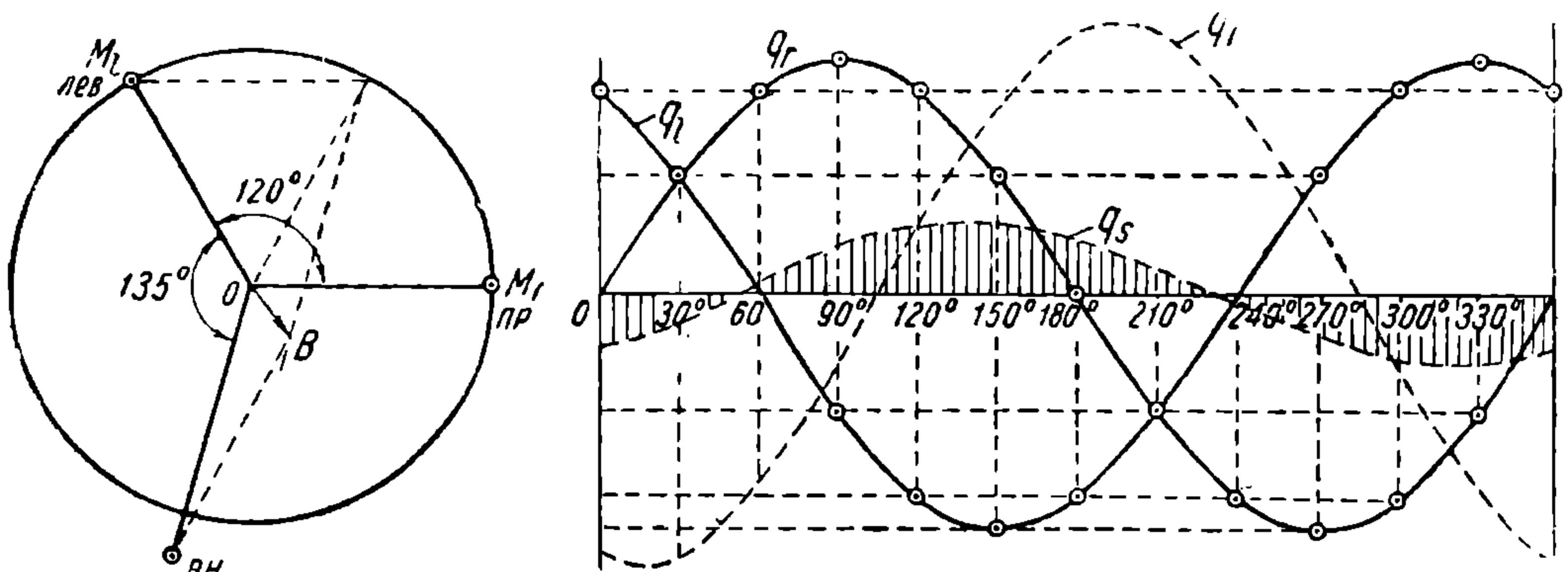
**Задача 20.** Определить размеры противовесов 3-цилиндрового паровоза типа 2-4-0 (серии М) с нагрузкой на сцепные оси по 18 т и на 2 поддерживающие 27 т. Характеристика поступательно движущихся масс дана в следующей таблице:



Фиг. 33. Динамический паспорт ведущей и сцепных осей паровоза в функции скорости.

Х а р а к т е р и с т и к а	Наружный цилиндр	Внутренний цилиндр
Длина шатуна $L$ мм .	3 450	2 100
Вес шатуна $W_p$ кг .	325,93	298,5
Вес системы поршня $W_k$ кг .	433,91	612,08
Момент инерции шатуна относит. валика крестковфа $J$ кгм · сек <sup>2</sup> . . . . .	244,29	111,65

Конструктивная скорость  $v = 100$  км/час, ход поршня 700 мм; коэффициент разгруза  $\alpha = 20\%$  для всех сцепных осей и  $\alpha = 10\%$  для ведущей; углы между кривошипами показаны на фиг. 34.



Фиг. 34. Расположение кривошипов в 3-цилиндровом паровозе и горизонтальные силы инерции поступательно движущихся масс.

**Решение.** Определение противовесов и построение динамического паспорта для 3-цилиндрового паровоза проще всего произвести векторным способом; ввиду его новизны ниже приводится его краткое обоснование: при бесконечно длинном шатуне силы инерции  $F$  поступательных масс изменяются по закону косинуса, т. е.

$$F_{пр} = M_r \omega^2 r \cos \varphi_r; \quad F_{лев} = M_l \omega^2 r \cos \varphi_l \quad \text{и} \quad F_i = M_i \omega^2 r \cos \varphi_i,$$

где индекс  $r$  — относится к правому механизму;

”  $l$  — ” левому ”  
”  $i$  — ” внутреннему ”

и графически могут быть изображены в виде косинусоид, сдвинутых одна относительно другой на определенный угол:

$$\varphi_l = \varphi_r + 120^\circ; \quad \varphi_i = \varphi_r + 255^\circ,$$

причем массы поступательно движущихся частей будут соответственно равны: 1) для правого и левого цилиндра:

$$M_r = M_l = \frac{W_k + \left( W_p - \frac{J}{L^2} g \right)}{g} = \frac{433,91 + \left( 325,93 - \frac{244,29}{3,45^2} 9,81 \right)}{9,81} = 57,9$$

или

$$q_2 = M_r \cdot g = 567 \text{ кг}$$

и для внутреннего цилиндра:

$$M_i = 66,6g = 1,15 M_r$$

или

$$q_i = M_i g = 653 \text{ кг.}$$

Равнодействующий отрезок  $q_s = OB$  (фиг. 34) представит суммарный вес (или массу) неуравновешенных поступательно движущихся масс трех машин, величина его  $q_s$  равна:

$$q_s = OB = 0,316 M_r g = 0,316 \cdot 57,9 \cdot 9,81 = 179 \text{ кг}$$

или масса

$$m_s = \frac{q_s}{g} = 0,316 M_r = 0,316 \cdot 57,9 = 18,3.$$

Ясно, что вектор  $q_s$  имеет ту же самую амплитуду колебания, равную  $2r$ , что и вектора  $q_r$ ,  $q_i$  и  $q_j$ ; (можно, конечно, было считать, что массы всех цилиндров одинаковы, но амплитуды разные).

Зная  $q_s$  и амплитуду суммарной массы, найдем величину подергивания  $y_0$  из формулы \*

$$y_0 = \frac{q_s \cdot 2r}{Q},$$

где  $Q = 99 \text{ т}$  вес паровоза; для данного случая, при отсутствии противовесов, амплитуда подергивания выразится величиной:

$$y_0 = \frac{179 \cdot 2 \cdot 0,35}{99 \cdot 1000} = 0,00126 \text{ м или } 1,26 \text{ мм.}$$

Как видно, амплитуда подергивания получилась настолько незначительной, что если бы не было других явлений, то никаких противовесов можно было бы не ставить. Заметим кстати, что при одинаковых массах и одинаковых углах между кривошипами по  $120^\circ$  отрезок  $q_s$  (равнодействующий вектор всех поступательно движущихся масс) был бы равен нулю и, следовательно, подергивание в такой 3-цилиндровой машине отсутствовало бы. Однако, кроме подергивания, для 3-цилиндровых машин является очень важным влияние. Амплитуда виляния  $\psi_0$  может быть определена из формулы \*\* (без учета противовесов):

$$\psi_0 = \frac{P_s 2r \zeta_i}{Tg},$$

где

$\zeta_i$  — расстояние оси цилиндра правого или левого механизма от продольной плоскости паровоза;

$T$  — полярный момент инерции паровоза относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести паровоза

$$T = \frac{Q}{g} \frac{(l^2 + b^2)}{12};$$

\* Это следует из теоремы сохранения центра тяжести

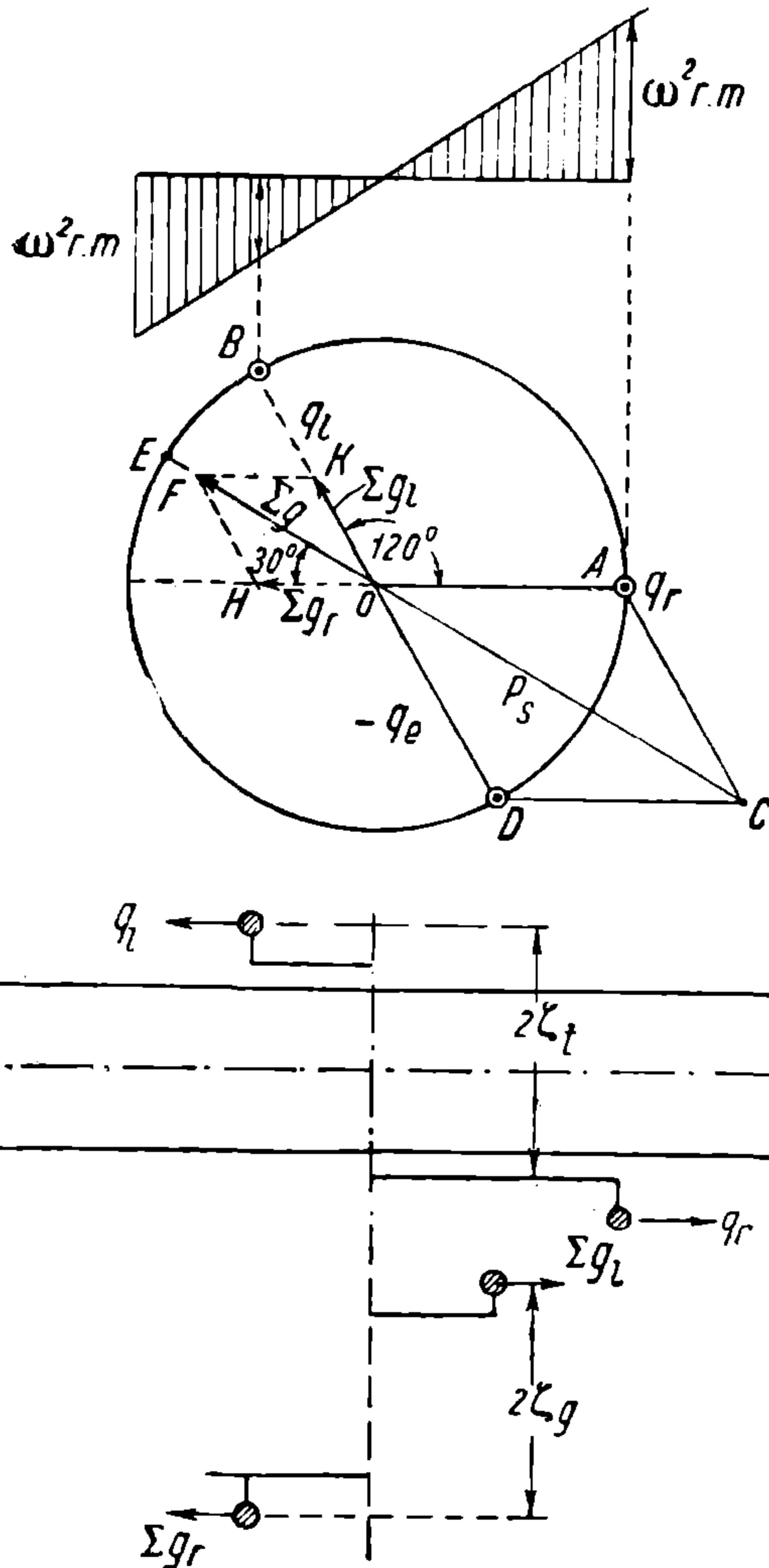
$$y_0 (Q - q_s) = q_s (2r - y_0).$$

\*\* См. «Курс».



- $l$  — расстояние между передним буферным брусом и задним стяжным ящиком;  
 $b$  — расстояние между осями цилиндров наружных машин без половины диаметра цилиндра:

$$b = 2\zeta_t - \frac{d}{2}.$$



Фиг. 35. Отыскание равнодействующего вектора, создающего влияние паровоза.

с правым кривошипом угол  $BOA$ , теперь для определения влияния направлен в противоположную сторону по  $OD$ , составляя угол  $BOA + 180^\circ = AOD$ . Таким образом равнодействующий отрезок  $OC$  представляет диагональ параллелограмма, сторонами которого служат вектора  $OA$  и  $OD$ . Это станет понятным, если посмотреть на фиг. 35

Для нашего случая

$$l = 13,615 \text{ м}$$

и

$$2\zeta_t = 2 \cdot 1,14 \text{ м} = 2,28 \text{ м};$$

$$b = 2,28 - \frac{0,54}{2} = 2 \text{ м};$$

и следовательно:

$$T = \frac{99000}{12 \cdot 9,81} (13,615^2 - 4) = 159190.$$

Что же касается  $P_s$ , то эта величина представляет равнодействующий вектор (фиг. 35) из массы поступательно движущихся частей правой и левой машины, так как только эти массы расположены от продольной плоскости паровоза на расстоянии  $\zeta_t$ , что же касается внутреннего цилиндра, то, будучи расположен в средней плоскости, его силы инерции никакого момента не создают. Тут только нужно отметить, что для получения равнодействующего отрезка  $P_s$  вектор  $q_l$  левой машины, который ранее для определения подергивания был направлен по  $OB$ , составляя

НЕ ДНУЖТ

внизу: проектируя силы  $\omega^2 r \frac{q_r}{g}$  и  $\omega^2 r \frac{q_l}{g}$  на горизонталь, мы видим, что они направлены в разные стороны; если же брать моменты этих сил, то они будут одного знака; по чертежу

$$P_s = OC = 1,76 q_r = 1,76 \cdot 57,9 \cdot 9,81 = 1\,000 \text{ кг}$$

и

$$\psi_0 = \frac{1\,000 \cdot 2 \cdot 0,35 \cdot 1,14}{9,81 \cdot 159\,190} = 0,000515 \text{ м или } 0,515 \text{ мм},$$

что дает отклонение переднего буфера и его бруса на величину, равную

$$\theta = \psi_0 \frac{l}{2} = 0,515 \frac{13,615}{2} = 3,5 \text{ мм}.$$

Так как противовесов нет, то вертикальное изменение нагрузок будет незначительное, т. е. коэффициент разгрузки  $\alpha$  будет мал. Повышая несколько этот коэффициент, т. е. ухудшая до известного предела вертикальное равновесие, можно этим самым уменьшить влияние, и, как будет в дальнейшем видно, подергивание может несколько увеличиться. Для уменьшения влияния суммарный противовес должен быть расположен противоположно вектору  $OC = P_s$ , т. е. по направлению  $OE$ , причем собственно для влияния совершенно безразлично, на каком колесе, правом или левом, будет помещен противовес или поровну на обоих. Его величина, пропорциональная отрезку  $OE$ , найдется как диагональ параллелограмма, сторонами которого служат отрезки  $OK$  и  $OH$ , представляющие суммарные противовесы каждой стороны паровоза:  $OK = \Sigma G_r$  — правой стороны и  $OH = \Sigma G_l$  — левой. Величина их найдется, если задаться коэффициентом разгрузки колеса  $\alpha$  (нужно только иметь в виду, что полный разгруз будет не только от противовеса, но и от вертикальной составляющей сил инерции поступательно движущихся масс, а при открытом регуляторе, кроме того, от действия пара в цилиндре).

Задаваясь коэффициентом  $\alpha$  для сцепных осей равным 20% ведущей 10%, будем иметь для одной стороны суммарный противовес

$$\Sigma G_r = \Sigma G_l = \frac{\Sigma \alpha \cdot U g}{\omega^2 r}.$$

Числовые значения здесь таковы:

$$\Sigma \alpha = 3 \cdot 0,2 + 0,10 = 0,7; \quad U = 9\,000 \text{ кг}; \quad \omega^2 = 1\,000,$$

что соответствует скорости паровоза при  $D = 1\,720 \text{ мм}$ :

$$v = 97,9 \text{ км/час} \cong 100 \text{ км/час};$$

следовательно:

$$\Sigma G_r = \Sigma G_l = \frac{0,7 \cdot 9\,000 \cdot 9,81}{1\,000 \cdot 0,35} = 177 \text{ кг};$$

тогда суммарный противовес  $\Sigma G$  для обеих сторон будет равен:

$$OF = \Sigma G = 314 \text{ кг.}$$

Влияние при наличии такого противовеса будет пропорционально вектору

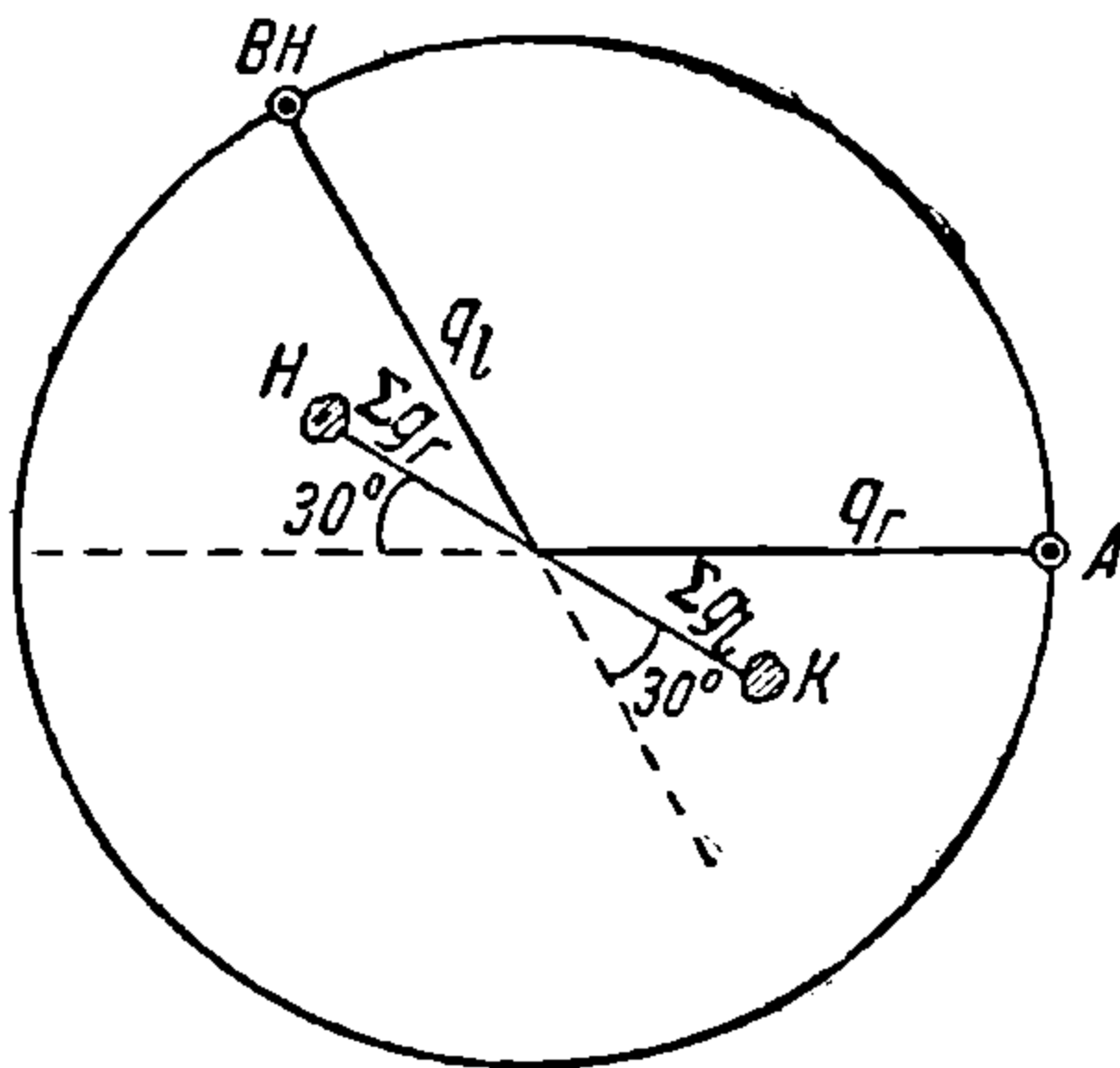
$$OC - OF = P_s - \Sigma G = 1010 - 314 = 686,$$

где

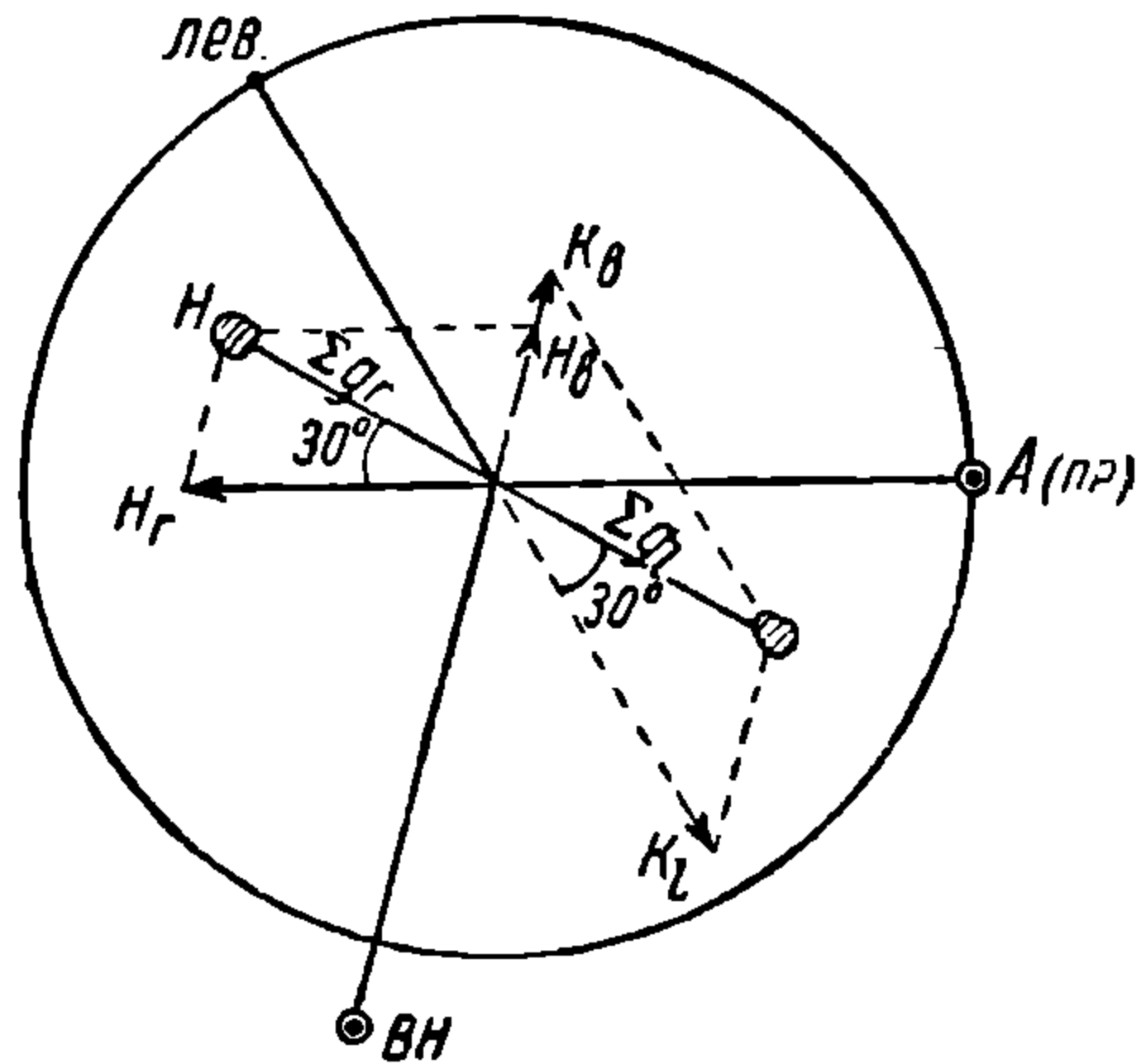
$$OC = q_r \frac{OC}{OA} = q_r 1,76 = 1010 \text{ кг}$$

и

$$\psi_0 = \frac{696}{1010} 0,000515 = 0,000327 \text{ м или } 0,327 \text{ мм.}$$



Фиг. 36. Влияние взаимно противоположных противовесов на подергивание.



Фиг. 37. Отыскание противовесов, уравнивающих каждую из машин.

Однако эта цифра нуждается в поправке. Дело в том, что у противовеса  $\Sigma G = OF$  плечо  $\zeta_g$  несколько меньше, чем  $\zeta_t$  — плечо массы поршня, а именно  $\zeta_g = 0,8 \text{ м}$ , а  $\zeta_t = 1,14 \text{ м}$  и, следовательно,

$$\begin{aligned} \psi_0 &= \frac{2r (P_s \zeta_t - \Sigma G \cdot \zeta_g)}{gT} = \frac{2 \cdot 0,35 (1000 \cdot 1,14 - 314 \cdot 0,8)}{9,81 \cdot 159190} = \\ &= 0,000358 \text{ м или } 0,358 \text{ мм,} \end{aligned}$$

что дает отклонение переднего конца паровоза

$$\theta = 0,358 \frac{13,615}{2} = 2,5 \text{ мм.}$$

Если эти противовесы перенести на векторную диаграмму подергивания, то нетрудно будет видеть (фиг. 36), что противовесы расположены взаимно противоположно и, следовательно, подергивание при таком расположении противовесов не ухудшается, т. е.  $y_0$  попрежнему будет равно 1,26 мм.

Интересно выяснить, какой процент поступательно движущихся масс каждой из машин уравновешен данными противовесами. Для этого раскладываем (фиг. 37) противовес  $\Sigma G_r = OH$  правой машины на два направления: 1) по  $OH_r$  (противоположно кривошипу правой машины) и равного

$$OH_r = 1,01 \Sigma G_r = 1,01 \cdot 177 = 179 \text{ кг}$$

и 2) противоположно кривошипу внутренней машины

$$OH_b = 0,52 OH_r = 0,52 \Sigma G_r = 0,52 \cdot 177 = 92 \text{ кг.}$$

Проделявая то же разложение с левым противовесом  $OK$ , получим противовес

$$OK_l = 1,33 \Sigma G_l = 1,33 \cdot 177 = 234 \text{ кг,}$$

уравновешивающий поступательно движущиеся массы левой машины, и противовес

$$OK_b = 0,75 \Sigma G_l = 133 \text{ кг,}$$

уравновешивающий внутреннюю машину.

Таким образом на долю внутренней машины приходится противовес:

$$OK_b + OH_b = 133 + 92 = 225 \text{ кг,}$$

что составляет

$$\frac{225}{653} 100 = 34,8\%$$

для правой

$$\frac{179}{564} 100 = 31,6\%$$

и для левой

$$\frac{234}{567} 100 = 41,3\%.$$

Далее, нужно отметить, что как правый  $\Sigma G_r$ , так и левый  $\Sigma G_l$  суммарный противовес представляет противовес 4 колес и, следовательно, должен быть разбит на составные; учитывая, что сцепные оси имеют одинаковый коэффициент разгрузки ( $\alpha = 20\%$ ), а ведущая в два раза меньше ( $\alpha = 10\%$ ), находим противовес для каждой оси и колеса правой и левой сторон.

1) Для сцепных колес:

$$G_r^{1,24} = G_l^{1,24} = \frac{\Sigma G_r}{3,5} = 50,5 \text{ кг,}$$

так как

$$\Sigma G_r = G_r^I + G_r^{II} + G_r^{III} + G_r^{IV} = 3,5 G_r^I.$$

2) Для ведущего:

$$G_{r,3} = 0,5 \cdot 50,5 = 25,25 \text{ кг.}$$

При чем нужно иметь в виду, что найденные противовесы, уравновешивающие поступательно движущиеся массы, имеют радиус вращения  $r = 0,35$  м и отстоят от продольной плоскости паровоза на расстоянии  $\zeta_p = 0,8$  м. Кроме того, имеют угол сдвига  $\gamma_c = 30^\circ$  (угол сдвига избыточного противовеса).

Для определения размеров противовеса нужно найти, кроме того, второй составной противовес, уравновешивающий вращающиеся части.

Характеристика вращающихся частей следующая.

Наружные цилиндры			Ведущая ось			
Наименов. частей, развивающих неуравновешенную центробежную силу	Вес частей кг	Радиус вращения м	Приведенный вес к радиусу кривош. кг	Расстояние от продольн. плоскости паровоза м	Произведения (4×5)	Примечания
1	2	3	4	5	6	7
Кривошип с цапфами и контркривошипом	397,5	0,2936	315,83 (320,9)	0,882 (0,920)	278 (295)	$r = 0,35$ м $S = 0,795$
Часть эксцентриковой тяги	42,4	0,170	20,59 (32,5)	1,333 (1,372)	27,6 (47,5)	
Часть сцепных дышел . . . . .	209,2	0,350	209,2	0,9775	204	
Вращающаяся часть ведущ. шатуна $\frac{J}{L^2} g$	201,35	0,35	201,35	1,14	2,30	
	—	—	$Q_{np} = 746,97$ $Q_l = (763,95)$	$\zeta_r^{np} = 0,99$ $\zeta_l = 1,01$	739,6 (773,5)	

В скобках показаны цифры для левой стороны, отличающиеся в силу того, что контркривошип левой стороны выполнен двойным, из которых второй служит для приведения в движение внутренней (третьей) кулисы.

Таким образом имеем равнодействующий груз вращающихся масс, приведенных к радиусу кривошипа с плечом  $\zeta_r$  для правой машины:

$$Q_r^{np} = 746,97 \text{ кг}; \quad \zeta_r^{np} = 0,99 \text{ м};$$

для левой машины:

$$Q_r^{лс} = 763,95 \text{ кг}; \quad \zeta_r^{лс} = 1,01 \text{ м}.$$

Что же касается внутренней машины, то вращающиеся части ее состоят из следующего.

НИИ  
ДНУЖТ

Вес коленчатой оси 540,8 кг с радиусом вращения  $\rho = 180,5$  мм, что дает приведенный вес к радиусу кривошипа ( $r = 0,35$  м):

$$540,8 \frac{180,5}{350} = 278,90 \text{ кг};$$

вес вращающейся части шатуна:

$$\frac{J_b}{L^2} g = 248,4 \text{ кг};$$

следовательно, на каждую сторону придется груз:

$$Q_r^{\text{он}} = \frac{278,9 + 241,4}{2} = 248,15 \text{ кг}; \quad \zeta_r = \zeta_g = 0,8 \text{ м},$$

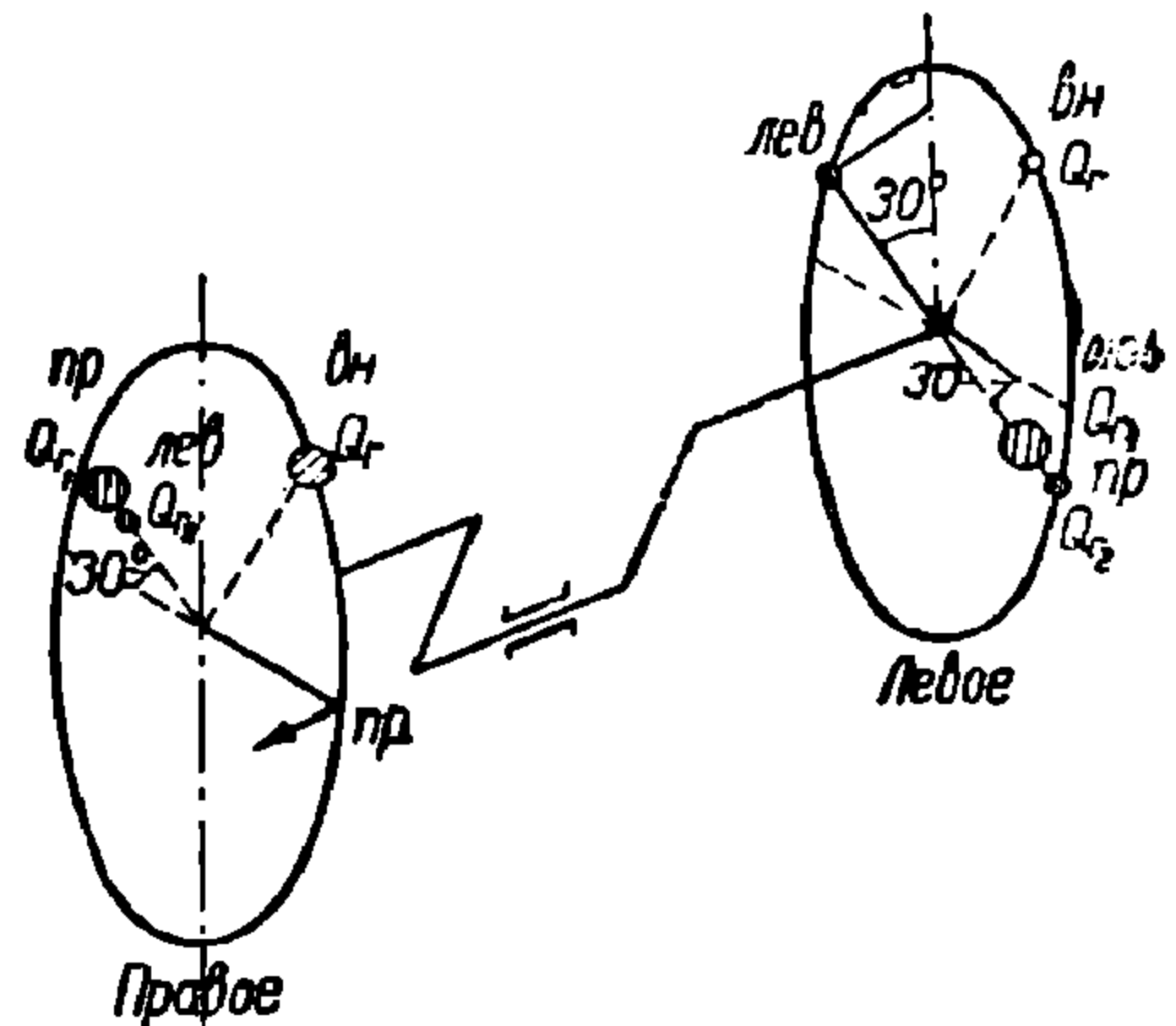
причем этот груз расположен  $Q_r^{\text{он}}$  диаметрально противоположно кривошипу, т. е.  $\gamma = 0$ .

Таким образом в каждом колесе должно быть уравновешено 2 груза:

$$Q_r^{\text{пр}} \text{ и } Q_b^{\text{пр}} \text{ — для правого,}$$

$$Q_r^{\text{лев}} \text{ и } Q_b^{\text{лев}} \text{ — левого.}$$

Так как грузы  $Q_r^{\text{пр}}$  и  $Q_r^{\text{лев}}$  расположены не в плоскости колеса, то их заменяем двумя грузами  $Q_{r_1}^{\text{пр}}$  и  $Q_{r_2}^{\text{пр}}$  (фиг. 38), расположенными диаметрально противоположно; величина их найдется так:



Фиг. 38. Определение составляющих противовесов.

$$Q_{r_1}^{\text{пр}} = Q_r^{\text{пр}} \frac{\zeta_r + S}{2S} = \frac{746,97(1,14 + 0,8)}{1,6} = 907 \text{ кг—на правом колесе}$$

и

$$Q_{r_2}^{\text{пр}} = - Q_r^{\text{пр}} \frac{\zeta_r - S}{2S} = 160,03 \text{ кг—на левом колесе};$$

то же самое будет и для левого колеса:

$$Q_{r_1}^{\text{лев}} = Q_r^{\text{лев}} \frac{\zeta_r + S}{2S} = \frac{763,95 - (1,14 + 0,8)}{1,6} = 926 \text{—на левом колесе}$$

и

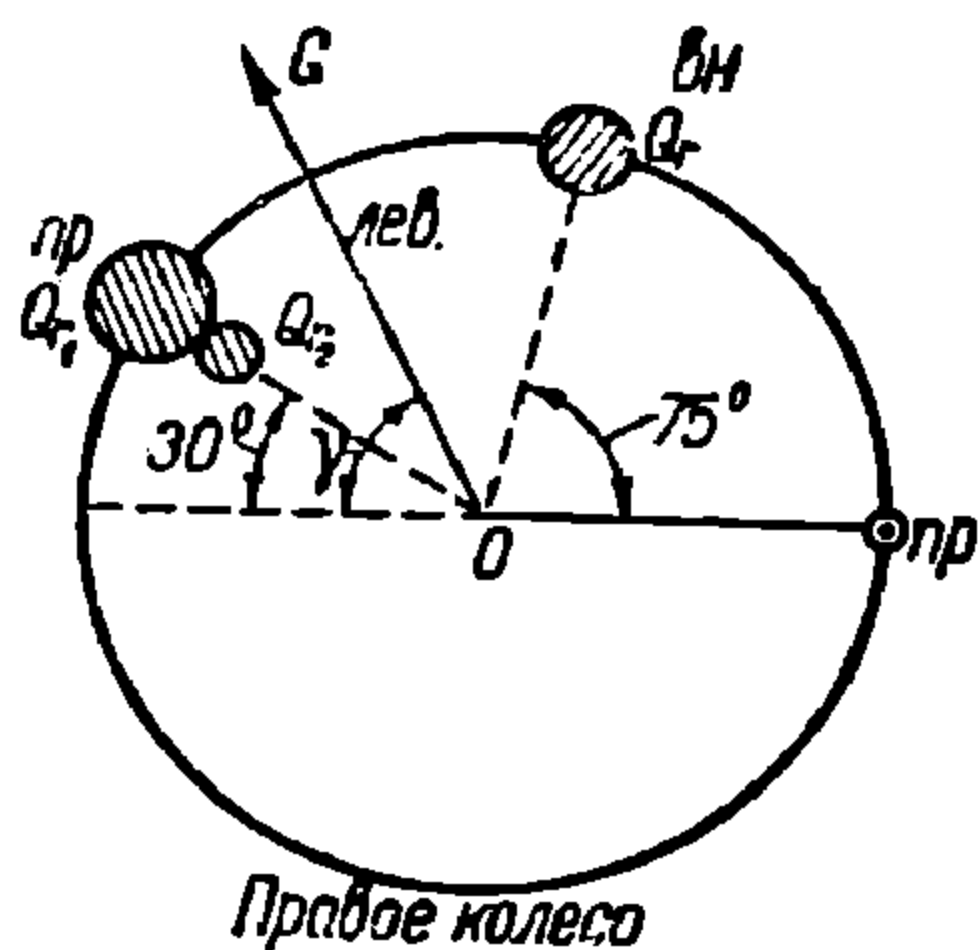
$$Q_{r_2}^{\text{лев}} = - Q_r^{\text{лев}} \frac{\zeta_r - S}{2S} = 162,05 \text{—на правом колесе.}$$

После разложения на каждом колесе появится третий груз (фиг. 39). Сложение легче всего произвести графически (фиг. 40). Равнодействующий груз  $G_{\text{пр}} = 1148$  кг и угол сдвига  $\gamma = 38^\circ 30'$ .

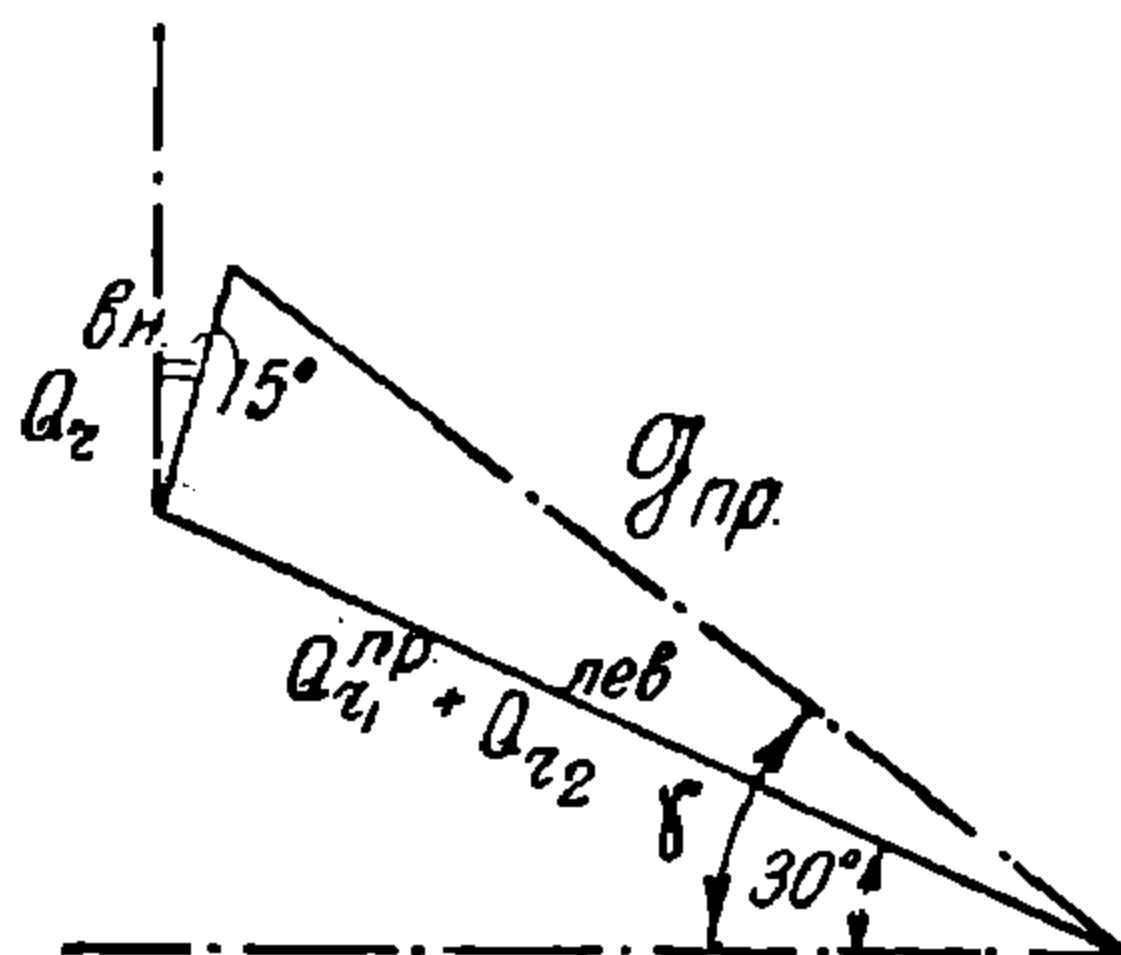
**Задача 21.** Определить усилие, передающееся на стяжку между паровозом и тендером при движении при закрытом регуляторе для паровоза типа 1-5-1 с нагрузкой на ось 20 т (сцепные) и по 16 т на поддерживающие, если уравновешенность поступательно движущихся масс составляет 48%; вес шатуна 430 кг; вес системы поршня 640 кг; скорость  $v = 60$  км/час; диаметр движущихся колес 1,5 м; ход поршня  $l = 770$  мм;  $L = 3175$  мм (длина шатуна).

**Решение.** Сила подергивания  $S$  определится из уравнения:

$$\frac{S}{2} \frac{y_0}{2} = \frac{Q - 2q_c}{2g} C_{max}^2,$$



Фиг. 39. Расположение результирующего противовеса в 3-цилиндровом паровозе.



Фиг. 40. Отыскание угла сдвига результирующего противовеса в 3-цилиндровом паровозе.

где

- $y_0$  — амплитуда подергивания;
- $q_c$  — вес поступательно движущихся масс одной стороны;
- $C_{max}$  — максимальная скорость подергивания;
- $Q$  — вес паровоза;
- $v_r$  — окружная скорость цапфы кривошипа.

$$C_{max} = 2 \sin 45^\circ \frac{q_c v_r}{Q - 2q_c} \left[ 1 + \frac{2}{3} \frac{r}{R} \frac{r}{L} \right] \cong 2 \sin 45^\circ \frac{q_c v_r}{Q - 2q_c};$$

$$C_{max} = \frac{2 \cdot 0,707 \cdot 833 \cdot 8,525}{132\,000 - 2 \cdot 833} \left[ 1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{0,385}{3,175} \cdot \frac{0,385}{0,75} \right] = 0,077 \text{ м или } 77 \text{ мм},$$

$$\text{ибо } 1 + \frac{2}{3} \frac{r}{R} \frac{r}{L} = 1,00415 \cong 1.$$

Подставляя это значение  $C_{max}$ , найдем  $S$  — силу подергивания:

$$\omega = \frac{v}{R} = \frac{v \text{ км/час } 1000}{3,6 \cdot 0,75} = 22,2; \quad y_0 = \frac{0,52 q_c \sqrt{2} \cdot 2r}{Q} = 0,00425 \text{ м};$$

$$v_r = \omega r = 22,2 \cdot 0,385 = 8,525 \text{ м/сек};$$

$$q_c = Q_{тв} - Q_{т,в} = W_p + W_k - Q_{тв} = W_k + 0,45 W_p = 833;$$

$$S = \frac{2(Q - 2q_c)}{y_0 g} C_{max}^2 = \frac{2(132\,000 - 2 \cdot 833) 0,077^2}{0,00425 \cdot 9,81} = 36\,800 \text{ кг}.$$

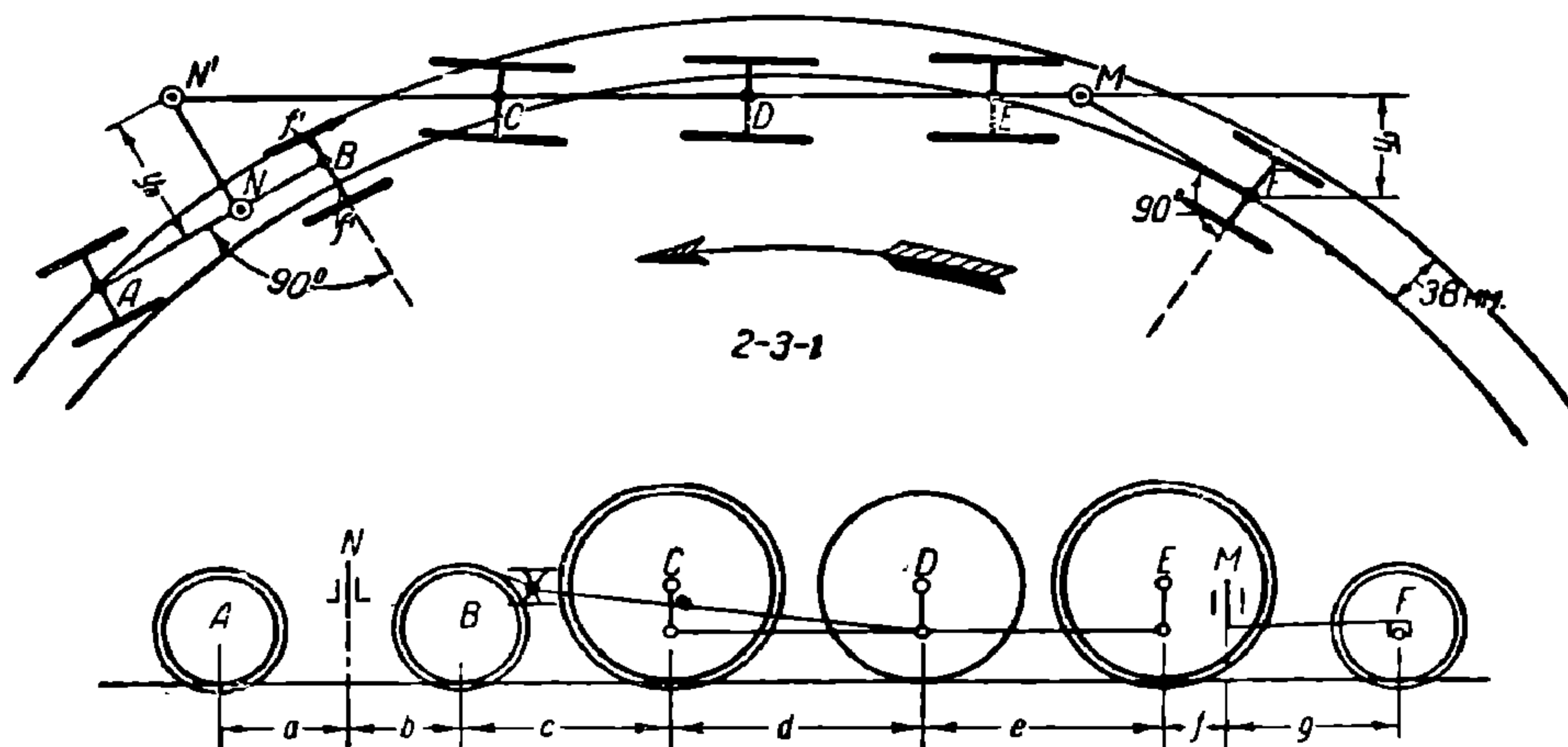
ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ СПОСОБ ПОУ ВПИСЫВАНИЯ ЭКИПАЖЕЙ В КРИВЫЕ

Экипаж типа 2-3-1

Упражнение 4. Произвести статическое вписывание паровоза типа 2-3-1 (фиг. 41), имеющего ограниченное перемещение передней тележки 60 мм, а задней без ограничения, в кривую радиуса  $R = 150$  м, при уширении в кривой и зазоре в прямой 38 мм.

Решение. *Ход паровоза вперед* (фиг. 41).

Устанавливаем сперва переднюю тележку, упирая скат  $A$  в наружный рельс, а скат  $B$  по радиусу (радиально), для чего из точки  $A$  описываем дугу  $FF'$  радиусом  $AB = a + b$  в масштабе выбранных:  $n$  — коэффициента искажения ( $n = 10$ ) и масштаба чертежа  $m = \frac{1}{2}$ , т. е.  $AB = \frac{(a + b)}{n} m = \frac{a + b}{10} \cdot \frac{1}{2}$ , к которой проводят из центра  $O$  кривой касательную (точка  $B$ ). На этой прямой находят положение шкворня  $N$ , восставляя перпендикуляр  $NN' = y_n = 60$  мм



Фиг. 41. Схема экипажа типа 2-3-1.

[в масштабе  $m$ , т. е.  $\frac{60}{2} = 30$  мм (ширина между нитками рельсов на чертеже равна  $\frac{38}{2} = 19$  мм, т. е. в масштабе только  $m$ ]. Из точки  $N'$

делают засечку радиусом  $N'E = \frac{b + c + d + e}{n} \cdot m = \frac{1}{20} (b + c + d + e)$  на внутреннем рельсе; как видно из чертежа, второй скат выходит из рельсов, и, следовательно, гребень у этой оси должен быть снят; 2-я ось получается безребордной.

Продолжая прямую  $N'E$  до точки  $M$  ( $EM = \frac{F}{n} m = \frac{1}{20} F$ ), находим положение шкворня задней тележки и, описывая дугу  $MF = g$ , находим положение заднего бегунка (радиальное или набегающее на внутренний рельс).

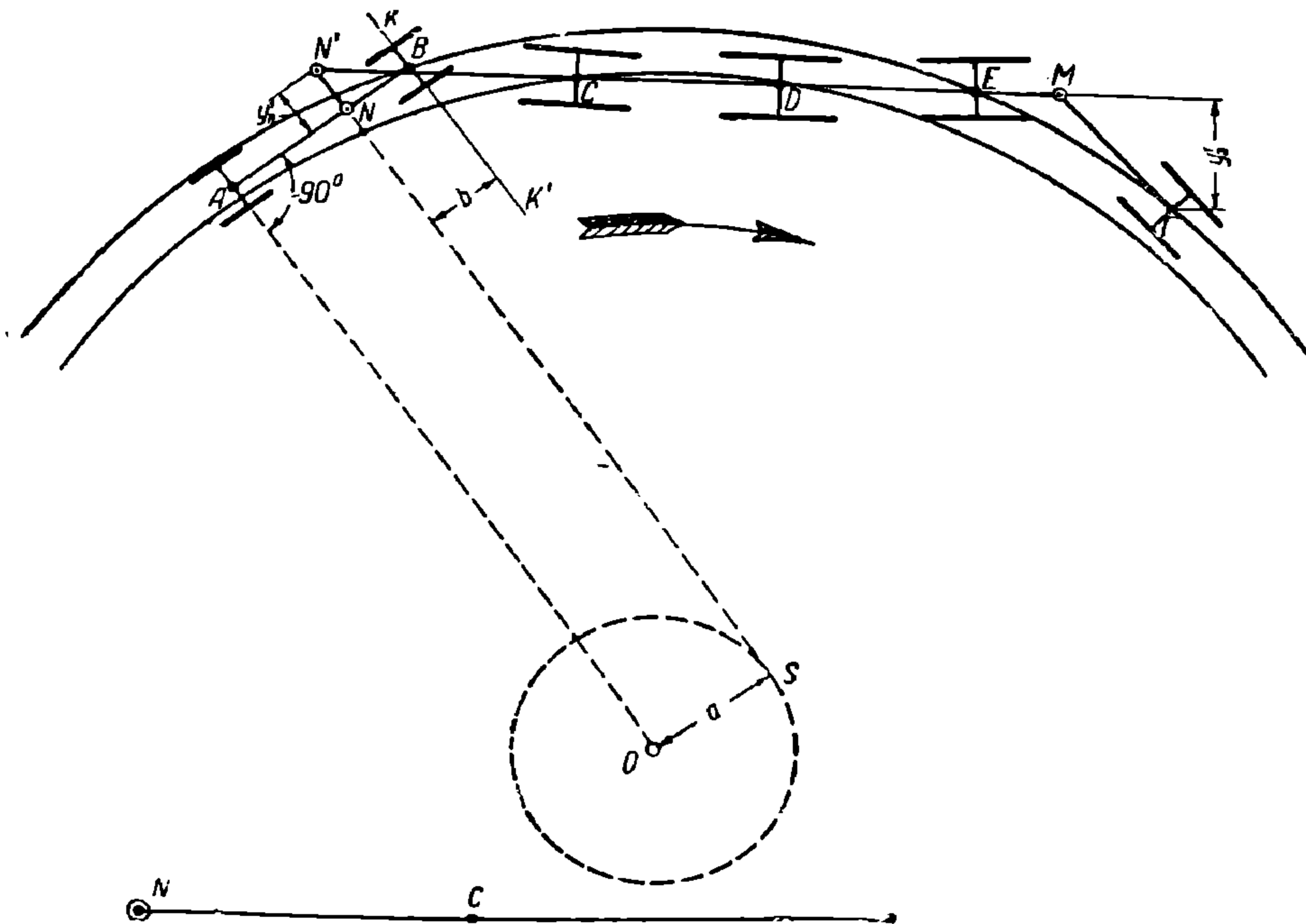
НТБ  
ДНУЖТ



Ордината  $y_3$  и дает отклонение задней тележки в  $\frac{1}{2}$  натуральной величины, т. е. в масштабе  $m$ .

Если бы ограничения в передней тележке не было, то построение нужно вести, как это указано в следующей задаче для паровоза типа 2-4 0.

**Задний ход** (фиг. 42). Ввиду того, что задняя тележка не ограничена в своем перемещении, 3-я сцепная ось  $E$  будет упираться в наружный рельс, а первая сцепная  $C$  будет набегать на внутренний рельс. Таким образом определится положение прямой  $MN'$  между шкворнями тележек; делая, далее, засечку на внешнем рельсе из точки  $M$ , длиной равной  $g$ , находим положение заднего бегунка  $F$



Фиг 42. Статическое вписывание экипажа типа 2-3-1 на задний ход.

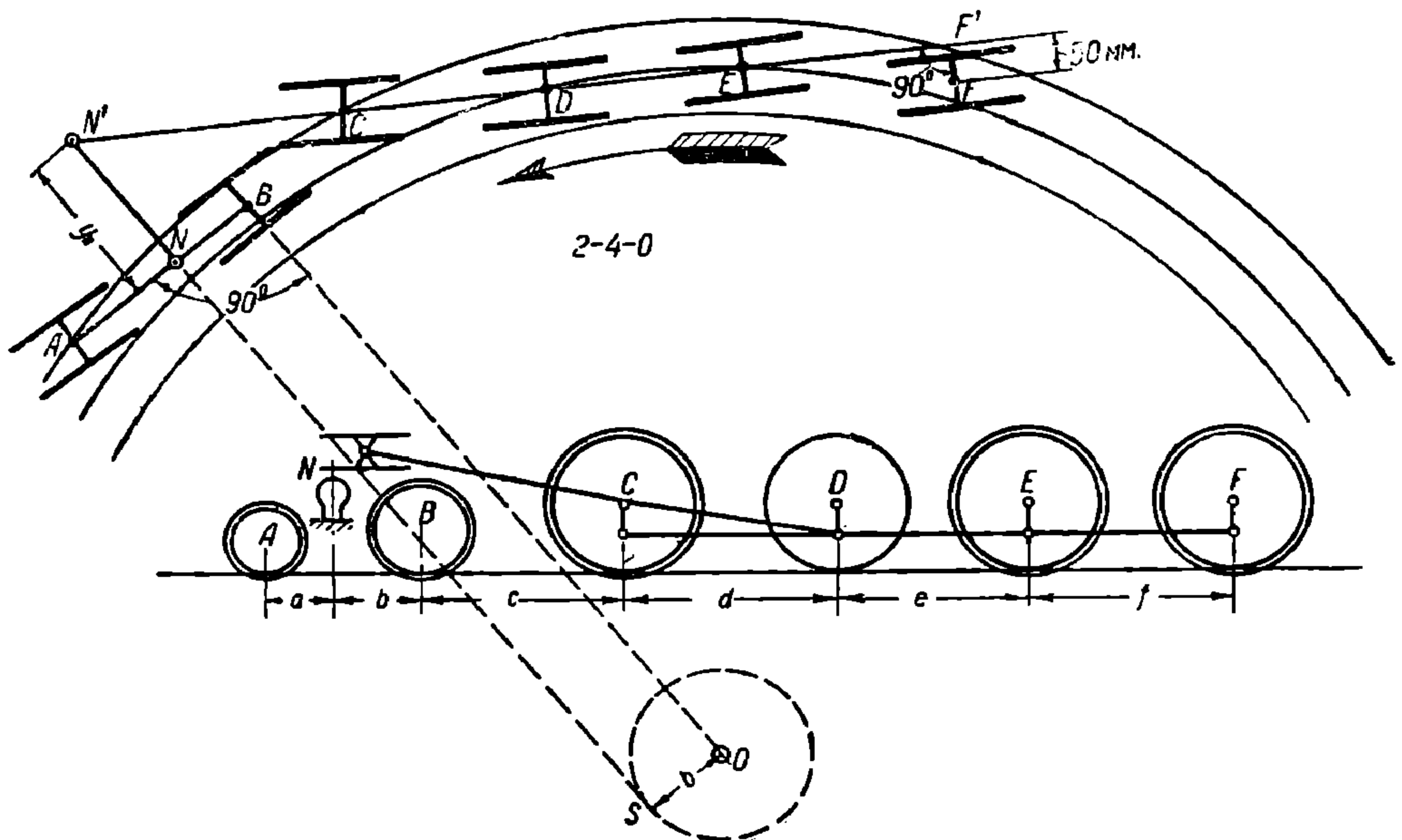
и соответствующее перемещение  $y_3'$ . Для отыскания положения передней тележки на задний ход поступаем следующим образом: описываем из центра кривой  $O$  малую окружность радиуса, равного  $a$  в масштабе  $n$  и  $m$ , т. е.  $r_a = \frac{a}{n} m = \frac{1}{2} \frac{a}{n}$ ; проводим из точки  $N'$  касательную к этой окружности  $N'S$ ; далее приводим прямую  $KK'$ , параллельную  $N'S$  на расстоянии  $b$  (в масштабе) и в пересечении с внешним рельсом получаем точку  $B$ , откладываем затем на перпендикуляре  $BA$ , опущенном из точки  $B$  на прямую  $NS$ , величину отрезка  $BA = \frac{(a+b)}{n} m$ , находим положение ската  $A$ , который, как нетрудно будет видеть, установится радиально.

## Экипаж типа 2-4-0

*Упражнение 5. Статическое и динамическое вписывание экипажа типа 2-4-0 в кривую.*

1. Статическое вписывание. а) *Передний ход* (фиг. 43)\*. Данный экипаж имеет впереди двухосную тележку с неограниченным перемещением и заднюю сцепную ось с боковым перемещением в 50 мм. Установка двухосной тележки производится, как в предыдущей задаче типа 2-3-1, т. е. передняя ось *A* набегает на внешний рельс, задняя ось *B* встает радиально; далее, заготовив ленточку бумажки с нанесенными на ней точками *N'*, *C* и *E* так, чтобы:

$$N'C = \frac{b+c}{n} m \quad \text{и} \quad CE = \frac{d+e}{n} m,$$



Фиг. 43. Статическое вписывание экипажа типа 2-4-0 на передний ход.

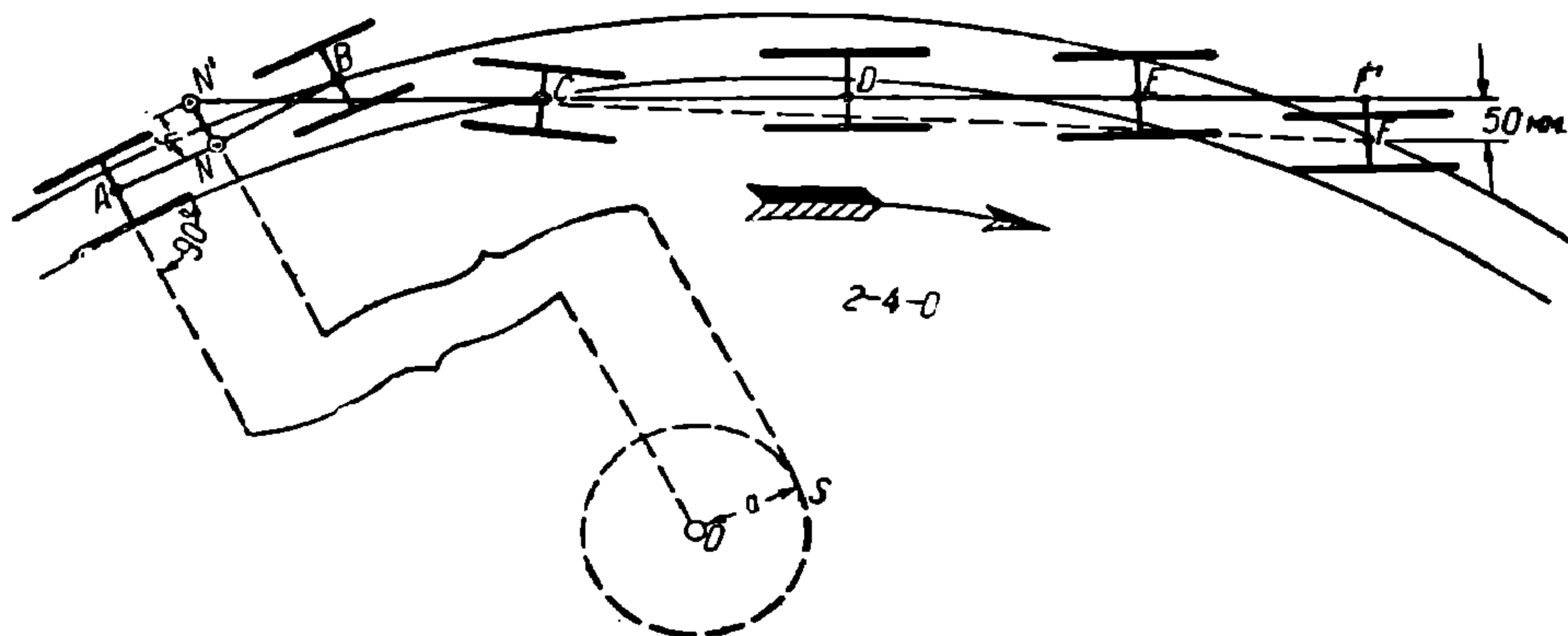
подводят эту бумажку так, чтобы точка *C* лежала на внешнем рельсе, точка *E*—на внутреннем, а точка *N'*—на перпендикуляре *NN'*. Этот отрезок  $NN' = y$ , представит отклонение передней тележки; продолжая прямую *N'E* до точки *F'*, причем  $EF = \frac{f}{n} m$ , и откладывая  $F'F = 50 m = \frac{50}{2} = 25 \text{ мм}$ , найдем положение задней сцепной оси.

Можно, конечно, поступить и иначе, а именно, вписывание начать с главного экипажа, а затем вписать тележку; для этого первый сцепной скат *C* упирают во внешний рельс и радиусом  $CE = \frac{d+e}{n} m$  делают засечку на внутреннем рельсе; далее откладывают на продолжении прямой *CE* отрезок  $N'C = \frac{b+c}{n} m$  и находят точку *N'*; из

\* На фиг. 43 третья нитка рельса не нужна.

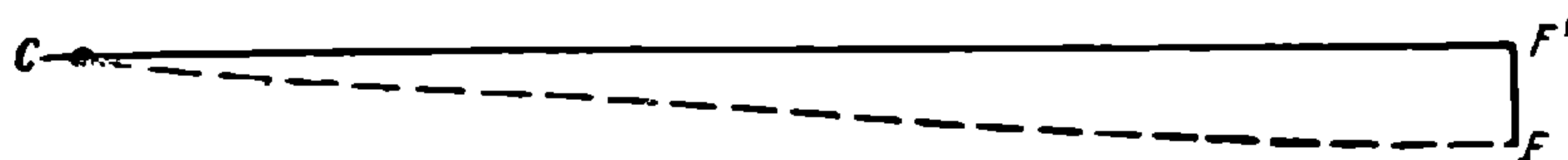
этой точки  $N'$  проводят касательную  $N'S$  к окружности, описанной радиусом  $\frac{b}{n}m$  из центра кривой  $O$  (т. е. в масштабе базы); точку  $A$  находят, как было объяснено в предыдущей задаче.

б) *Задний ход* (фиг. 44). Ввиду того, что ограничение задней (4-й) сцепной оси равно 50 мм и этого перемещения может быть недо-



Фиг. 44. Статическое вписывание экипажа типа 2-4-0 на задний ход.

статочно для того, чтобы 3-я ось  $E$  коснулась внешнего рельса, делаем следующее вспомогательное построение (фиг. 45): откладываем отрезок  $CF' = (d + e + f)$  и под прямым углом отрезок  $FF' =$



Фиг. 45. Вспомогательное построение к вписыванию (к фиг. 44).

$= 50m = 25 \text{ мм}$ ; полученным отрезком  $CF$  (гипотенузой) делаем засечку из произвольно взятой точки  $C$  на внутреннем рельсе; строя затем такой же треугольник (фиг. 44) и размещая точки  $D, E$  так, чтобы  $CD = d \frac{m}{n}$  и  $DE = b \frac{m}{n}$ , и продолжая прямую  $CF'$  до точки  $N'$ , где

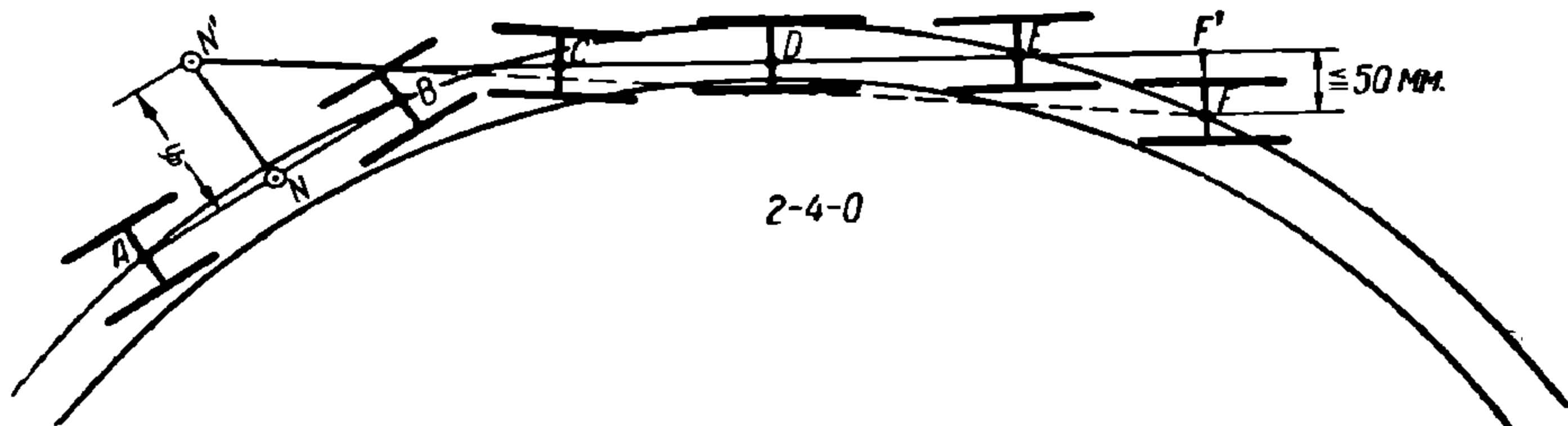
$N'C = \frac{b+c}{n}m$ , проводим из последней касательную  $N'S$  к окружности, описанной из центра кривой  $O$  радиусом  $a \frac{m}{n}$ , так как ось

$B$  должна касаться теперь при заднем ходе наружного рельса, а ось  $A$  — встать радиально. Можно, конечно, начать вписывание с тележки, а затем воспользоваться полоской  $N'CF$ , где  $N'$  должна скользить по прямой  $NN'$ , точка  $C$  — лежать на внутреннем рельсе, а  $F$  — на наружном:

$$m \cdot FF' = \frac{50}{2} \text{ мм}, \text{ а } NN' = m \cdot y_n.$$

2. Динамическое вписывание экипажа типа 2-4-0 (фиг. 46), причем перемещение передней тележки и задней сцепной оси ограничено. Динамическая установка характерна тем, что при ней экипаж относится

к наружному рельсу. Описывание можно произвести таким образом: тележку  $AB$  прижимают обеими осями к наружному рельсу; находят положение отклоненного шкворня  $N'$ , где  $NN' = y_n$ —заданное отклонение, и из точки  $N'$  засекают отрезком  $N'E = \frac{b+c+d+e}{n} m$  на внешнем рельсе, причем полученный отрезок  $FF'$  должен быть

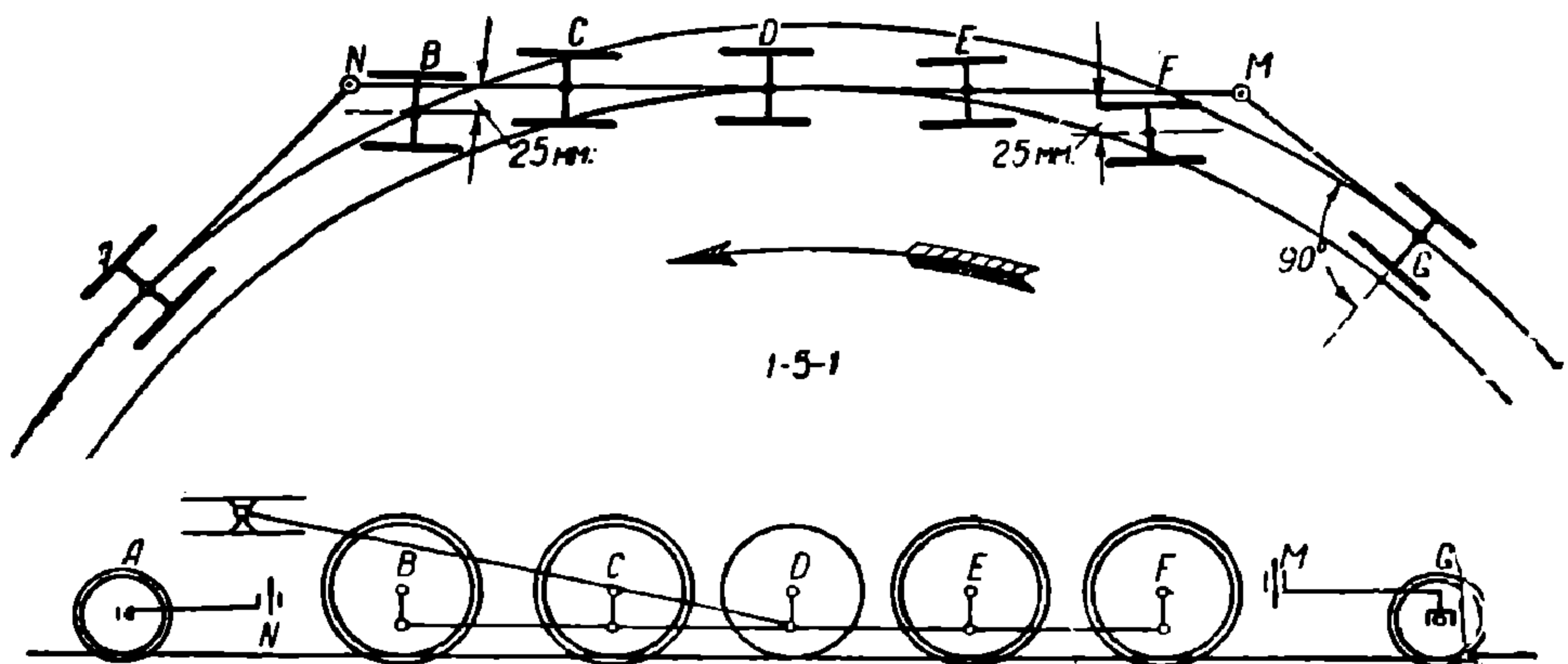


Фиг. 46. Динамическое вписывание паровоза типа 2-4-0.

менее 50 мм; в том случае, если отрезок  $FF'$  получится больше 50 мм, из точки  $N'$  нужно делать засечку гипотенузой  $N'F$ , а катетами служат  $N'F'$  и  $F'F = 50$  мм; в этом случае ось  $E$  может и не набегать на внешний рельс.

### Экипаж типа 1-5-1

Упражнение 6. Статическое вписывание экипажа типа 1-5-1, у которого 1 и 5-я—сцепные оси—имеют боковые перемещения по 25÷30 мм, а тележки—одноосные Бисселя без ограничения перемещения.

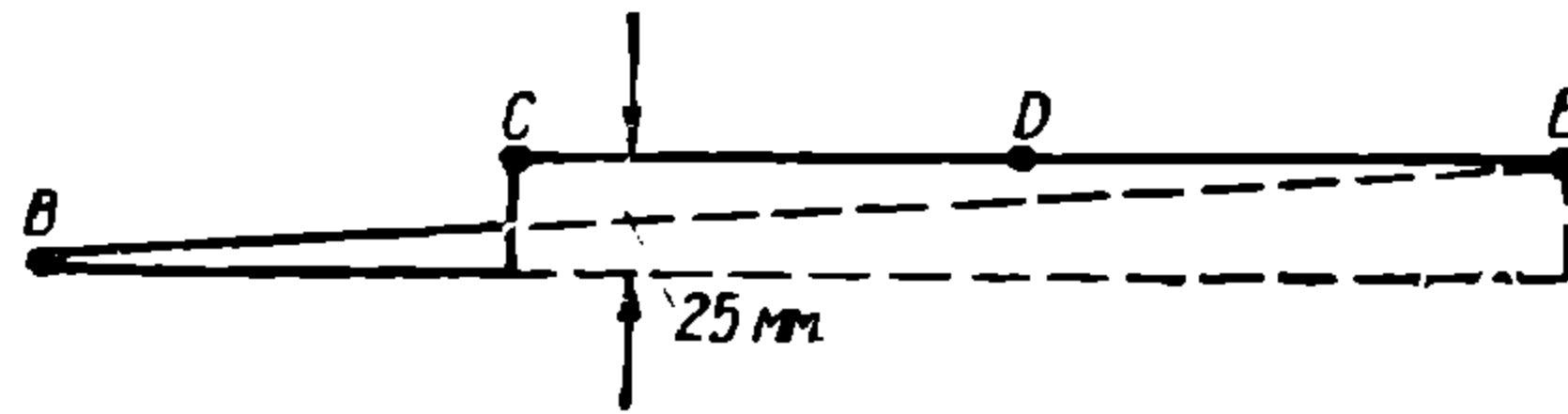


Фиг. 47. Статическое вписывание паровоза типа 1-5-1 на передний ход.

а) *Передний ход* (фиг. 47). Так как перемещения крайних сцепных осей незначительны, то при набегании на наружный рельс первой сцепной осью  $B$  она переместится на допускаемый зазор в 25÷30 мм, вторая же сцепная ось не сможет коснуться внешнего рельса; учи-

тывая, что третья ось безребордная, следует, что экипаж будет набегать на внутренний рельс четвертой осью, а пятая сместится внутрь на  $25 \div 30$  мм; построение очень легко выполнить, воспользовавшись дополнительным построением фиг. 48.

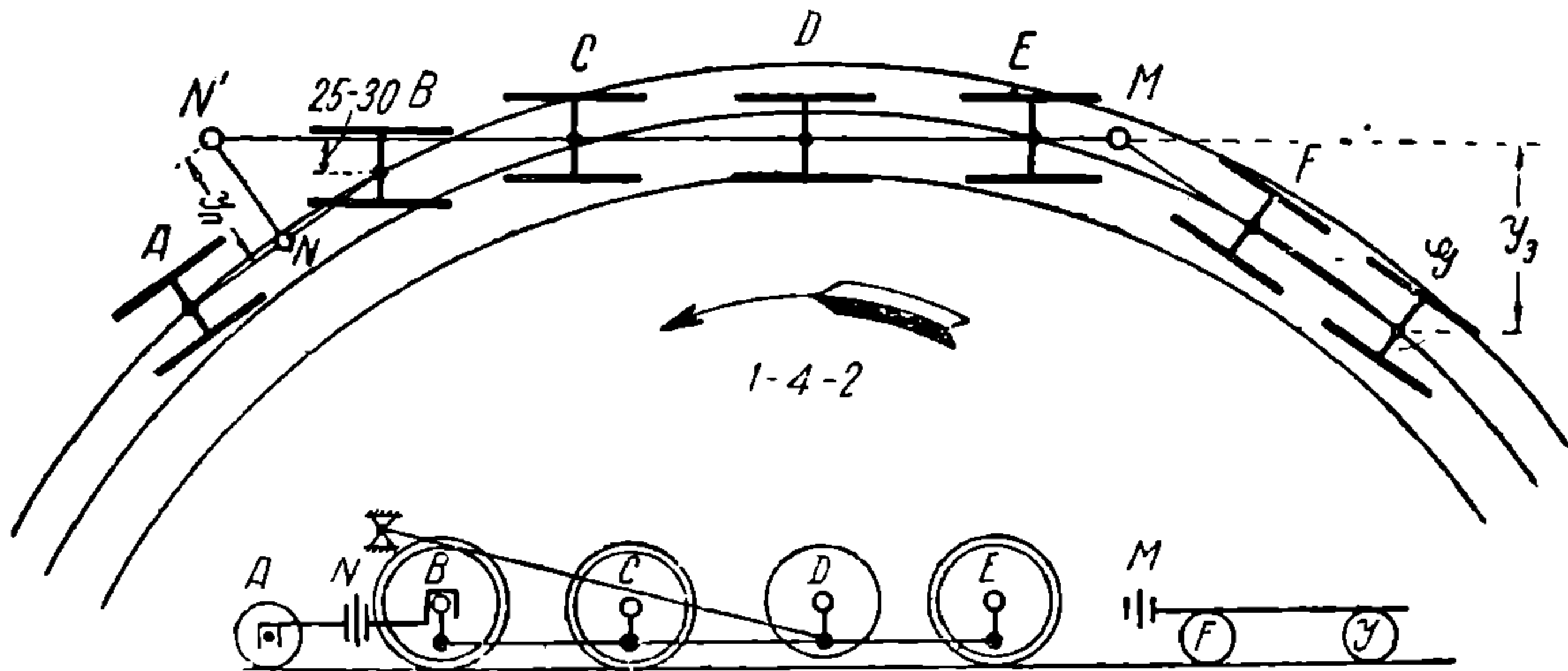
б) Задний ход аналогичен.



Фиг. 48. Дополнительное построение к вписыванию фиг. 47.

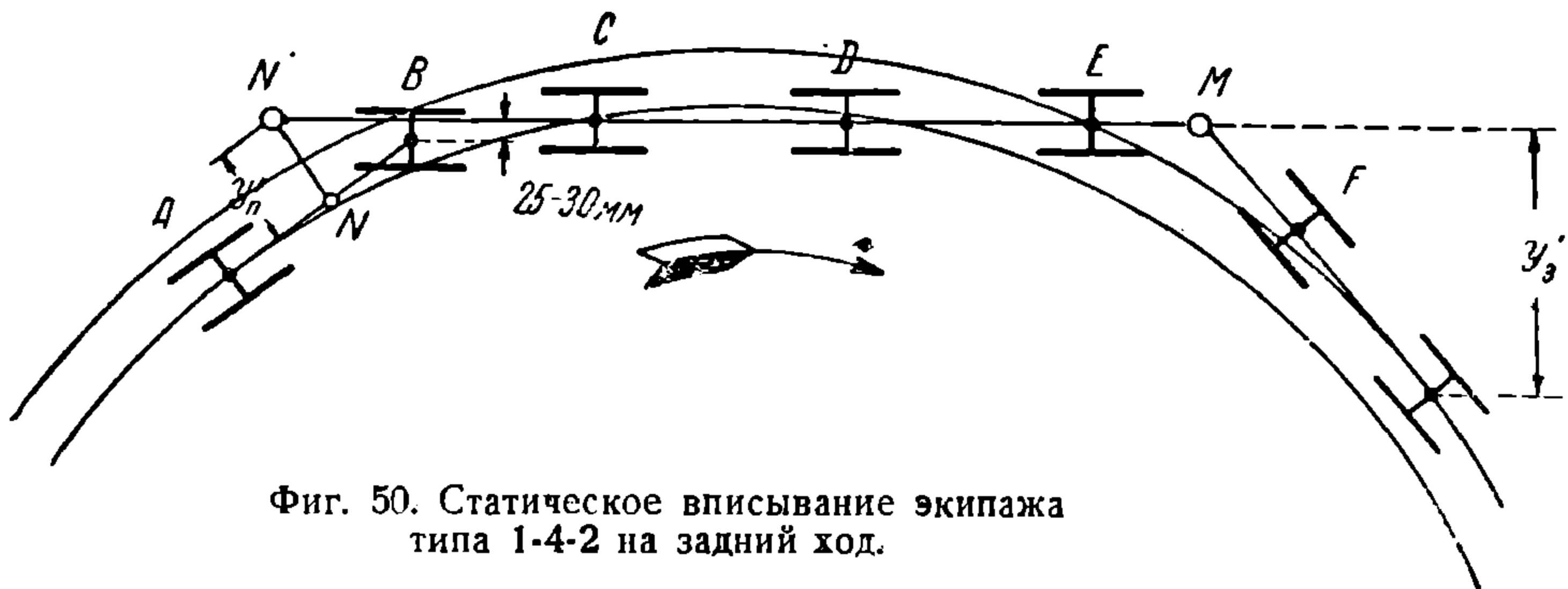
### Экипаж типа 1-4-2

Упражнение 7. Статическое вписывание паровоза типа 1-4-2 с передней тележкой Краусса и двухосным бисселем сзади; поперечное



Фиг. 49. Статическое вписывание экипажа типа 1-4-2 на передний ход.

перемещение первой сцепной оси  $25 \div 30$  мм; перемещение задней тележки не ограничено.



Фиг. 50. Статическое вписывание экипажа типа 1-4-2 на задний ход.

а) Передний ход (фиг. 49). Передний бегунок А и первая сцепная ось в тележке Краусса прижимаются к наружному рельсу, но так как сцепная ось не может отклоняться больше, чем на  $25 \div 30$  мм,

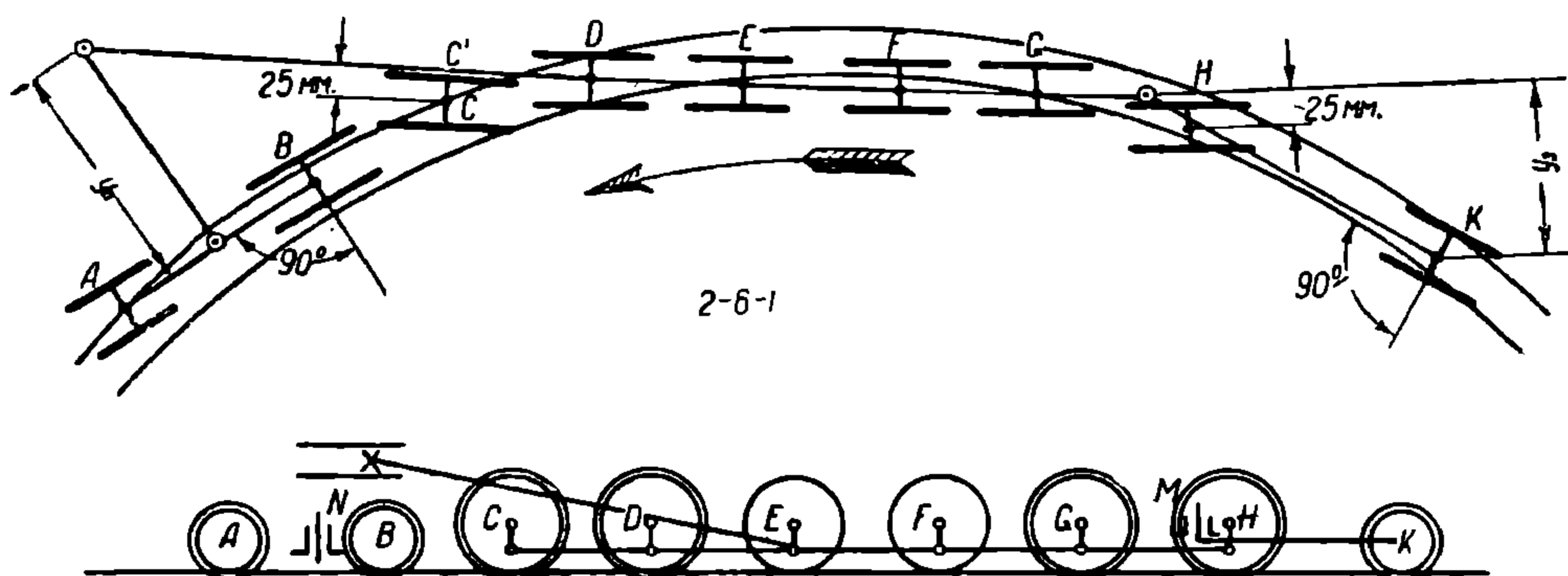
ДНУЖТ

то происходит отклонение шкворня  $N$ ; его отклонение  $NN' = y_n$ . Ясно видно, что для вписывания 3-я ось должна быть безребордна с тем, чтобы на внутренний рельс набегала 4-я сцепная ось; что же касается задней двухосной (бисселевской) тележки, то, как видно, передний бегунок  $F$  должен иметь гребень утонченный.

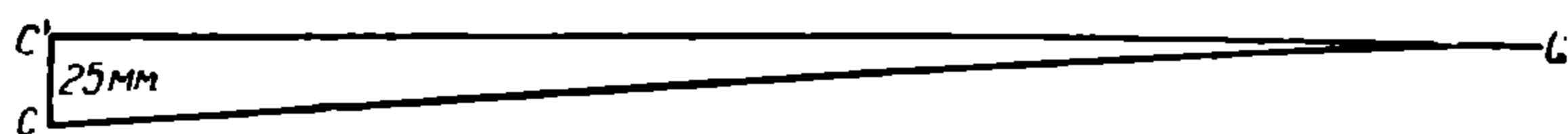
б) *Задний ход* (фиг. 50). Задний бегунок  $G$  должен упираться во внешний рельс (у бегунка  $F$ —подрезанный гребень); ввиду того, что перемещение этой тележки неограничено, то последняя 4-я сцепная ось  $E$  упирается во внешний рельс, а вторая  $C$  упирается во внутренний рельс; первая сцепная ось  $B$  отходит на 25 мм, а первая ось тележки может встать радиально или набежать на внутренний рельс.

### Экипаж типа 2-6-1

*Упражнение 8. Статическое вписывание в кривую паровоза типа 2-6-1* (фиг. 51). Опорные точки при построении для переднего хода: точка  $C$  на внешнем рельсе,  $G$ —на внутреннем рельсе. Оси  $E$  и  $F$



Фиг. 51. Статическое вписывание паровоза типа 2-6-1.

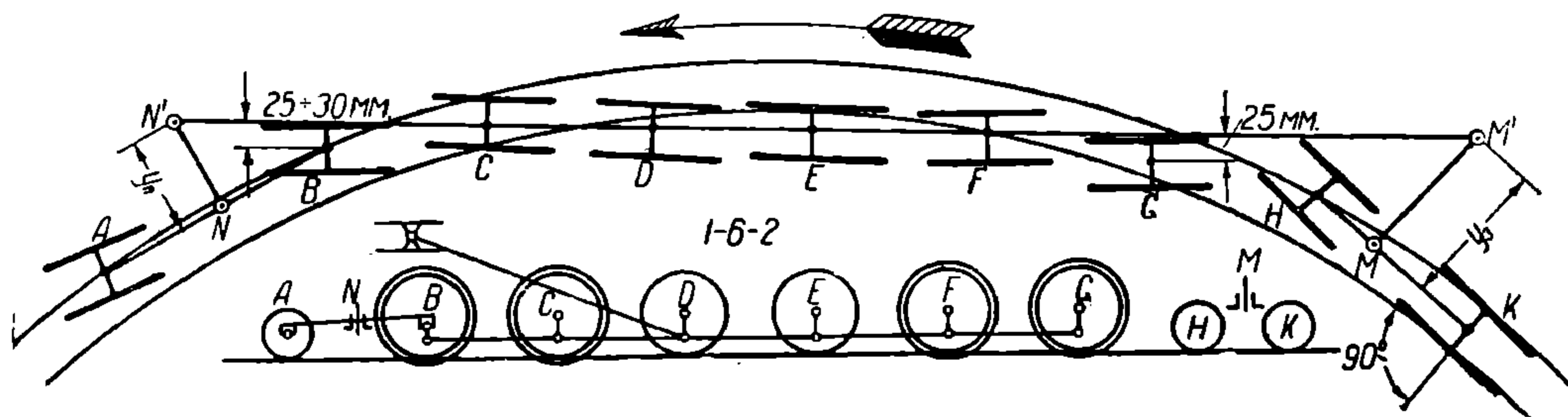


Фиг. 52. Вспомогательное построение к вписыванию на фиг. 51.

(вспомогательное построение фиг. 52)—безребордные. Первая  $C$  и последняя  $H$ —с боковым перемещением по 25 мм. Передний бегунок  $A$  набегает на внешний рельс, а задний  $B$  становится радиально. Задний бегунок  $K$  становится либо радиально, либо набегает на внутренний рельс.

### Экипаж типа 1-6-2

*Упражнение 9. Статическое вписывание в кривую паровоза типа 1-6-2.* Безребордные две оси: 3-я и 4-я, передняя тележка Краусса, задняя двухосная—со шкворнем посередине. Построение после разобранных примеров может быть выполнено по чертежу фиг. 53 для переднего хода и фиг. 54—для заднего хода.



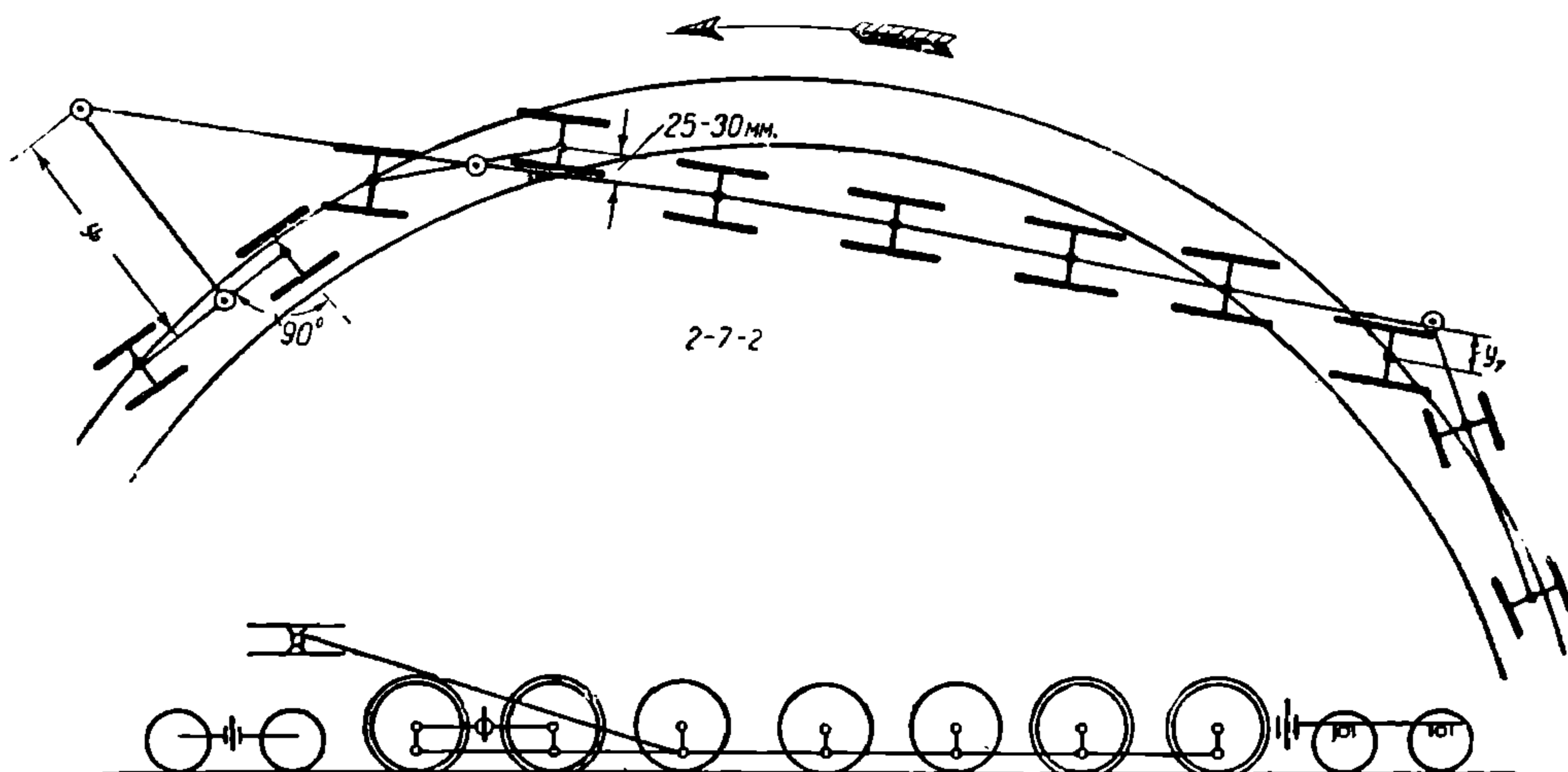
Фиг. 53. Статическое вписывание паровоза типа 1-6-2 на передний ход.



Фиг. 54. Статическое вписывание паровоза типа 1-6-2 на задний ход.

### Экипаж типа 2-7-2

Упражнение 10. Статическое вписывание в кривую экипажа типа 2-7-2 с передней двухосной (самостоятельной) тележкой и задней



Фиг. 55. Статическое вписывание экипажа типа 2-7-2.

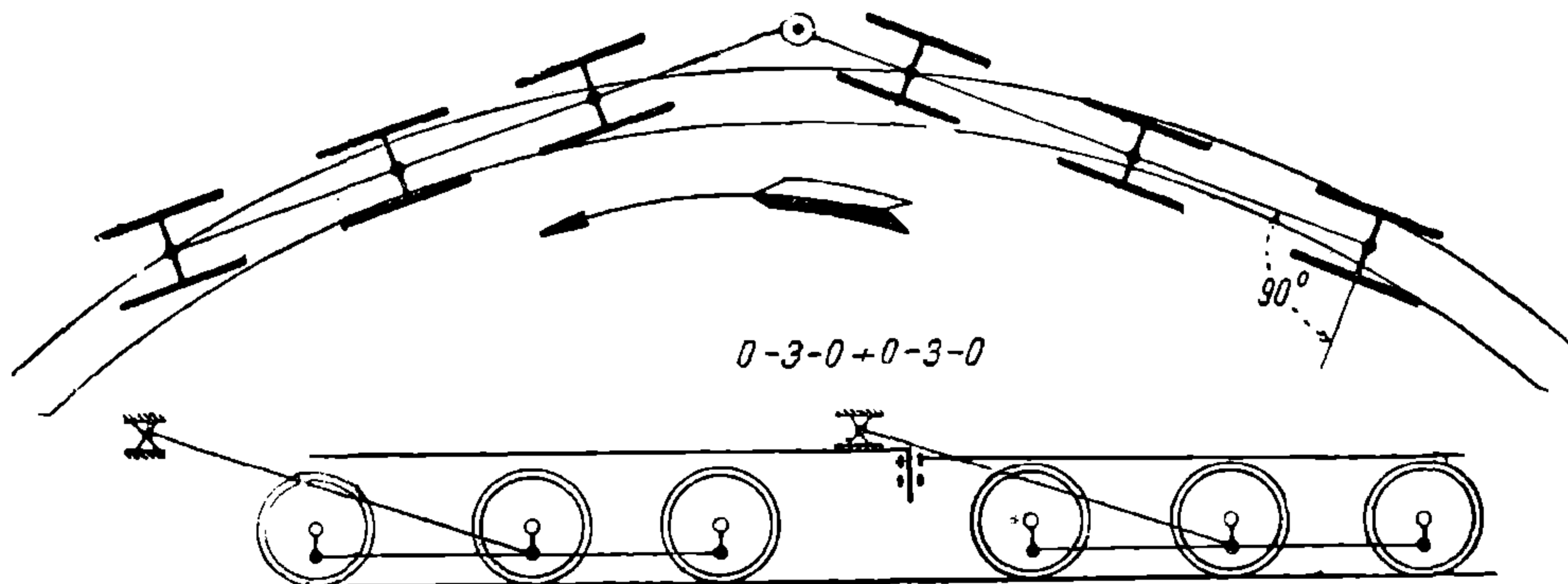
двухосной (биссель) (фиг. 55). 1-я и 2-я сцепные оси с боковым перемещением по 25 мм соединены в тележку; 3-я, 4-я и 5-я оси безребордные; 6-я сцепная ось жестко закреплена в раме; 7-я—с боковым перемещением.

НТБ  
ДНУЖТ

## Экипаж типа 0-3-0+0-3-0

Упражнение 11. Статическое вписывание в кривую сочлененного экипажа типа 0-3-0+0-3-0.

Построение ясно из фиг. 56.

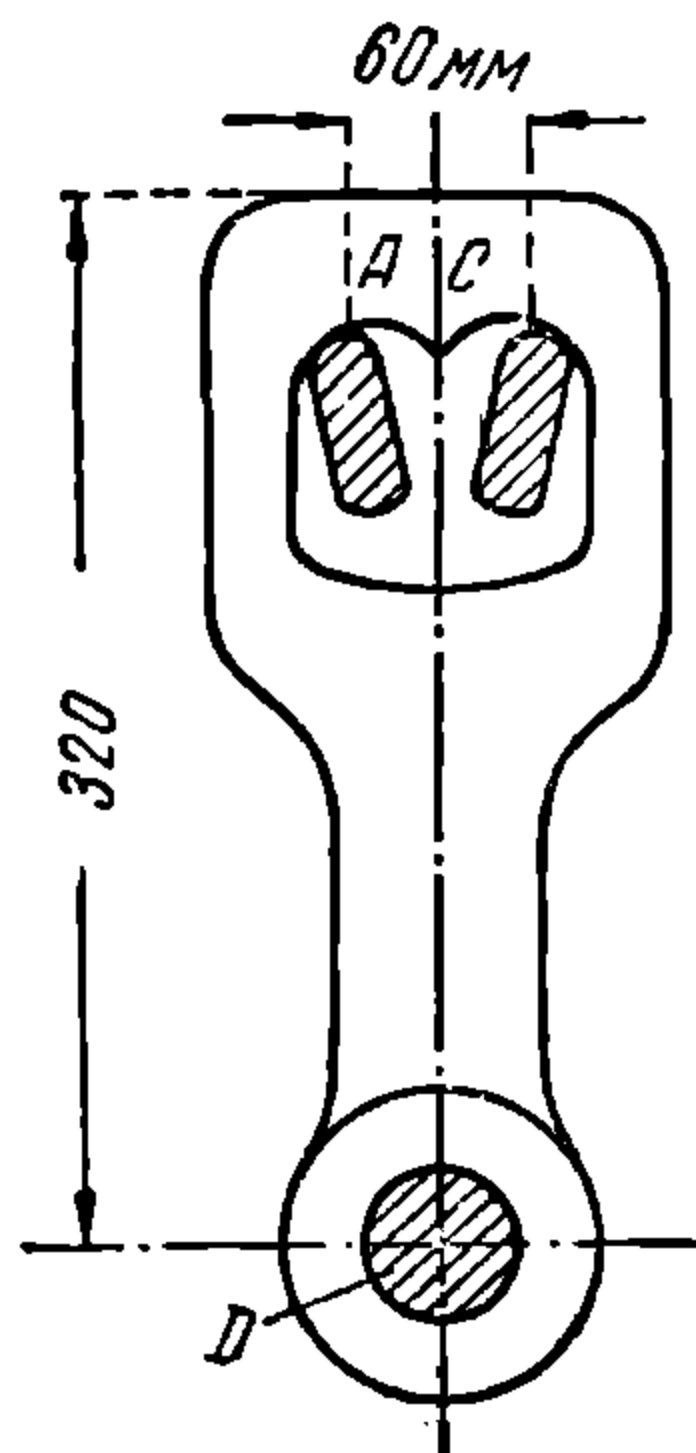


Фиг. 56. Статическое вписывание паровоза типа 0-3-0+0-3-0.

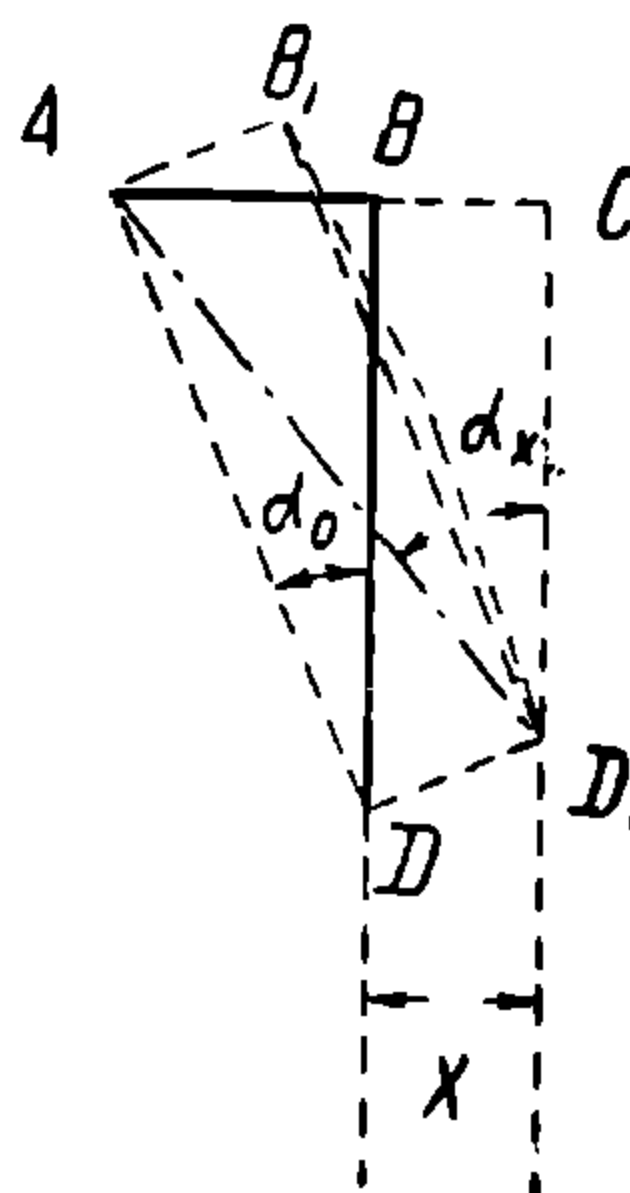
### ГЛАВА IV

#### ВОЗВРАЩАЮЩИЕ СИЛЫ РАЗЛИЧНЫХ УСТРОЙСТВ ТЕЛЕЖЕК. КОЭФИЦИЕНТ ЖЕСТКОСТИ РЕССОР И РЕССОРНОГО УСТОЙСТВА

Задача 22. Имея чертеж подвески (фиг. 57), определить изменение возвращающей силы в зависимости от перемещения оси. Нагрузка на ось за вычетом собственного веса 14,5 т.



Фиг. 57. Подвеска на чеках.



Фиг. 58. Определение возвращающей силы подвески на чеках.

Решение. Как видно, данный возвращающий прибор имеет начальную возвращающую силу  $S_0$ , равную (фиг. 58):

$$S_0 = Q \operatorname{tg} \alpha_0 = Q \frac{30}{320} = 14500 \frac{30}{320} = 1360 \text{ кг},$$

НТБ  
ДРУЖТ



где  $\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{AB}{BD} = \frac{30}{320}$ ; дальнейшее изменение возвращающей силы будет происходить по закону, выражаемому кривой, построенной по точкам, определяемым из уравнения:

$$S_x = Q \operatorname{tg} \alpha_x,$$

где  $\operatorname{tg} \alpha_x = \frac{BC}{CD}$ ,

но

$$BC = AB + BC = AB + x,$$

$$CD_1 = \sqrt{AD_1^2 - AC^2},$$

а

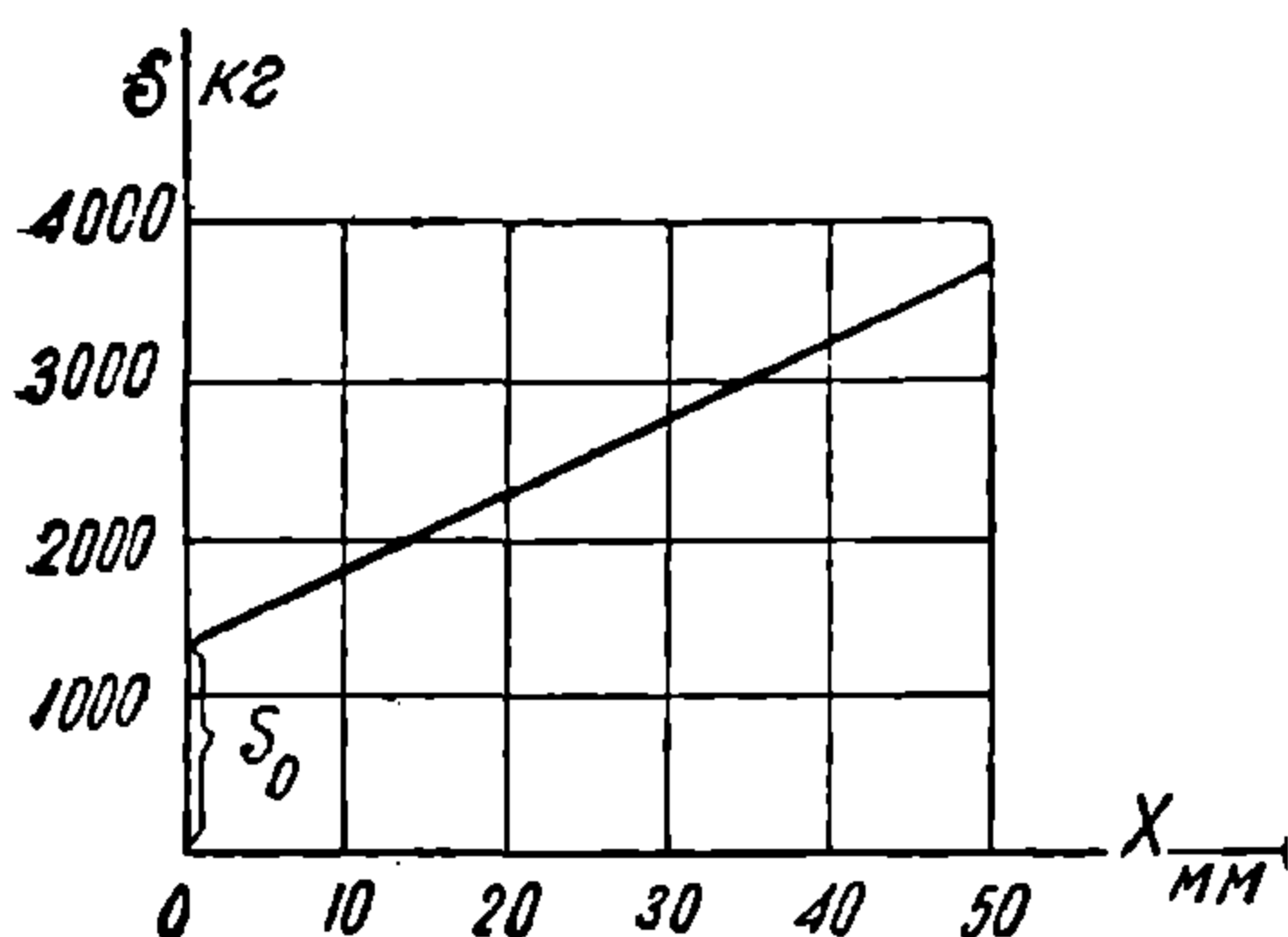
$$AD_1 = \sqrt{AB^2 + BD^2}$$

и

$$CD_1 = \sqrt{AB^2 + BD^2 - AC^2},$$

следовательно:

$$\operatorname{tg} \alpha_x = \frac{AB + x}{\sqrt{BD^2 - BC^2}} = \frac{AB + x}{\sqrt{BD^2 - x^2}}.$$



Фиг. 59. Диаграмма изменения возвращающей силы подвески в функции отклонения.

Давая различные значения, найдем соответствующие величины  $\operatorname{tg} \alpha_x$  и  $S_x$ . Вычисления располагаем в виде следующей таблицы ( $AB=30$ ,  $BD=320$  мм).

$x$	$\operatorname{tg} \alpha_x$	$S_x$
0	0,094	1 360
10	0,125	1 820
20	0,157	2 280
30	0,188	2 740
40	0,222	3 220
50	0,254	3 680

Кривая изменения показана на фиг. 59.

Закон изменения может быть выражен формулой:

$$S_x = S_0 + \frac{3\,680 + 1\,360x}{50} = 1\,360 + 46,5x,$$

где  $x$  — перемещение оси в мм.

**Задача 23.** Для конструкции возвращающего устройства, показанного на фиг. 60 найти закон изменения возвращающей силы; коэффициент жесткости каждой из рессор  $k = 250$  кг/см.

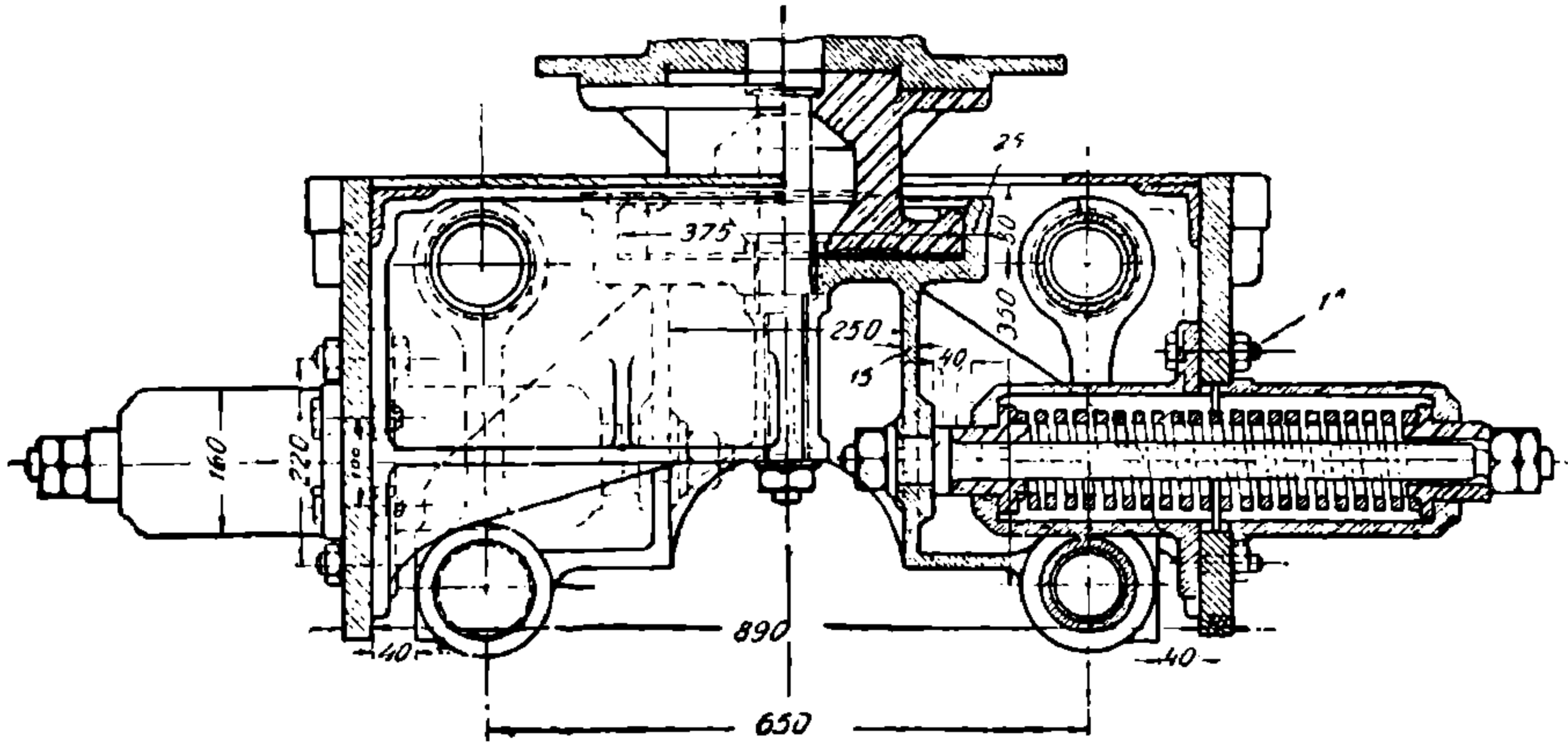
**Решение.** Возвращающая сила данного комбинированного устройства состоит из возвращающей силы пружины, изменяющейся по закону прямой  $AB$  (фиг. 61) (в случае, если имеется первоначальная затяжка пружины); математически эта сила может быть выражена уравнением:

$$S = S_0 + kx;$$

где:

$k$  — коэффициент жесткости рессор в кг/мм,

$x$  — перемещение тележки в мм.



Фиг. 60. Возвращающее устройство паровоза серии С.

Если первоначальной затяжки нет ( $S_0 = 0$ ), то изменение возвращающей силы выразится прямой  $A'B'$  по уравнению:

$$S_x = kx,$$

в нашем случае примем  $S_0 = 500$  кг, тогда:

$$S_x = 500 + 25 \cdot x.$$

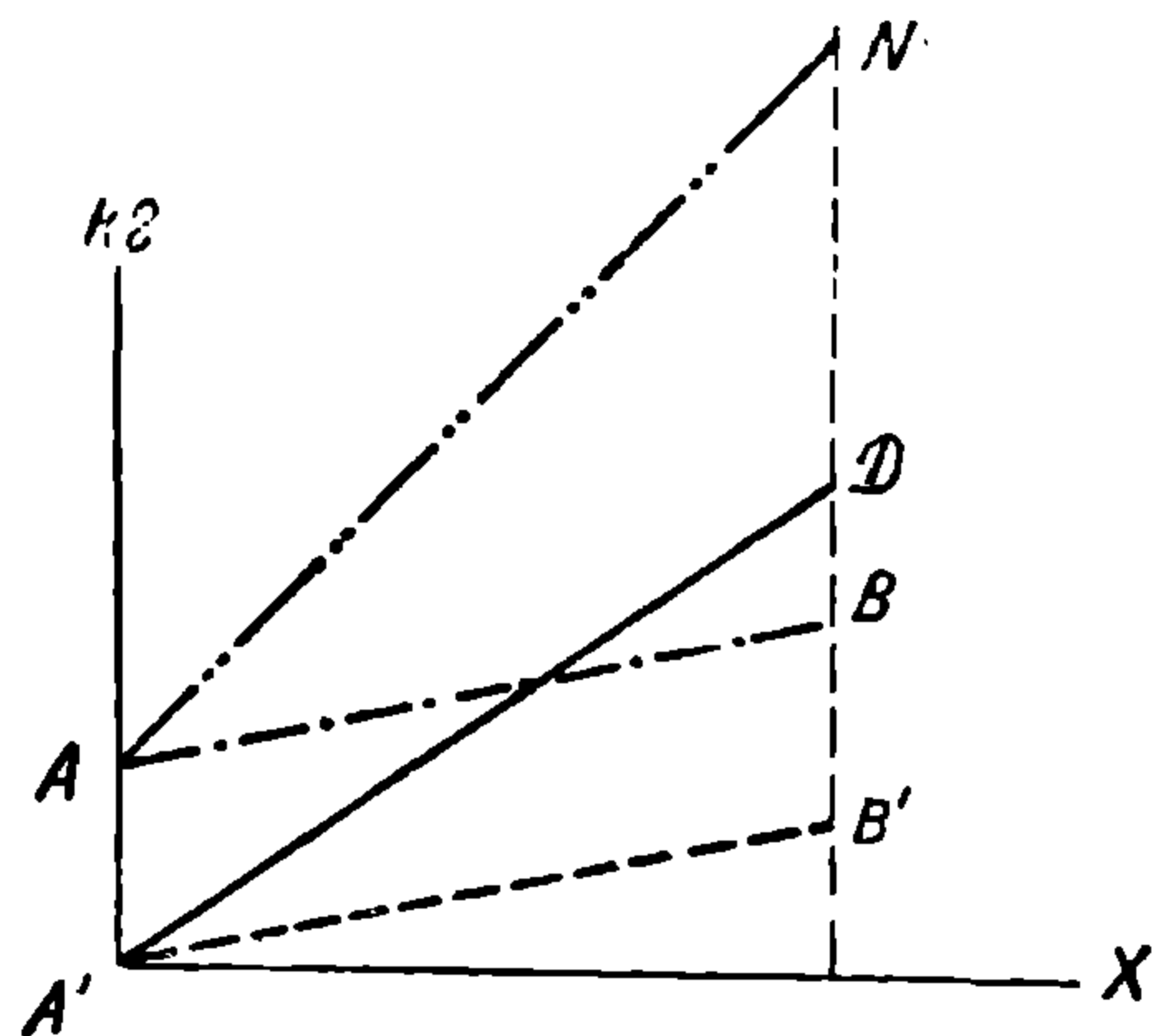
Что же касается подвесок (люлечного устройства), то, как уж было указано (см. предыдущую задачу), закон изменения возвращающей силы будет совершаться тоже по закону прямой  $A'D$  (фиг. 59); первоначальной возвращающей силы при данных вертикальных подвесках не будет; уравнение изменения силы будет выражаться по уравнению (фиг. 62):

$$F_x = Q \operatorname{tg} \alpha_x,$$

где  $Q$  — нагрузка на люльку, в данном случае 20 т;

$$\operatorname{tg} \alpha_x = \frac{AD}{BD} = \frac{x}{\sqrt{AB^2 - AD^2}} = \frac{x}{\sqrt{l^2 - x^2}},$$

где длина подвески  $AB = l = 350$  мм;



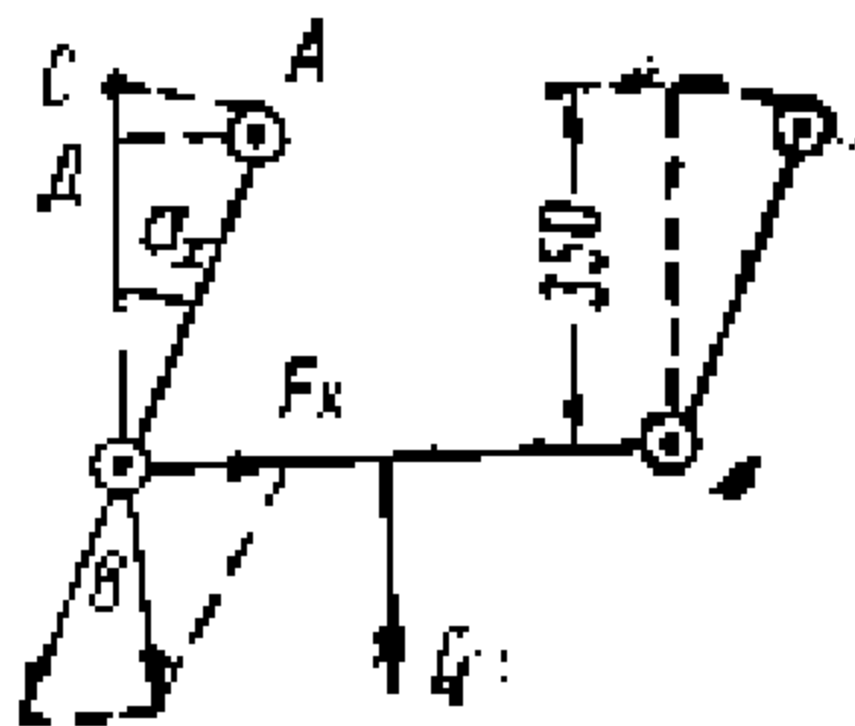
Фиг. 61. Диаграмма изменения возвращающей силы устройства по фиг. 60.

суммарная возвращающая сила будет равна:

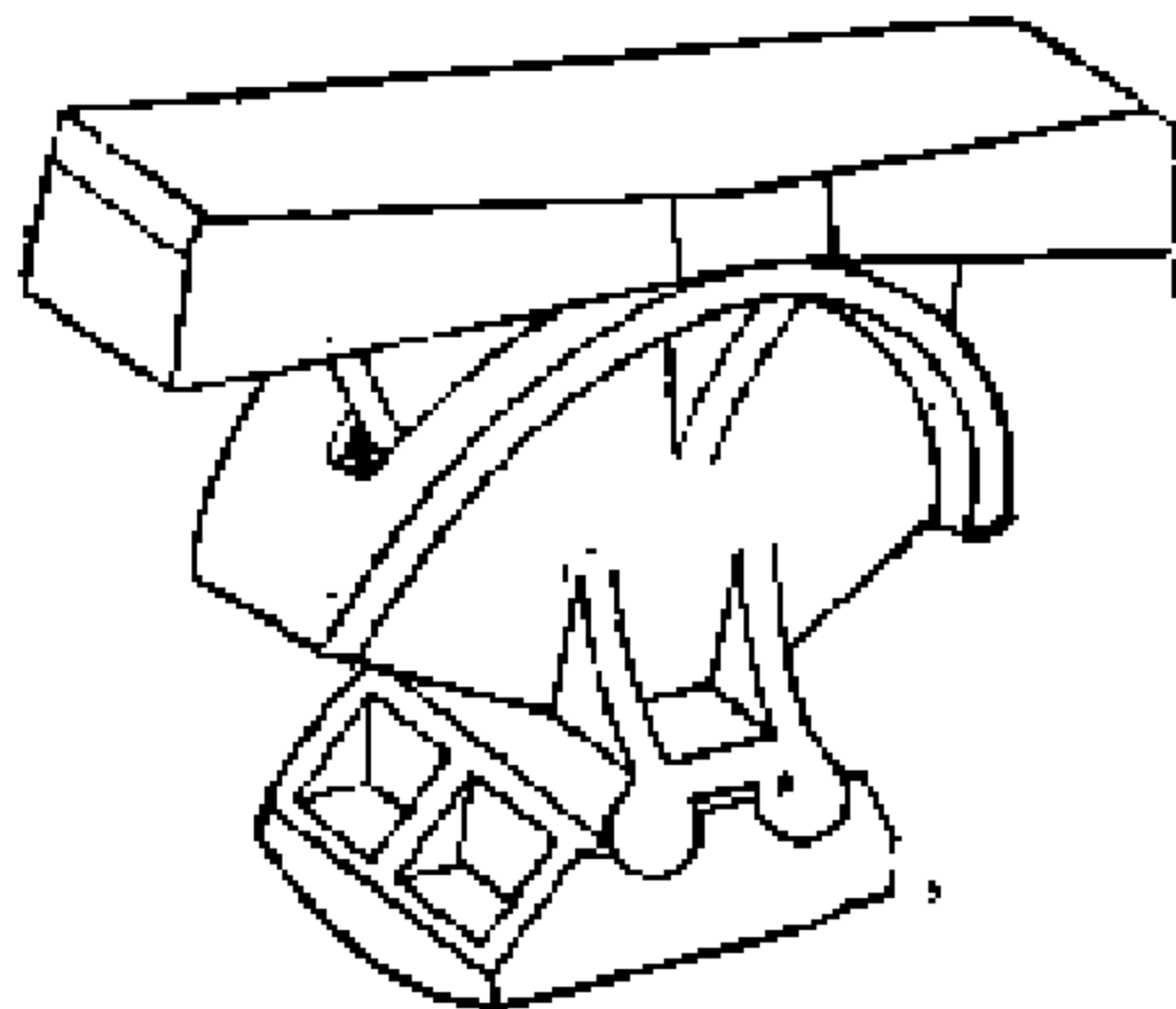
$$R = S_0 + F_0 = S_0 + kx + \frac{x}{\sqrt{l^2 - x^2}} Q$$

эта величина будет изображаться прямой  $AN$  на фиг. 61:  
для  $x = 50$  мм;

$$R = 500 + 25 \cdot 50 + \frac{50 \cdot 20\,000}{\sqrt{350^2 - 50^2}} = 1\,750 + 2\,890 = 4\,640 \text{ кг.}$$



Фиг. 62. Определение возвращающей силы в подвесках.



Фиг. 62а. Рокер.

и, следовательно, закон изменения возвращающей силы может быть написан так:

$$R = 500 + \frac{4\,640 - 500}{50} x = 500 + 86,8 x.$$

**Задача 24.** Определить очертание рокаров (секторов) (фиг. 62а), удовлетворяюще изменению возвращающей силы, выражаемой законом:

$$S_x = S_0 + kx = 2\,500 + 22,5x \text{ кг.}$$

где  $x$  — отклонение тележки от среднего положения.

**Примечание:** Указание к решению: начальная сила пропорциональна половине расстояния между точками опоры в нижней опоре сектора, деленному на высоту сектора; при постоянной возвращающей силе верхняя подушка имеет наклоны под углом, равным углу соответствующего начальной силе, а радиусы поверхностей опоры из центра нижних опор; при переменной силе эти радиусы переменны.

**Задача 25.** Определить коэффициент жесткости систем, указанных на чертеже фиг. 63 а и б, если коэффициент жесткости  $K_1$  спиральных рессор равен  $250 \text{ кг/см}$ , а эллиптических  $K_2 = 500 \text{ кг/см}$ .

**Решение.** Для случая (а) имеем:

$$K_0 = 2K_1 + K_2$$

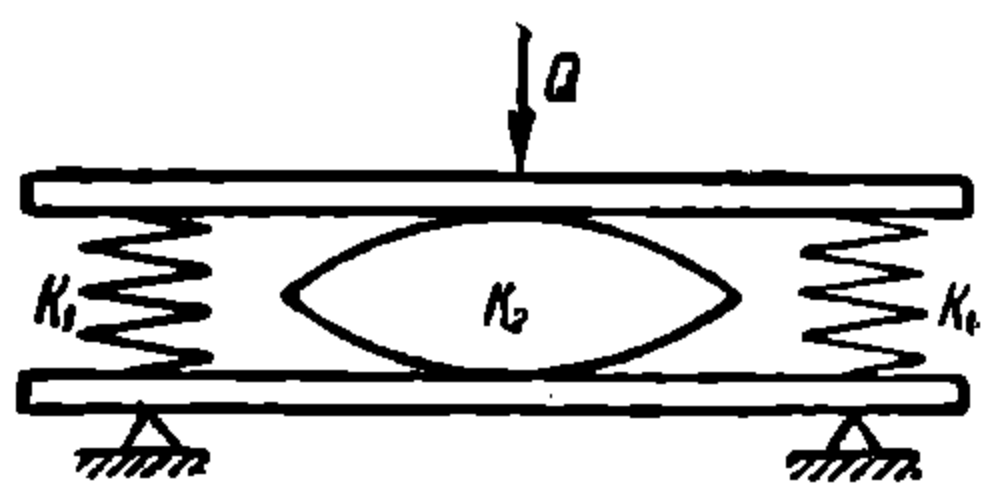
или для данного случая:

$$2K_1 + 2K_1 = 4K_1,$$

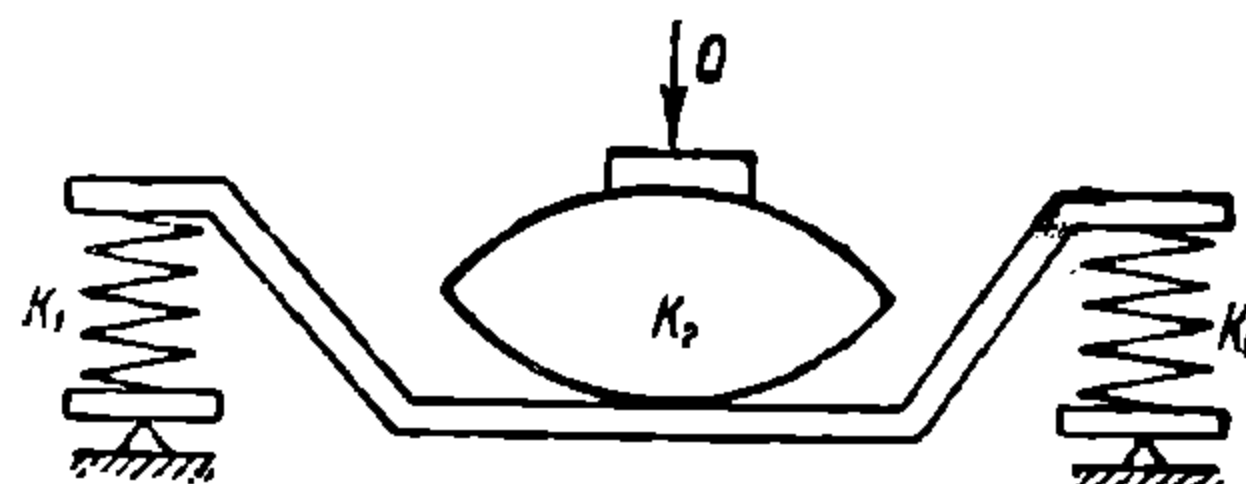
т. е. общий коэффициент жесткости  $K_e$  стал в четыре раза больше, чем одиночной спиральной рессоры;

для случая (b) суммарный прогиб  $f_e$

$$f_e = f_1' + f_2,$$



Фиг. 63а. Сложное рессорное одиночное подвешивание.



Фиг. 63б. Сложное рессорное двойное подвешивание

где  $f_1'$  — прогиб спиральных рессор (одинаковый для обеих);  $f_2$  — прогиб листовой; заменяя гибкость рессор через жесткость, имеем:

$$\frac{1}{K_e} = \frac{1}{K_1'} + \frac{1}{K_2} = \frac{K_1' + K_2}{K_1'K_2},$$

откуда

$$K_e = \frac{K_1'K_2}{K_1' + K_2},$$

но

$$K_1' = 2K_1,$$

следовательно:

$$K_e = \frac{2K_1K_2}{2K_1 + K_2};$$

для данного случая

$$K_e = \frac{4}{4} \frac{K_1^2}{K_1} = K_1,$$

т. е. общая жесткость уменьшилась в два раза.

Первое соединение рессор представляет сложное одиночное подвешивание (параллельное соединение), второе — двойное подвешивание (последовательное соединение).

**Задача 26.** Каков будет коэффициент жесткости рессорного устройства, показанного на фиг. 64?

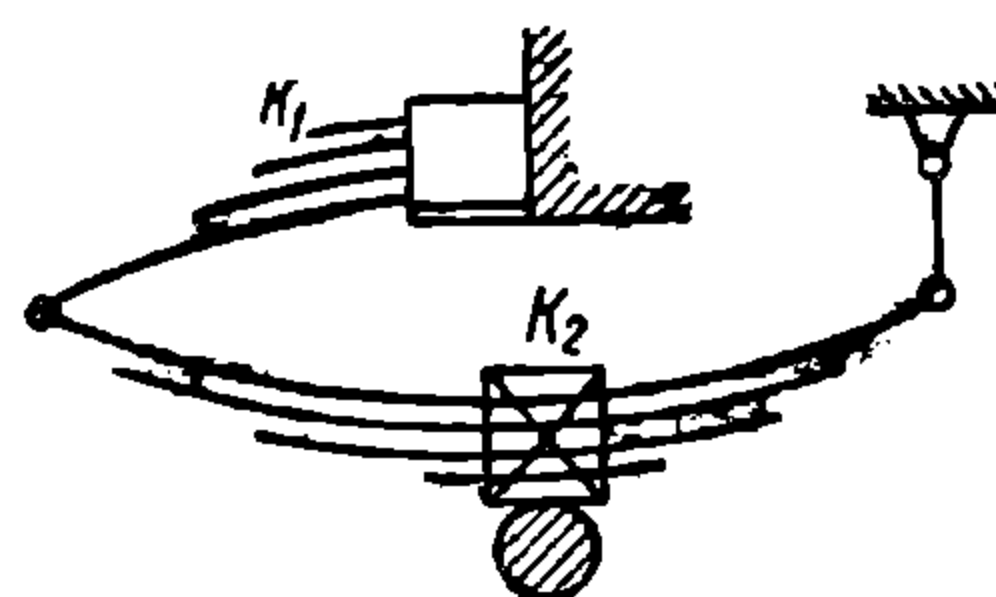
**Задача 27.** Как распределится нагрузка  $Q$  на каждую рессору (фиг. 65), если размеры рессор следующие: диаметр витков наружной рессоры  $D = 10$  см, внутренней  $d = 6$  см; диаметр проволоки: первой  $\delta = 8$  мм, второй 4 мм; число витков  $n$  наружной и внутренней одинаково.

**Решение.** Прогибы обеих рессор будут одинаковые, равные:

$$f_n = f_e = \frac{8nD_n^3P_n}{\delta_n^4G} = \frac{8nd_e^3P_e}{\delta_e^4G};$$

$$P_n + P_e = Q,$$

где  $P_n$  и  $P_e$  — нагрузки, приходящиеся на наружную и внутреннюю рессоры.



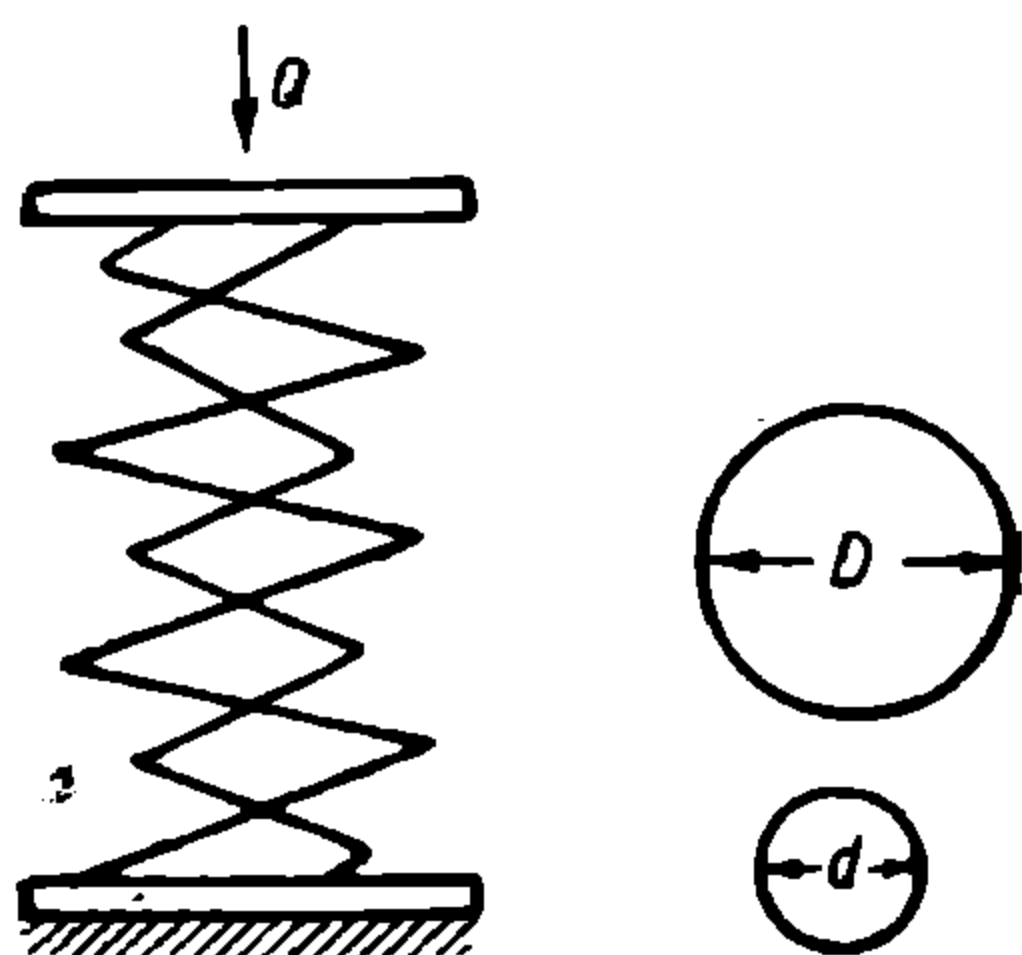
Фиг. 64. Комбинированная рессора.

**Задача 28.** Как изменятся соотношения нагрузок предыдущей рессоры, если она будет изготовлена из прямоугольной стали с отношением сторон  $\frac{h}{b} = 2 = \frac{h'}{b'}$ , где  $h$  — ширина рессоры (размер  $h$  имеет направление перпендикулярное к оси пружины (фиг. 65а).

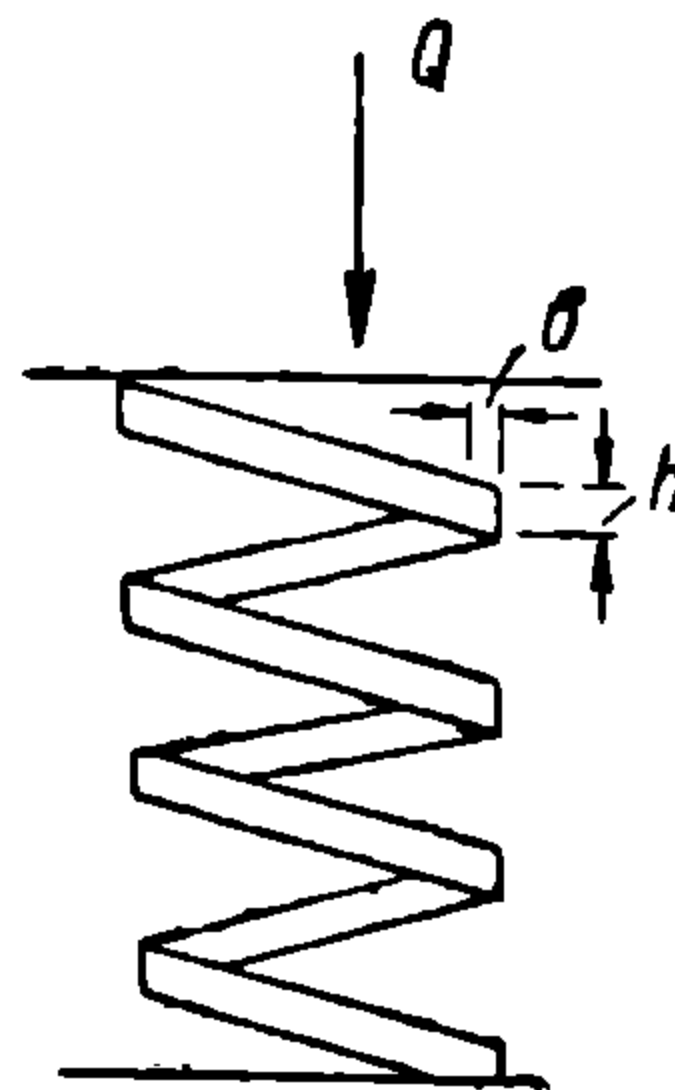
**Решение.** Прогиб каждой рессоры в этом случае будет:

$$f_n = f_s = 0,9 \pi n D_n^3 \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3} \frac{P_n}{G} = 0,9 \pi n a_s^3 \frac{b'^2 + h'^2}{b'^3 h'^3 G},$$

(модуль такого сечения принят  $W = \frac{2}{9} b^2 h$ ).



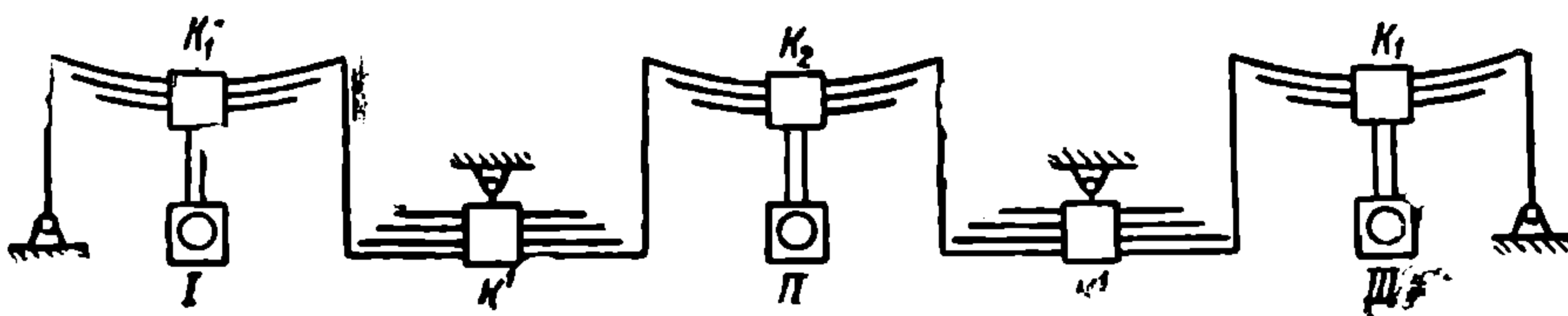
Фиг. 65. Двойная пружина.



Фиг. 65а. Спиральная пружина с прямоугольным сечением.

**Задача 29.** Для данной схемы рессорного подвешивания (фиг. 65b) определить число листов рессоры у 1-й и 3-й осей при условии, чтобы коэффициент жесткости рессорного устройства каждой оси был одинаков.

Число листов у 2-й оси  $n$ , толщина  $s$  и длина  $l$ ; коэффициент жесткости  $K_2$ ; коэффициент жесткости рессорных балансиров  $K'$ .



65b. Схема сложного рессорного подвешивания.

**Решение.** Коэффициент жесткости рессорного устройства 2-й оси равен:

$$K_s^{II} = \frac{K' \cdot K_2}{K' + K_2};$$

коэффициент жесткости рессорного устройства 1-й оси равен:

$$K_s^I = \frac{K_1 \cdot 2K'}{K_1 + 2K'} = K_s^{II},$$

откуда находим  $K_1$ :

$$\frac{K' \cdot K_2}{K' + K_2} = \frac{K_1 \cdot 2K'}{K_1 + 2K'}$$

или

$$K_1 = \frac{2K' \cdot K_2}{2K' + K_2} = \frac{8}{3} \frac{n_1 b \cdot E a^3}{L^3};$$

при

$$K' = K_2 = K$$

$$K_1 = \frac{2}{3} K \text{ и } n_1 = \frac{2}{3} n_2.$$

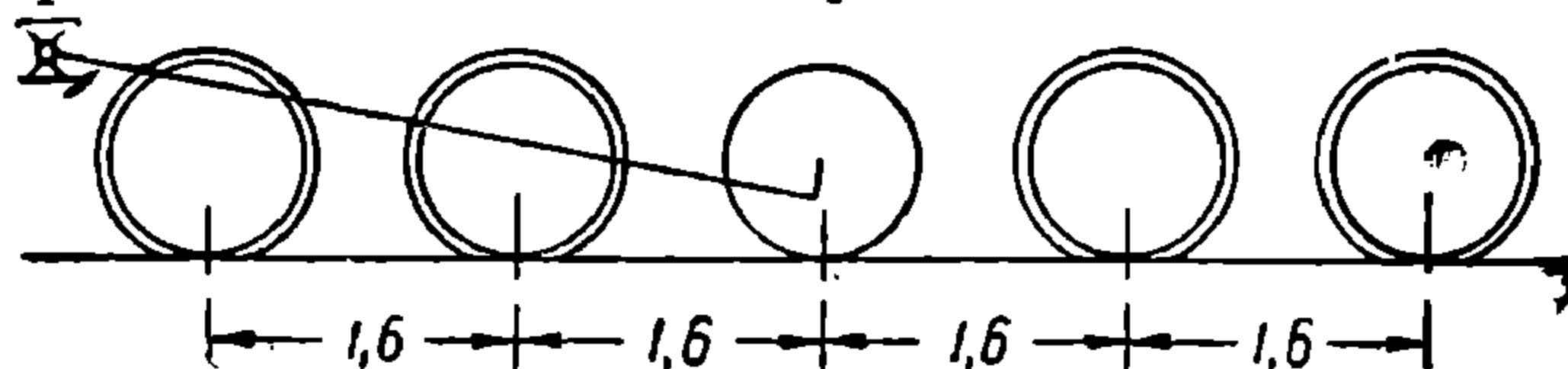
## ГЛАВА V

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ УСИЛИЙ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО КРИВЫМ

#### Паровоз типа 0-5-0

а) При скорости  $v = 40$  км/час

**Задача 30.** Определить горизонтальные усилия рельса при прохождении паровозом типа 0-5-0 кривой  $R = 125$  м со скоростью



Фиг. 66. Схема паровоза типа 0-5-0.

$v = 40$  км/час, при уширении колеи в 25 мм и зазоре на прямой в 10 мм, если нагрузка на сцепные оси по 20 т и расстояние между осями 1,6 м, причем 2-я и 5-я оси имеют боковые перемещения (фиг. 66), а третья ось безребордная.

**Решение.** Для решений задачи имеются два уравнения: 1) сумма проекций всех сил на ось  $YU$  (перпендикулярную к продольной оси паровоза) должна равняться нулю и 2) сумма моментов всех сил относительно любой точки и в частности относительно точки вращения (полюса) должна быть равна нулю. Математически это выразится, согласно фиг. 67, следующим образом:

$$\sum Y = 0,$$

т. е.

$$P_A - C_0 \pm P_2 - \sum_f \Phi \cos \alpha = 0, \quad (1)$$

где:  $C_0 = \frac{Mv^2}{R}$  — центробежная сила;

$P_s = P_n$  — усилие от набегания  $N$ -й оси (4-й) на внешний рельс со знаком (+);

$P_s = P_o$  — усилие от набегания  $G$  (3-й) оси на внутренний рельс со знаком (-).

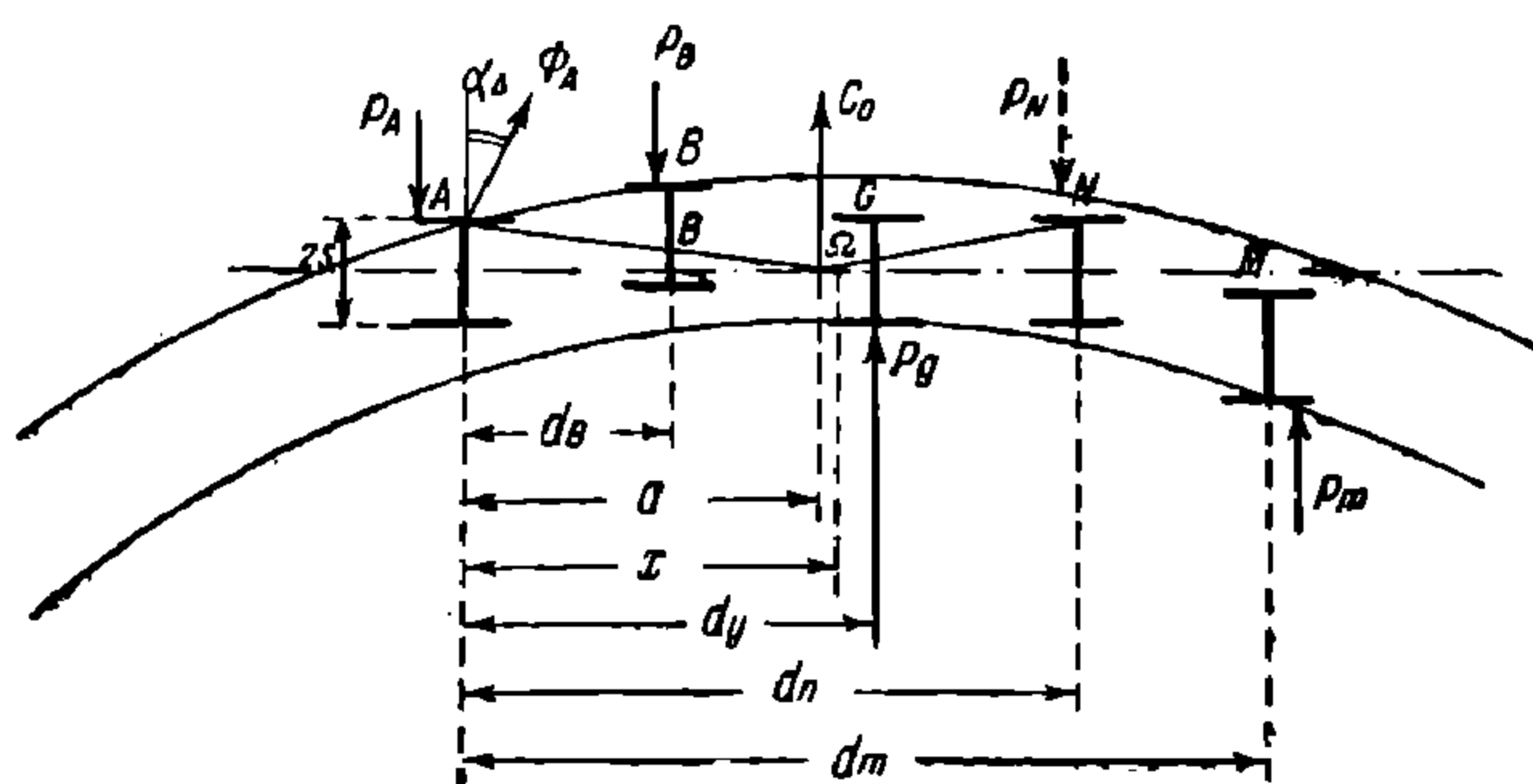
Тут приходится брать либо тот, либо другой член; в зависимости от того, набегает ли ось  $G$  на внутренний рельс ( $P_g$ ) или на внешний рельс, ось  $N(P_N)$  будет:

$$\Phi \sum_f \cos \alpha = \Phi (\cos \alpha_A + \cos \alpha_g + \cos \alpha_N),$$

где  $\Phi = \mu Q$  — сила трения на каждом скате;

$\sum_{1,3,4} \Phi \cos \alpha$  — сумма проекций всех сил трения на ось  $yy$ , причем сумма распространяется только на жестко закрепленные оси, т. е. 1, 3, 4; для уравнения  $\sum M = 0$  имеем:

$$P_A x - C_0(x - a) \pm P_g(x - d_g) - \sum_{1,3,4} \Phi l - \sum_{2,5} \Phi \frac{S^2}{l} = 0, \quad (2)$$



Фиг. 67. Схема действующих сил в кривой экипажного типа 0-5-0.

где  $l$  — расстояние от точки опоры ската до полюса  $\Omega$ ; например,

$$l_1 = l_A = \sqrt{S^2 + x^2} = A\Omega; \quad l_3 = l_g = \sqrt{S^2 + (x - d_g)^2};$$

$$l_5 = l_v = \sqrt{S^2 + (x - d_m)^2};$$

а,  $d_g$  равно  $d_g$  или  $d_n$

на первый взгляд здесь 3 неизвестных  $x$  и  $P_A$ ,  $P_g$  или  $P_N$ , однако нетрудно заметить, что при наличии сил  $P_g$  или  $P_N$ , т. е. при каком-либо набегании полюсное расстояние становится определенным; так,

при наличии силы  $P_N$  полюсное расстояние  $x = x_{min} = \frac{l_0}{2}$  (фиг. 68),

где  $l_0$  — жесткая база; в нашем случае расстояние между 1-й и 4-й осями, т. е.  $l_0 = 1,6 \cdot 3 = 4,8$  м:

$$x_{min} = 2,4 \text{ м.}$$

При набегании на внутренний рельс полюсное расстояние будет вполне определенным и будет выражаться формулой:

$$x = x_{max} = \frac{d_g}{2} + \frac{\sigma R}{d_g},$$

где  $d_g$  — расстояние набегающей оси от первой, а  $\sigma$  — полный разбег (фиг. 69); так как здесь может набежать лишь 4-я ось, ибо 3-я — безребордная, а 2-я и 5-я — с боковым перемещением, то и  $d_g$  — представляет расстояние 3-й оси от 1-й. Решение этой задачи лучше всего провести частью графически, как это было предложено мною, в таком порядке; сначала предполагают, что установка данного паровоза в кривой будет свободной, т. е. набегающая нет ни на внешний, ни на внутренний рельс, т. е.  $P_g$  или  $P_n = 0$ .

Уравнения (1) и (2) для этого случая примут несколько иной вид: а именно, уравнение (2) будет таким:

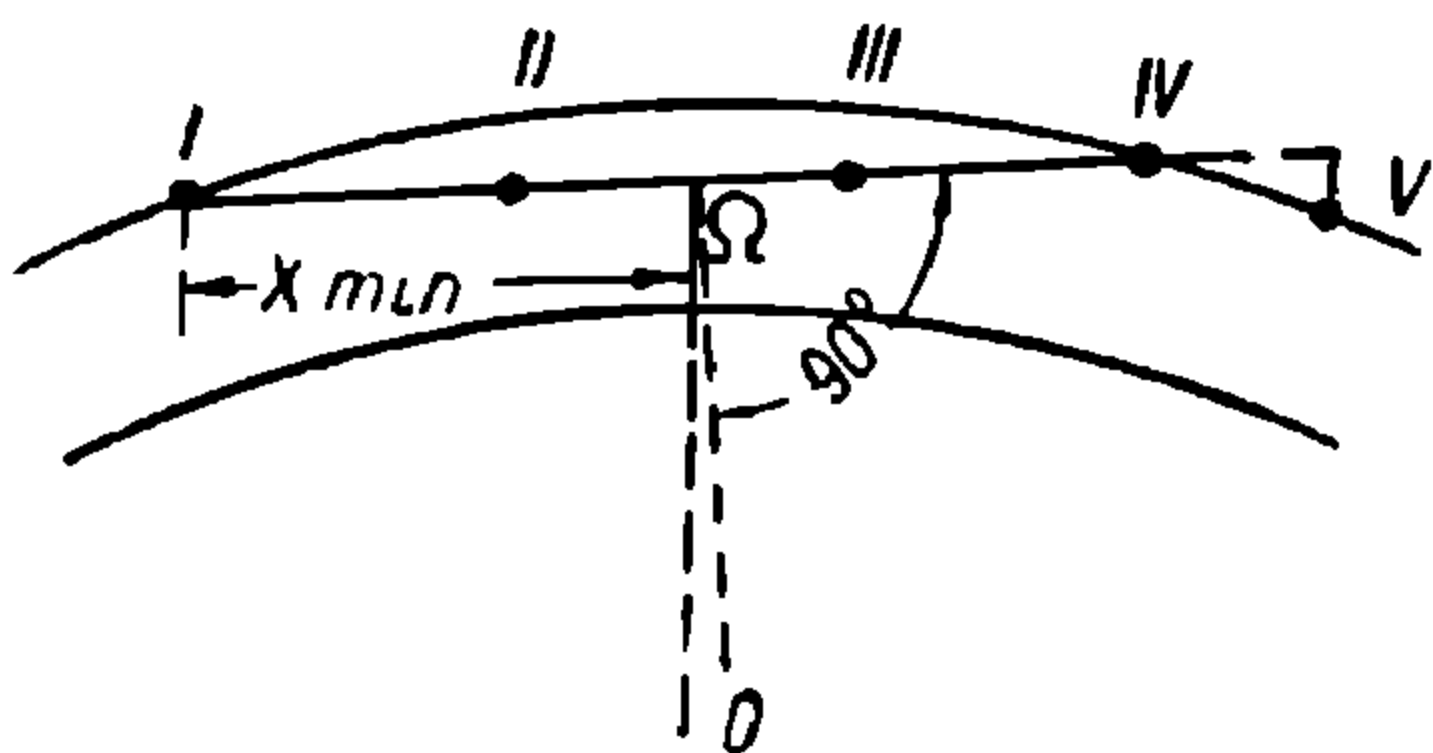
$$P_A - C_0 - \sum_{f=1,3,4} \Phi \cos \alpha = 0 \quad (3)$$

где  $\sum_{f=1,3,4}$  — представляет сумму только осей жестко закрепленных в раме, т. е. осей 1-й, 3-й и 4-й; так как 2-я и 5-я оси набегают сами на внешний рельс и получают свою реакцию  $P_B$  и  $P_m$ , равную вертикальной составляющей от силы трения, т. е.

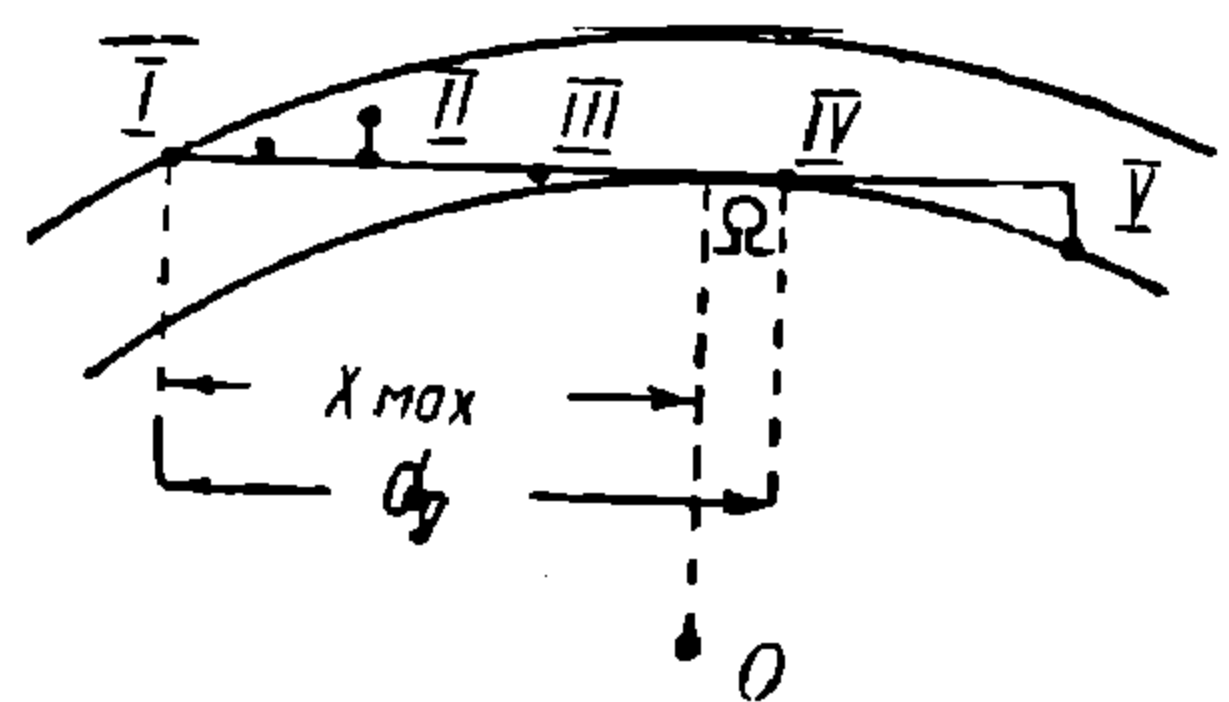
$$P_2 = P_B = \Phi_2 \cos \alpha_B = \mu Q \cos \alpha_B = 0,25 \cdot 20\,000 \cos \alpha_B \quad (4)$$

и

$$P_5 = P_m = \Phi_5 \cos \alpha_m, \quad (5)$$



Фиг. 68. Определение минимального полюсного расстояния.



Фиг. 69. Определение максимального полюсного расстояния.

на раму эти усилия  $P_2$  и  $P_5$  не передаются. Что же касается уравнения моментов, то оно тоже будет отличаться от уравнения (2) и будет иметь такой вид:

$$P_A x - C_0 (x - a) = \sum_{f=1,3,4} \Phi l + \sum_{v=2,5} \Phi \frac{S^2}{l} = 0, \quad (6)$$

где  $\sum_{f=1,3,4} l$  — сумма лучей неподвижных осей;  $\sum_{v=2,5} \frac{1}{l}$  — сумма обрат-

ных величин лучей подвижных осей, а  $S$  — равно половине расстояния между точками опор данного ската.

Для нашей колеи имеем:

$$S = \frac{1\,524 + 25 + 70}{2} = \frac{1\,629}{2} = 810, \text{ или } 0,81 \text{ м, и } S^2 = 0,66.$$



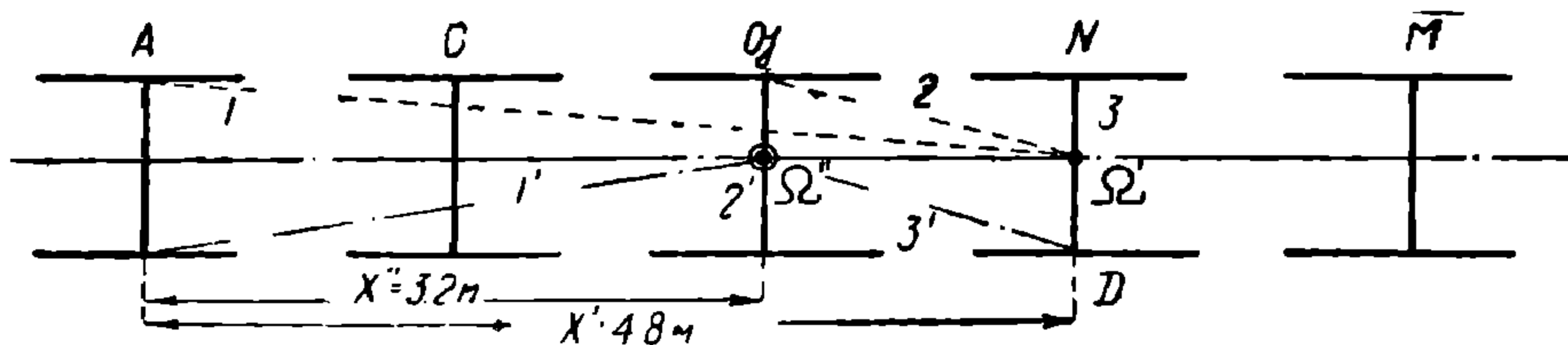
пределяя затем  $P_A$  из уравнения (3) и подставляя его значение уравнение (6), получим:

$$\sum_{1, 3, 4} \Phi \cos \alpha + C_0 = \Phi \sum_{1, 3, 4} \frac{l}{x} + \Phi \sum_{2, 5} \frac{S^2}{l \cdot x} + C_0 \frac{(x-a)}{x}$$

или

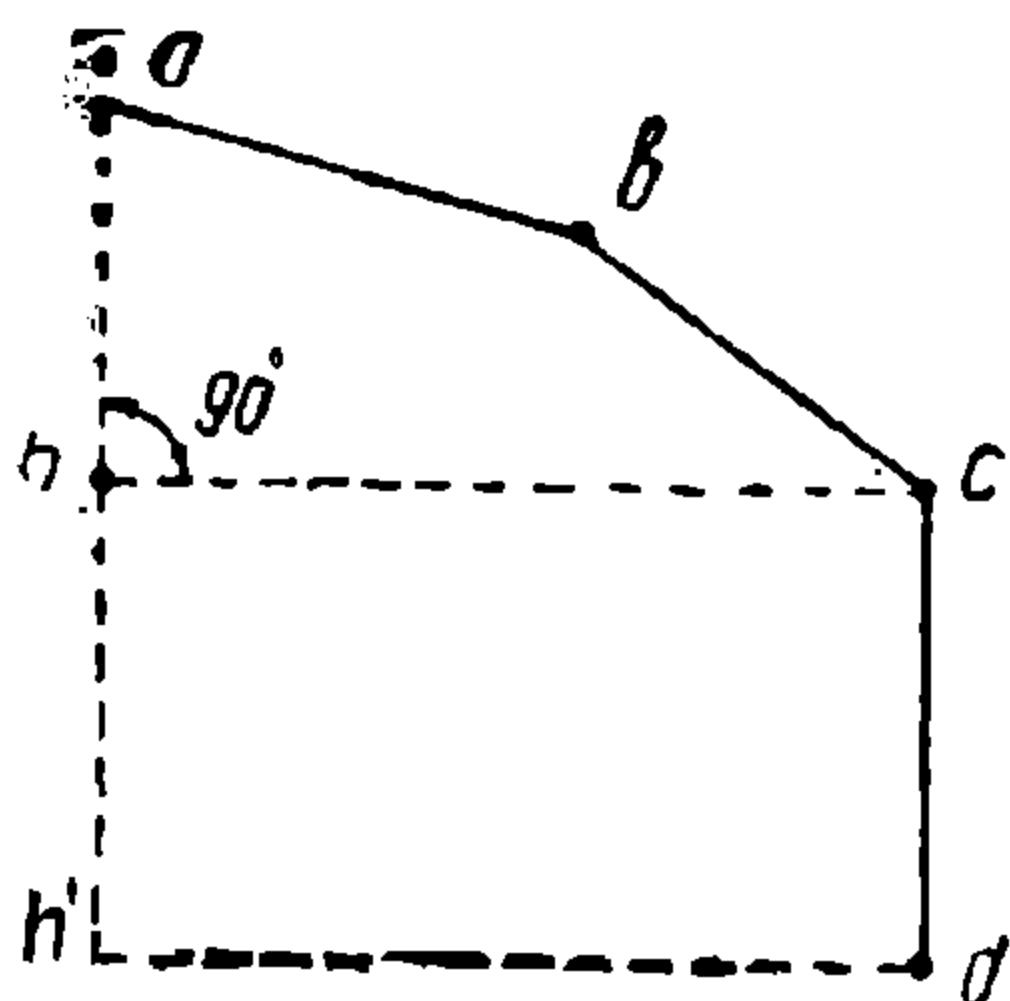
$$\sum_{1, 3, 4} \cos \alpha - \sum_{1, 3, 4} \frac{l}{x} - S^2 \sum_{2, 5} \frac{1}{l \cdot x} + \frac{C_0}{\Phi} \frac{a}{x} = 0 * \quad (7)$$

Таким образом получим уравнение, из которого легко определить полюсное расстояние, для чего строим в масштабе  $\left(\frac{1}{50}\right)$  схему



Фиг. 70. Отыскание полюса вращения у экипажа типа 0-5-0.

экипажа (фиг. 70), и, предполагая нахождение полюса  $\Omega$  под четвертой осью, т. е. считая  $x' = 4,8$  м, строим многоугольник  $abcd$  (фиг. 71), проводя линию  $ab$  параллельно лучу  $A\Omega'$ ;  $bc \parallel G\Omega'$  и  $cd \parallel N\Omega'$ , причем  $ab = bc = cd$ .



Фиг. 71. Многоугольник косинусов для  $x = 4,8$  м.

Последний луч можно не проводить, так как он не изменяет величину  $\sum \cos \alpha$ , будучи перпендикулярным к замыкающему лучу  $hc$ , и, следовательно, выбор полюса под осью требует проведения двух отрезков  $ab$  и  $bc$  (или вообще отрезков, параллельных лучам, соединяющим точки опор неподвижных осей с полюсом).

Отношение отрезка  $hc$  к  $ab$  или  $bc$  и даст искомую величину

$$\sum \cos \alpha = \frac{hc}{ab} = 1,86.$$

Что же касается выражений:

$$\frac{\sum l}{x'} \text{ и } S^2 \sum \frac{1}{l \cdot x'} \text{ и } \frac{C_0}{\Phi} \cdot \frac{a}{x'}$$

\* Нужно отметить, что во всех построениях величиною  $h \cong 20$  см пренебрегли; при желании ее учесть, нужно в уравнение (7) в тех членах, в которые входит величина  $x$  (2, 3, 4 члена), нужно подставить величину  $(x + h)$ .

то из фиг. 70 следует

$$\frac{1}{x'} \sum_{l}^{1,3,4} l = \frac{97 + 36 + 16}{96} = 1,56;$$

$$\frac{S^2}{x'} \sum_{l}^{2,5} \frac{1}{l} = \frac{16 \cdot 16 \cdot 1}{96(66 + 36)} = 0,0262;$$

$$\frac{C_0}{\Phi} \cdot \frac{a}{x'} = \frac{10\,050}{5\,000} \cdot \frac{3,2}{4,8} = 1,34.$$

где

$$C_0 = \frac{Q}{g} \frac{v^2}{R} = \frac{20\,000 \cdot 5 \cdot 40^2 \cdot 1\,000^2}{9,81 \cdot 3\,600^2 \cdot 125} = 10\,050 \text{ кг.}$$

Как видно из подсчетов, оси с боковым перемещением очень мало изменяют общую сумму в уравнении (7).

Таким образом численное значение суммы уравнения (7), которую обозначим  $Z'$ , будет равно  $Z' = 1,86 - 1,56 + 1,34 = 1,64 > 0$ ; следовательно, выбранное полюсное расстояние не верно; для отыскания его вновь берем  $x'' = 3,2$ , т. е. полюс  $\Omega''$  под 3-й ось, построенный многоугольник фиг. 72 даст:

$$\sum_{l}^{1,3,4} \cos \alpha = \frac{fd}{ab} = \frac{2}{31} = 0,0645 *;$$

$$\sum_{l}^{1,3,4} \frac{l}{x''} = \frac{66 + 36 + 16}{64} = 1,84 \text{ (из фиг. 70);}$$

$$\frac{S^2}{x''} \sum_{l}^{2,5} \frac{1}{l} = \frac{16 \cdot 16}{64(66 + 36)} = 0,039;$$

$$\frac{C_0}{\Phi} \frac{a}{x''} = \frac{10\,050}{5\,000} \frac{3,2}{3,2} = 2,$$

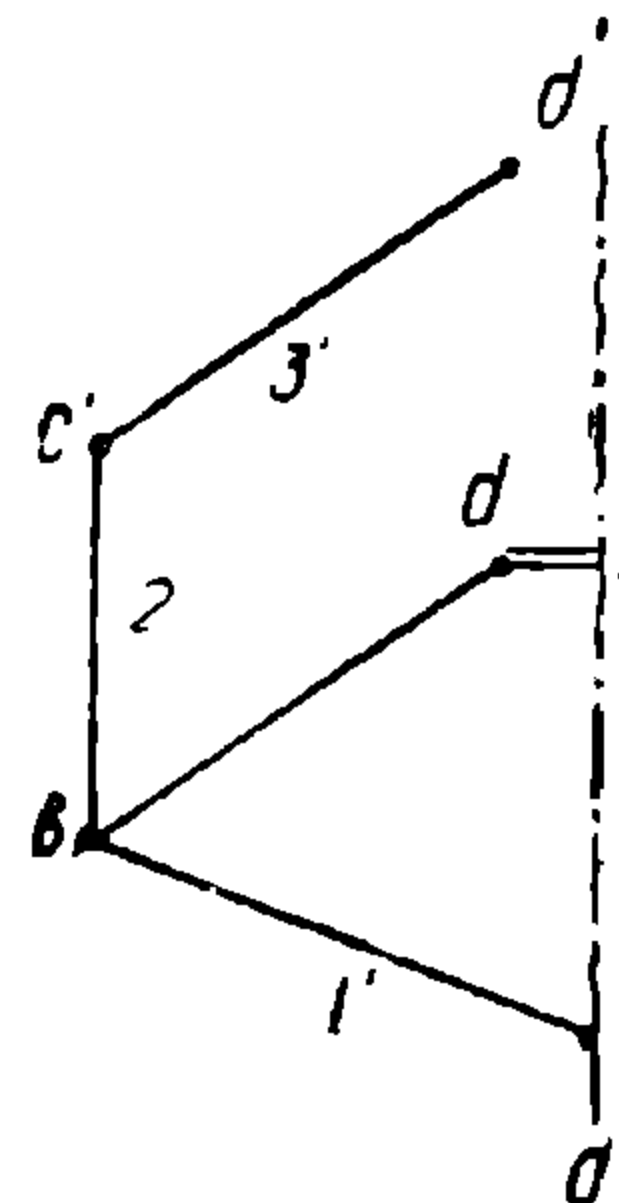
и сумма  $Z''$  уравнения (7) будет равна:

$$Z'' = 0,0645 - 1,84 + 2 = 0,2245 > 0;$$

значение хотя и ближе к нулю, но не нуль; строя график (фиг. 73) значения  $Z$  в функции  $x$ , находим истинное значение полюсного расстояния  $x = 3,0 \text{ м}^{**}$ .

\* Направление луча  $3'$  отрезка  $c'd' \parallel \Omega''D$  на чертеже взято в противоположную сторону потому, что косинус угла силы трения  $\Phi_D$  этой оси  $D$ , будет отрицателен, или все равно, что проекция этой силы трения  $\Phi_D$  — направлена вниз, в то время как у первого ската она направлена вверх.

\*\* Здесь может быть зависимость между  $x$  и величиной будет не прямолинейной и для точного значения нужно было бы взять третье значения  $x$  и построивши кривую найти точку пересечения ее с осью. (см. задачу для паравоза типа 1—5—1 фиг. 118)



Фиг. 72. Многоугольник косинусов для  $x = 3,2 \text{ м}$ .

Прежде чем перейти к определению усилия  $P_A$ , проверим сперва, нет ли набегания на тот или иной рельс.

1) При набегании на внешний рельс (четвертой осью) полюсное расстояние имеем такое:

$$x_{min} = \frac{l_0}{2} = \frac{4,8}{2} = 2,4 \text{ м},$$

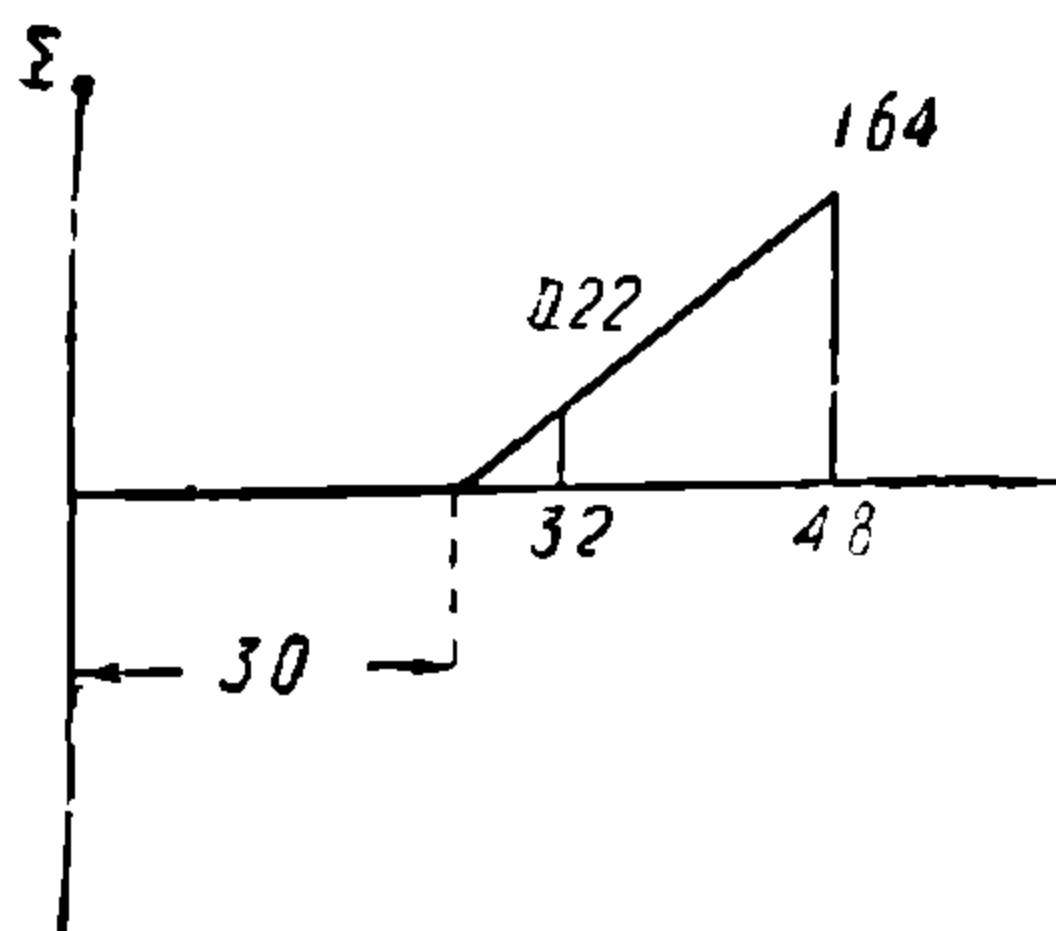
где  $l_0$  — жесткая база между первой и четвертой осью.

Полученный результат  $x_{min} = 2,4 < 3 \text{ м}$  указывает на то, что набегания на внешний рельс не будет.

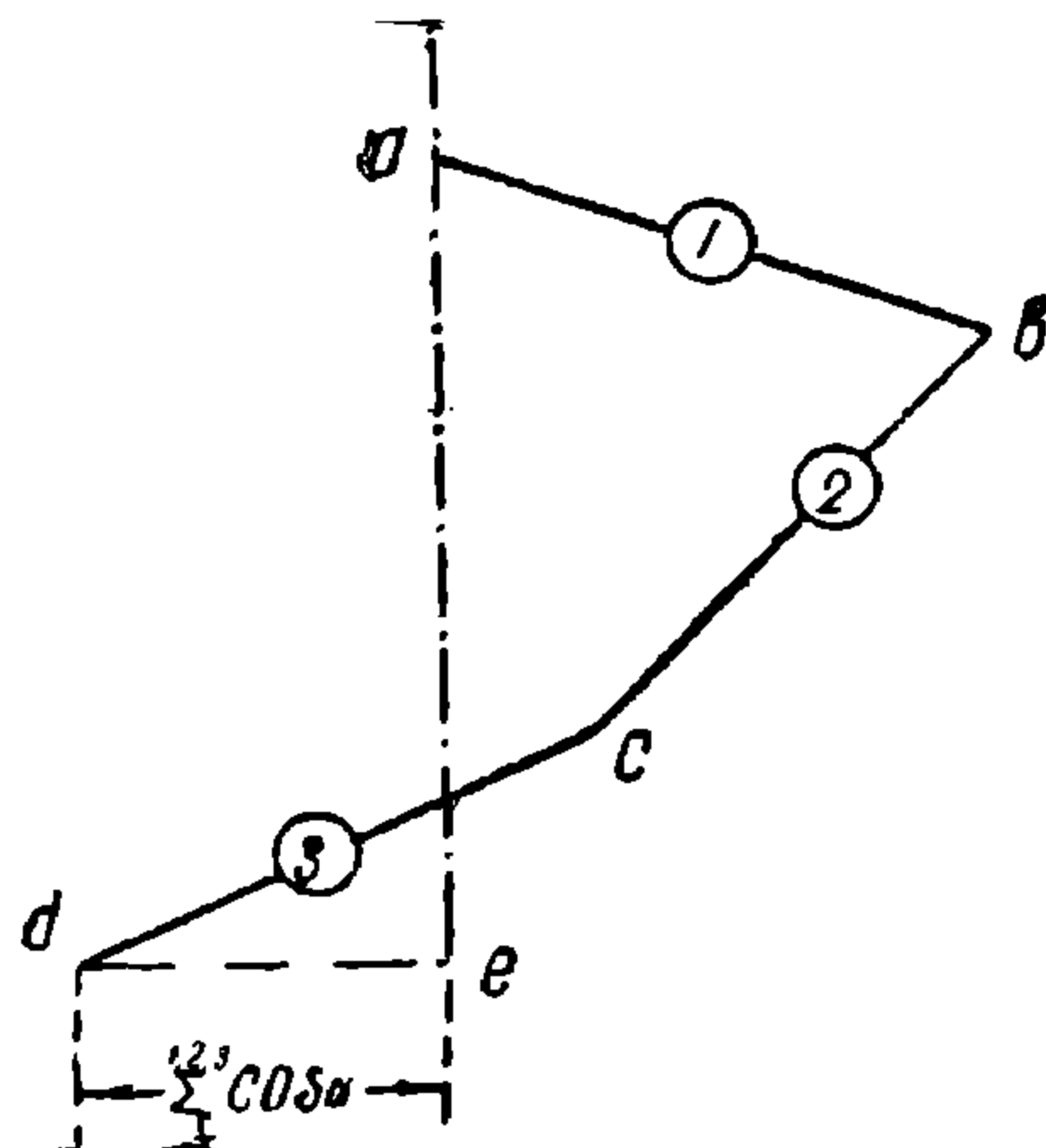
2) При набегании на внутренний рельс находим полюсное расстояние только для случая набегания 4-й оси, так как ни 2-я, ни 5-я оси не могут давать упор на раму вследствие бокового перемещения, а 3-я ось безребордная:

$$x_{max}^{III} = \frac{d_4}{2} + \frac{\sigma_1 R}{d_4} = \frac{4,8}{2} + \frac{0,085 \cdot 125}{4,8} = 2,4 + 0,92 = 3,32 \text{ м}.$$

Полученное значение  $x_{max}^{IV} = 3,32 > 3$ , и это указывает на то, что набегания на внутренний рельс не будет, т. е. для данной



Фиг. 73. Диаграмма определения истинного значения полюсного расстояния.



Фиг. 74. Многоугольник косинусов для  $x = 3 \text{ м}$ .

скорости движения экипаж будет проходить кривую свободно, и направляющее усилие определится из формулы (3)

$$P_A = C_0 + \Phi \sum_{1,3,4} \cos \alpha.$$

Построенный многоугольник для  $x = 3 \text{ м}$  (фиг. 74) дает значение суммы косинусов:

$$\sum_{1,3,4} \cos \alpha = \frac{de}{ab} = \frac{-6}{31} = -0,193;$$

$$P_A = C_0 + \Phi \sum_{1,3,4} \cos \alpha = 10\,050 - 5\,000 \cdot 0,193 = 9\,085 \text{ кг}.$$

б) Усилие у экипажа 0-5-0 при скорости  $v \approx 0$

**Задача 31.** Определить горизонтальные усилия при прохождении паровозом типа 0-5-0, указанного в предыдущей задаче, при статическом вписывании, т. е. при скорости около 5—10 км/час, когда можно пренебречь центробежной силой.

**Решение.** Для случая, когда центробежная сила равна нулю, т. е.  $v = 0$  и  $C_0 = 0$ , уравнение (7) примет такой вид:

$$\sum_{1,3,4} \cos \alpha - \sum_{1,3,4} \frac{l}{x} - S^2 \sum_{2,5} \frac{1}{lx} = 0. \quad (8)$$

Беря, как и прежде, значение  $x' = 4,8$ , получим сумму  $Z'$  по уравнению (8), равную  $Z = 1,86 - 1,56 - 0,026 = 0,274 > 0$ ; все построения при этом остались прежние.

Для  $x'' = 3,2$  м имеем

$$Z'' = 0,064 - 1,84 - 0,039 = -1,73 < 0.$$

Из графика фиг. 75 получаем истинное значение  $x = 4,55$  м.

Сравнивая полученное значение  $x$  с  $x_{min}$  и  $x_{max}$ , заключаем, что для этого случая прохождение кривой экипажем с малой скоростью будет происходить с набеганием на внутренний рельс 4-й осью, так как

$$x_{min} < x > x_{max}^{IV};$$

следовательно действительное полюсное расстояние  $x = 3,32$  м (см. предыдущую задачу).

Для определения направляющего усилия  $P_A$  и усилия  $P_{IV}$  у внутреннего рельса служат уравнения (1) и (2), в которых нужно  $C_0$  приравнять нулю. С учетом влияния поперечного перемещения осей 2-й и 5-й будем иметь:

$$P_A - P_{IV} = \Phi \sum_{1,3,4} \cos \alpha \quad (9)$$

и

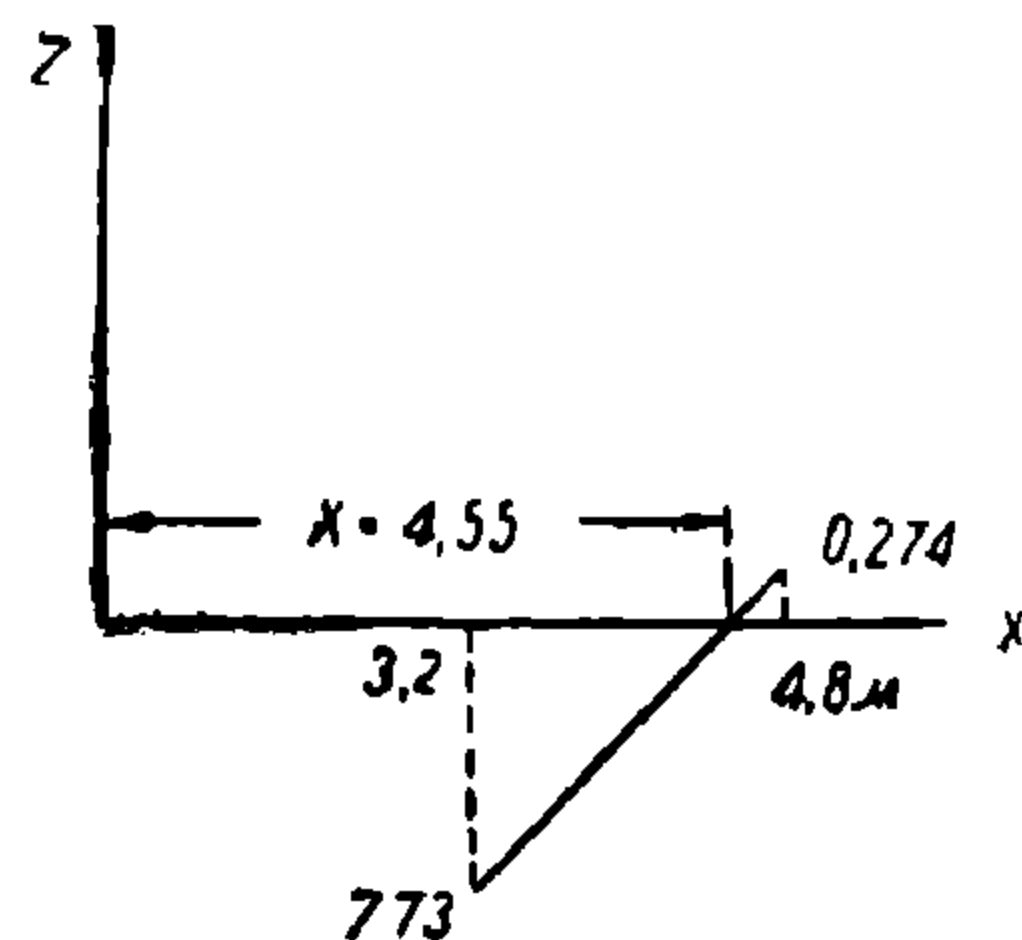
$$P_A x_{max}^{IV} - P_{IV} (x_{max}^{IV} - d_{IV}) = \sum_{1,3,4} \Phi l + \sum_{2,5} \Phi \frac{S^2}{l}. \quad (10)$$

Решая эти уравнения относительно  $P_A$  и  $P_{VI}$ , получим:

$$P_A = \frac{\Phi}{d_{VI}} \left[ (d_{IV} - x_{max}^{IV}) \sum_{1,3,4} \cos \alpha + \sum_{1,3,4} l + \sum_{2,5} \frac{S^2}{l} \right] \quad (11)$$

и

$$P_{IV} = P_A - \Phi \sum_{1,3,4} \cos \alpha. \quad (12)$$



Фиг. 75. Отыскание полюсного расстояния.

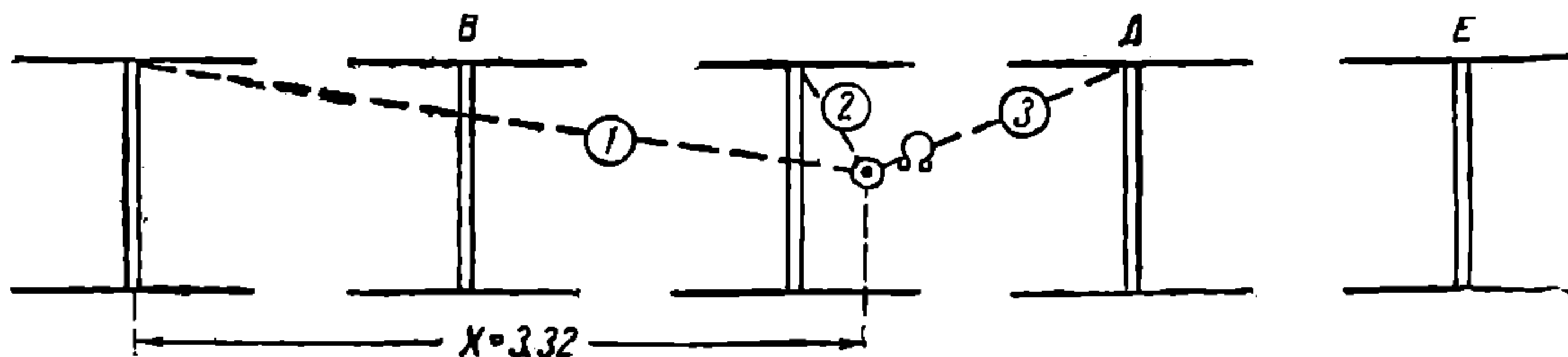
НТБ  
ДНУЖТ

Подставляя численные значения получим:

$$P_A = 7900 \text{ кг}$$

$$P_{IV} = 6775 \text{ кг}$$

Соответствующие построения приведены на фиг. 76 и 77.

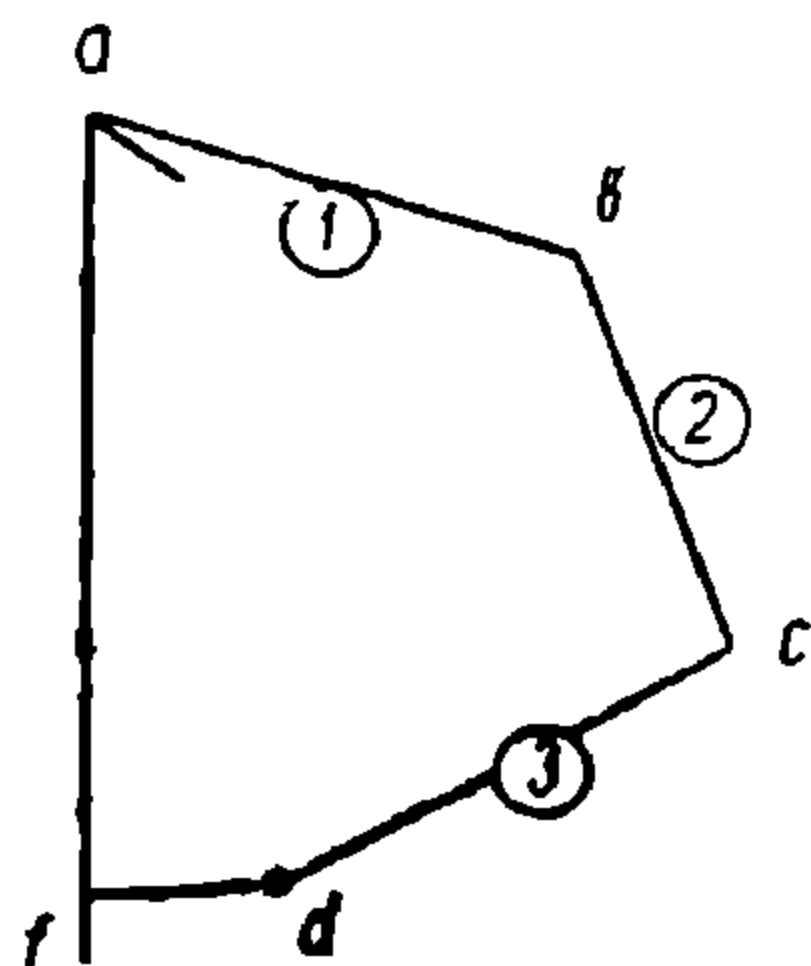


Фиг. 76. План экипажа для нахождения лучей.

в) Усилие у экипажа 0-5-0 при набегании на внутренний рельс с усилием, равным нулю

**Задача 32.** Какова должна быть скорость у паровоза предыдущей задачи, чтобы при прохождении кривой усилие на внутреннем рельсе было равно нулю, т. е.  $P_{IV} = 0$ ?

**Решение.** В этом случае, очевидно, можно считать, что, хотя четвертый скат  $G$  (или иначе  $P_{IV}$ ) прикасается к рельсу, но нажатия нет; очевидно, полюсное расстояние будет, как и в предыдущей задаче, т. е.  $x_{max}^{IV} = 3,32 \text{ м}$ . Зная полюсное расстояние по формуле (7) предыдущей задачи, найдем значение  $C_0$ , воспользовавшись графическими результатами той же задачи, а именно:



Фиг. 77. Многоугольник косинусов для полюсного расстояния  $x = 3,32 \text{ м}$ .

$$\sum_{f, 1, 3, 4} \cos \alpha = 0,225; \quad \frac{1}{x} \sum_{f, 1, 3, 4} l = \frac{6}{3,32} = 1,8;$$

$$\frac{S^2}{x} \sum_{v, 2, 5} \frac{1}{l} = 0,026,$$

откуда

$$\frac{C_0}{\Phi} \frac{a}{x} = \sum_{f, 1, 3, 4} \frac{l}{x} + S^2 \sum_{v, 2, 5} \frac{1}{lx} - \sum_{f, 1, 3, 4} \cos \alpha = 1,86 + 0,026 - 0,225 = 1,661;$$

$$C_0 = \frac{\Phi \cdot x}{a} 1,661 = \frac{5000 \cdot 3,32 \cdot 1,661}{3,2} = 8620 \text{ кг};$$

но

$$C_0 = \frac{Mv^2}{R}, \text{ откуда } v = \sqrt{\frac{C_0 R}{M}} = \sqrt{\frac{8620 \cdot 125 \cdot 9,81}{20 \cdot 5 \cdot 1000}} = 10,25 \text{ м/сек},$$

или

$$v = 10,25 \cdot 3,6 = 37 \text{ км/час}.$$

Давление у первой оси при этом будет:

$$P_A = C_0 + \sum_{1, 3, 4} \Phi \cos \alpha = 8\,620 + 0,225 \cdot 5\,000 = 9\,085 \text{ кг.}$$

Как видно из подсчетов, усилие на первой направляющей оси с увеличением скорости возрастает, а на внутреннем рельсе уменьшается.

г) При нажатии на внешний рельс с усилием, равным нулю

**Задача 33.** Какова должна быть скорость паровоза, указанного в предыдущих двух задачах, чтобы при прохождении кривой усилие на наружном рельсе от 4-й оси было равно нулю, т. е.  $P_{IV} = 0$ ?

**Решение.** Очевидно, как и в предыдущем случае, можно считать, что предельной скоростью паровоза будет такая скорость, при которой происходит касание четвертым скатом внешнего рельса, но без нажатия. Ясно, что полюсное расстояние при этом будет равно  $X_{min}$ , т. е.  $X_{min} = \frac{4,8}{2} = 2,4 \text{ м.}$

Если в уравнение (8) подставить это значение  $x''$ , высчитав для него соответствующие суммы входящих величин, то и определим искомую скорость. Вычисление этих величин произведем графически, как это предложено было выше, но можно и аналитически, помня что

$$\cos \alpha_A = \frac{x}{\sqrt{S^2 + x^2}}; \quad \cos \alpha_c = \frac{x - d_c}{\sqrt{S^2 + (x - d_c)^2}};$$

$$\cos \alpha_D = \frac{x - d_D}{\sqrt{S^2 + (x - d_D)^2}},$$

где индекс А соответствует 1-й оси

С 3-й

D 4-й

Из фиг. 78, вычерченной для полюсного расстояния  $x = x_{min} = 2,4 \text{ м}$ , следует\*:

$$\sum_{1, 3, 4} \cos \alpha = \frac{-0,80}{\sqrt{0,8^2 + 0,81^2}} = -0,65; \quad \frac{1}{x} \sum_{1, 3, 4} l = \frac{50 + 22 + 51}{2,4 \cdot 20} = \frac{6,16}{2,4} = 2,56;$$

$$\frac{S^2}{x} \sum_{2, 5} \frac{1}{l} = \frac{S^2}{x} \cdot \frac{1 \cdot 20}{(23 + 82)} = \frac{0,66 \cdot 20}{2,4 \cdot 105} = 0,0524;$$

подставляя эти значения в уравнение (7), найдем  $C_0$ :

$$C_0 = \frac{\Phi x_{min} \beta}{a} = \frac{5000 \cdot 2,4}{3,2} \cdot 3,26 = 12\,250,$$

\* Нужно отметить, что сумма будет распространена только на 1-ю, 3-ю и 4-ю оси в том случае, если зазор 5-й оси будет достаточно большой; в противном случае 5-я ось превратится в жесткую.

где:

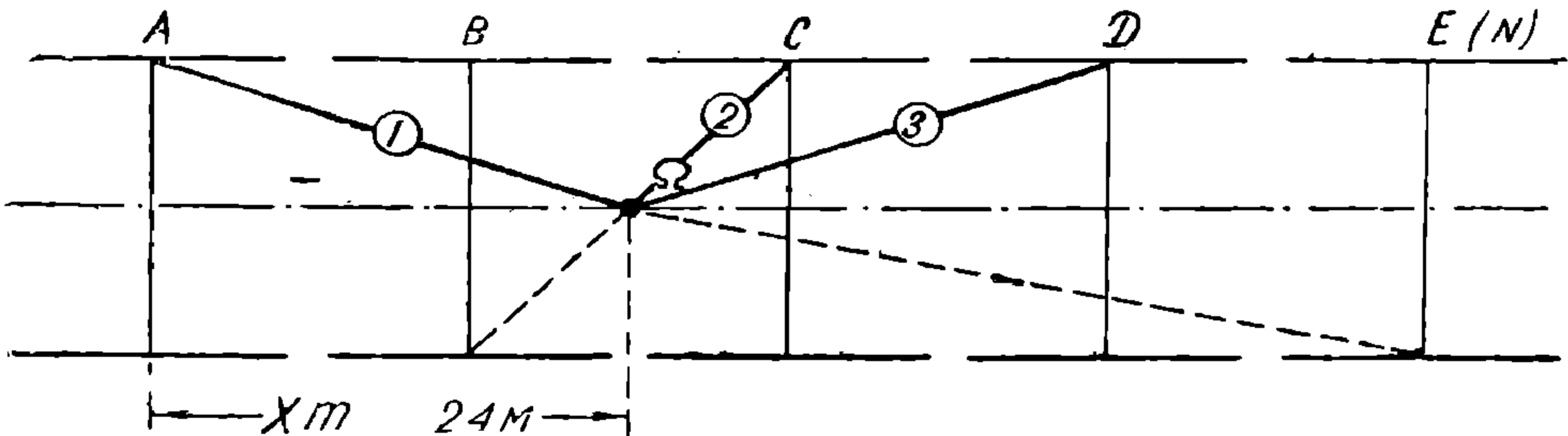
$$\beta = \sum_{1, 3, 4} \frac{l}{x} + \frac{S^2}{x} \sum_{2, 5} \frac{1}{l} - \sum_{1, 3, 4} \cos \alpha = 2,56 + 0,052 + 0,65 = 3,26,$$

откуда

$$v = \sqrt{\frac{C_0 R}{M}} = \sqrt{\frac{12\,250 \cdot 125 \cdot 9,81}{5 \cdot 20 \cdot 1\,000}} = 11,65 \text{ м/сек или } V = 42 \text{ км/час.}$$

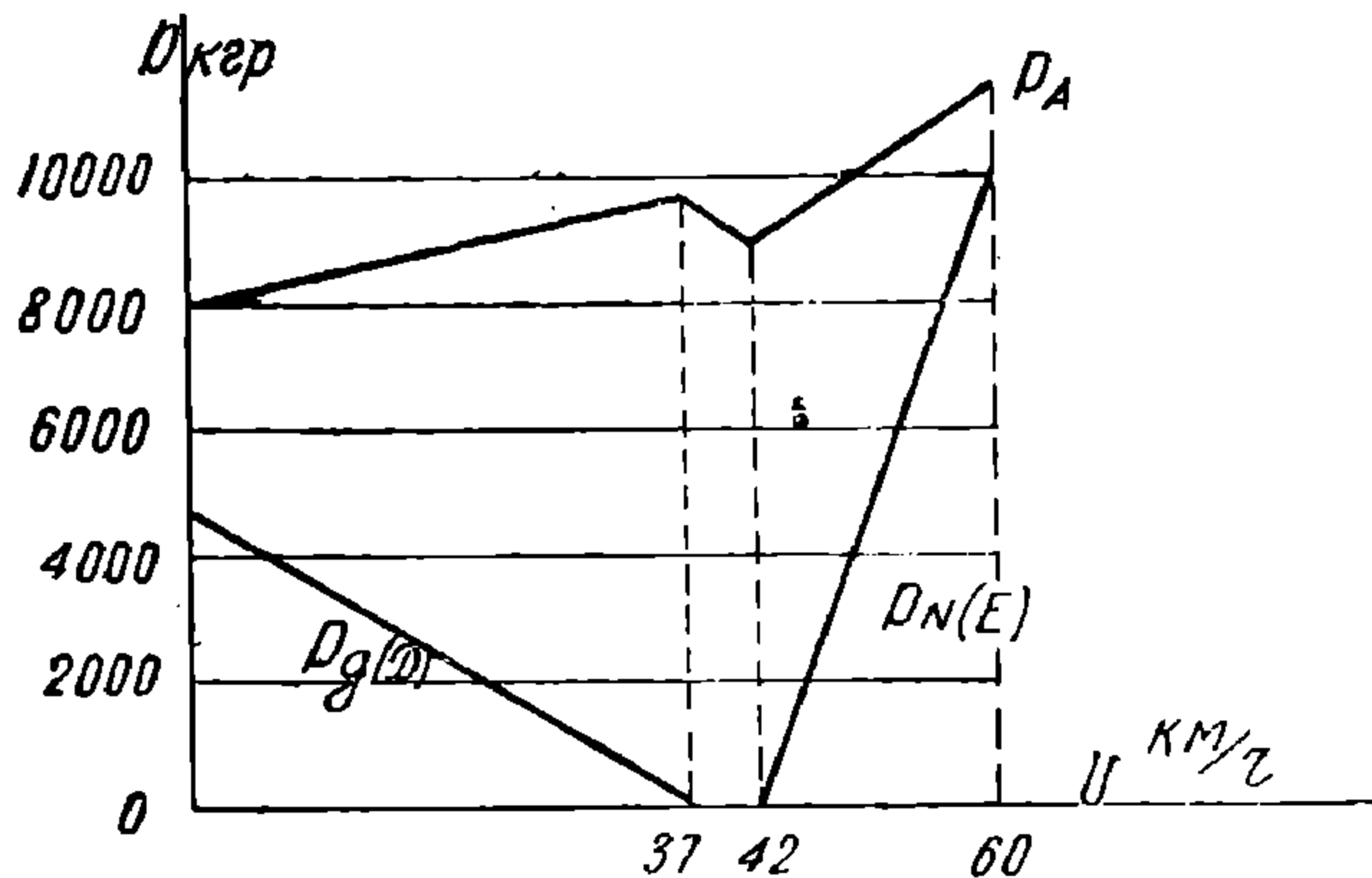
Усилие у первого ската:

$$P_A = C_0 + \sum_{1, 3, 4} \cos \alpha = 12\,250 - 0,65 \cdot 5\,000 = 9\,010 \text{ кг.}$$



Фиг. 78. План экипажа типа 0-5-0,  $x = 2,4$ .

Как видно из подсчетов, при увеличении скорости с 37 км/час до 42 км/час происходит перемещение задних осей экипажа от внут-



Фиг. 79. Диаграмма изменения давления нажатия колес в функции скорости экипажа 0-5-0.

реннего рельса к внешнему, причем давление у переднего ската изменяется следующим образом.

При увеличении скорости  $v$  от 0 до 37 км/час (т. е. когда задняя ось экипажа хочет отделиться) давление возрастает с 7900 кг до 9740; далее это давление уменьшается до 9010 кг при увеличении скорости до 42 км/час (при  $v = 40$  км/час  $P_A = 9085$  кг). При дальнейшем увеличении скорости, например до  $v = 60$  км/час, это усилие  $P_A$  будет равно  $P_A = 11\,500$  кг ( $P_{IV} = 10\,210$ ), что легко найдется из уравнения

$$P_A - C_0 + P_N + 0,65 \cdot 5\,000 = 0$$

НТБ  
ДНУЖТ

и

$$P_A \cdot 2,4 + 0,8 \cdot C_0 - P_N 1,6 - 6,16 \cdot 5\,000 - 0,125 \cdot 5\,000 = 0,$$

где

$$C_0 = 25\,000 \text{ кг.}$$

Решая эти два уравнения, получим  $P_A$  и  $P_N$  или  $P_{IV}$ . Что касается усилий у других скатов, то при изменении скорости от нуля до 37 км/час давление у 4-й оси на внутреннем рельсе уменьшается с 6775 кг до нуля и затем в пределах скорости от 37 до 42 км/час набегания 4-й оси ни на внешний, ни на внутренний рельсы нет; при скорости 42 км/час давление 4-й оси на внешнем рельсе равно нулю, но с повышением скорости до 60 км/час увеличивается до 10210 кг; сказанное хорошо поясняется графиком фиг. 79.

Как видно, наивыгоднейшая скорость прохождения данной кривой паровозом данного типа лежит в пределах от 37 до 42 км/час, а практически от 33 до 45 км/час.

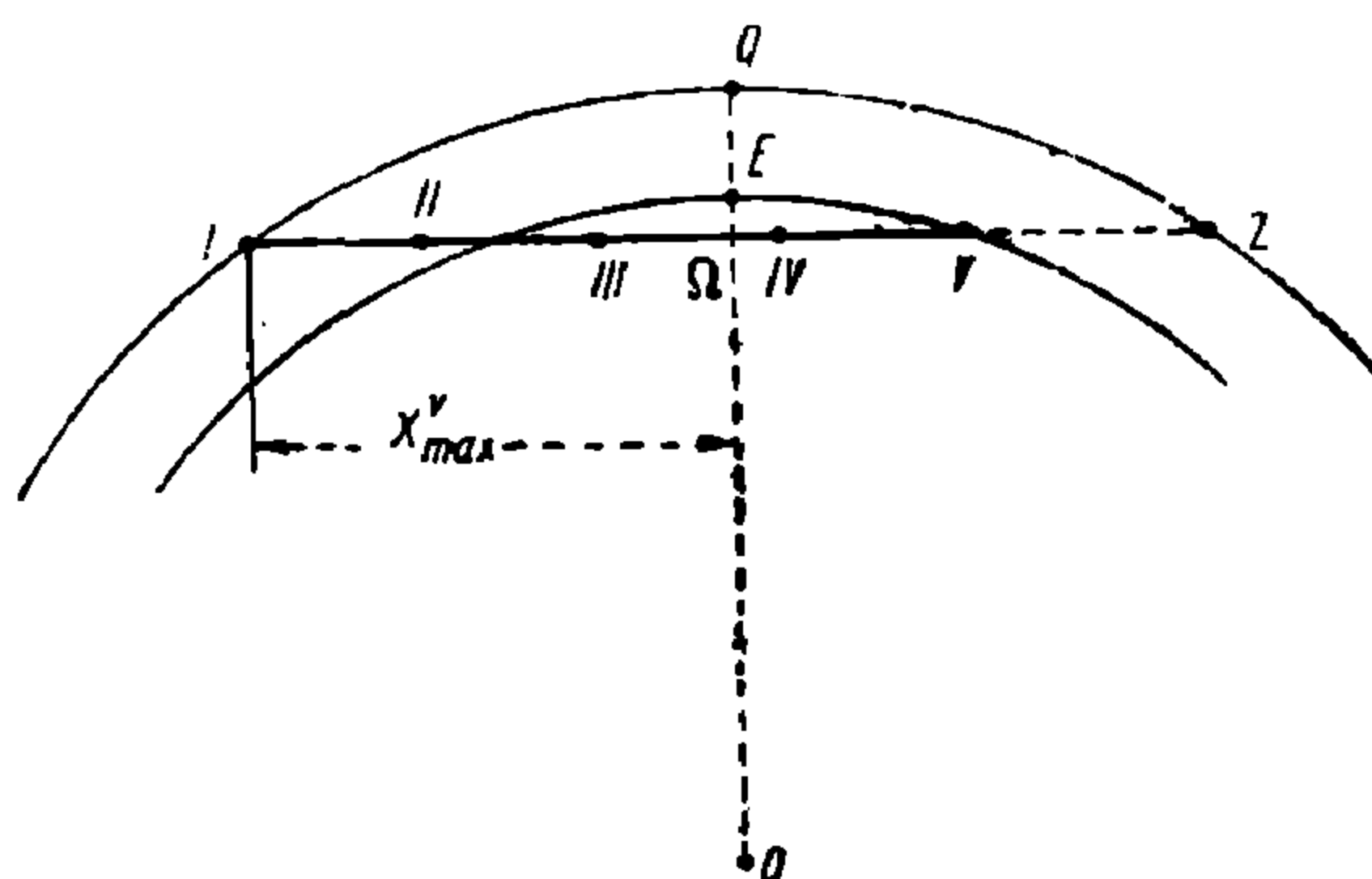
д) Устройство ходовых частей экипажа 0-5-0, дающих наименьшие горизонтальные усилия в кривой

**Задача 34.** Найти наилучшее устройство ходовых частей паровоза предыдущих задач с точки зрения получения наименьшей горизонтальной силы на направляющем скате (первом) при статическом вписывании.

**Решение.** Для выбора устройств, служащих для уменьшения усилий при прохождении кривых, нужно сравнить усилия, появляющиеся у направляющего ската при наличии в экипаже всех безребордных осей, кроме первой и последней (американский прием, применяемый на Пенсильванских дорогах), с усилиями, если в экипаже имеются поперечно-подвижные оси; для последнего случая нужно решить вопрос о правильной их установке. Короче говоря, этим самым решается вопрос о преимуществе одной оси перед другой (безребордной над осью с поперечным перемещением или наоборот), а также вопрос проектирования устройства ходовых частей данного экипажа.

Найдем сперва усилия на 1-й и задней осях, считая тот вариант, что все промежуточные оси безребордные (американский способ). Очевидно, что набегание возможно на внутренний рельс только 5-й осью, и, следовательно, полюсное расстояние (максимальное) будет (фиг. 80):

$$x_{max}^V = \frac{d_V}{2} + \frac{\sigma R}{d_V} = \frac{6,4}{2} + \frac{0,035 \cdot 125}{6,4} = 3,2 + 0,687 = 3,887 \approx 3,9.$$



Фиг. 80. Выяснение условий прохождения экипажем типа 0-5-0 данной кривой.



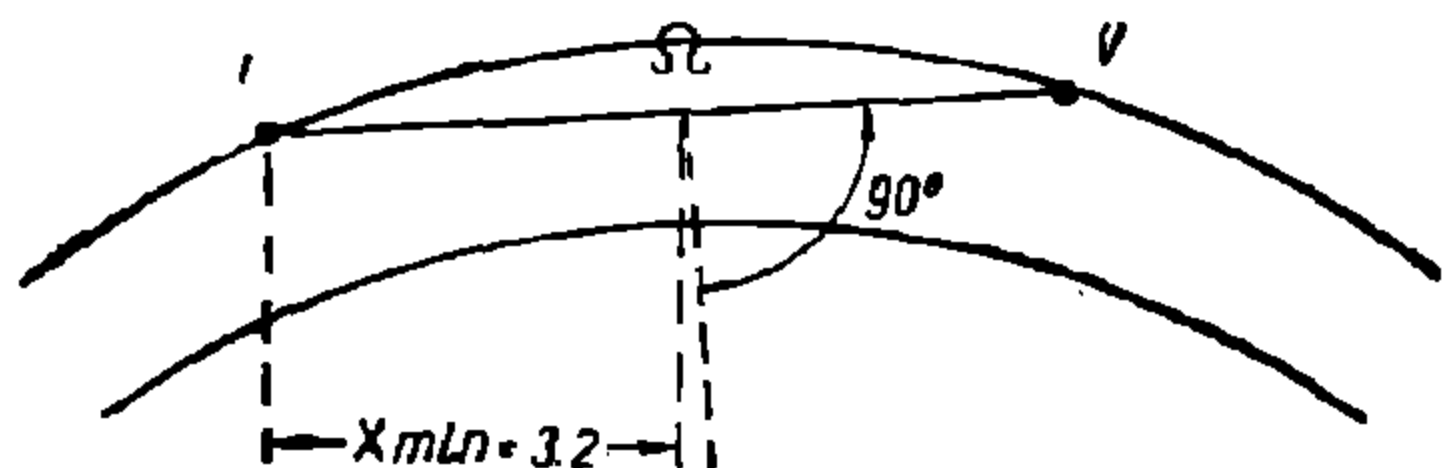
Полюсное расстояние при свободной установке равно  $x = 5,4$  (нахождение произведено аналогично предыдущему и здесь пропущено), как видно,  $x > x_{max}^V$ , следовательно, набегание будет.

Так как рассматриваемый случай касается статического вписывания ( $C_0 = 0$ ), то для определения  $P_I$  и  $P_V$  служат уравнения (11) и (12), в результате построения имеем:

$$P_I = 10\,500 \text{ кг}$$

и

$$P_V = 6\,100 \text{ кг.}$$



Фиг. 81. Определение минимального полюсного расстояния паровоза 0-5-0.

Однако нужно заметить, что срезка всех промежуточных гребней, позволяя пройти кривую, потребует уширения бандажей. Величину этого уширения легко найти либо графическим способом  $R_{0y}$ , либо аналитически (фиг. 80).

Длина отрезка  $(I Z) = 2X_{max}^V = 2 \cdot 3,9 = 7,8 \text{ м.}$

Величина стрелки  $Q\Omega$  определится из соотношения:

$$(X_{max}^V)^2 = (2R - Q\Omega) Q\Omega \cong 2R \cdot Q\Omega,$$

откуда

$$Q\Omega = \frac{(X_{max}^V)^2}{2R} = \frac{3,9^2}{2 \cdot 125} = 0,061 \text{ м или } 61 \text{ мм;}$$

величина  $QE = 35 \text{ мм}$ ; следовательно  $QR = Q\Omega - QE = 61 - 35 = 26 \text{ мм.}$

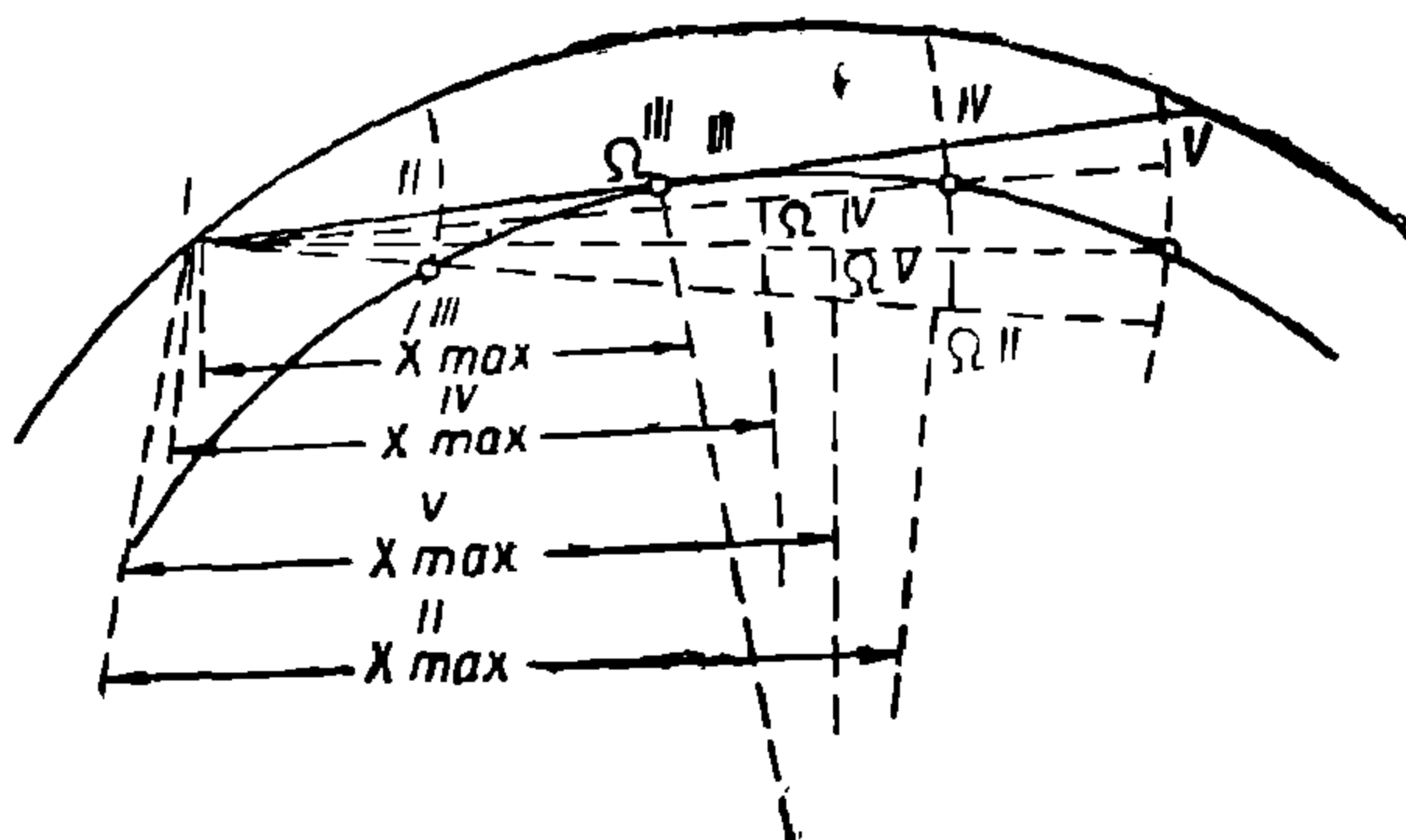
Так как в точке  $\Omega$  ската не имеется, а ближайшей к  $\Omega$  находится 3-я ось ( $I - III = 3,2 \text{ м} < 3,9 \text{ м}$ ), то уширение потребуется меньшее, которое легко найти.

Переходя ко второму варианту устройства ходовых частей, начнем с того, что определим следующие полюсные расстояния в предположении, что у нас налицо имеются все оси ребордные и они жестко закреплены в раме; дальнейшие расчеты покажут, что нужно изменить в этой конструкции.

1) Минимальное полюсное расстояние, соответствующее набеганию на внешний рельс 5-й осью (фиг. 81):

$$x_{min} = \frac{l_0}{2} = \frac{1,6 \cdot 4}{2} = 3,2 \text{ м.}$$

2) Максимальное полюсное расстояние, соответствующее набеганию на внутренний рельс (фиг. 82), будет при набегании:



Фиг. 82. Определение максимального полюсного расстояния паровоза 0-5-0.

а) второй осью:

$$x_{max}^{II} = \frac{d^{II}}{2} + \frac{\sigma R}{d_{II}} = \frac{1,6}{2} + \frac{0,035 \cdot 125}{1,6} = 3,53 \text{ м};$$

б) третьей осью:

$$x_{max}^{III} = \frac{d_{III}}{2} + \frac{\sigma \cdot R}{d_{III}} = \frac{3,2}{2} + \frac{0,035 \cdot 125}{2} = 2,97 \text{ м};$$

с) четвертой осью:

$$x_{max}^{IV} = \frac{4,8}{2} + \frac{0,035 \cdot 125}{2} = 3,35 \text{ м};$$

д) пятой осью:

$$x_{max}^V = 3,89 \text{ м}.$$

Полюсное же расстояние при свободной установке было найдено равным 5,4 м; следовательно, должно быть набегание, так как из сравнения полюсных расстояний между собой прежде всего выясняется, что возможность прохождения данным экипажем этой кривой будет при условии среза гребня у 3-й оси, так как  $X_{max}^{III} < X_{min}$ ; это же самое можно проверить и графическим путем по способу Роу; можно, конечно, дать и такое решение: гребня у 3-й оси не срезать, а срезать гребень у 5-й оси, тогда изменится минимальное полюсное расстояние:

$$x'_{min} = \frac{3 \cdot 1,6}{2} = 2,4 \text{ м}.$$

Однако нужно заметить, что здесь лучше устроить 5-ю ось с боковым перемещением и ребордой, так как при движении назад по кривой этот скат будет сам направляться в кривой.

Если сделать вычисление для того и другого варианта тем способом, которым было определено усилие в предыдущей задаче, то получим:

I	II	III
Первые четыре оси ребордные, 5-я—с боковым перемещением (набегание 3-й осью)	Первые четыре оси ребордные, 5-я—безребордная (набегание 3-й осью)	1-я, 2-я, 4-я, 5-я—ребордные, 3-я—безребордная
$x = 4,2 \text{ м}$ $x_{max}^{III} = 2,97 \text{ м}$ $P_I = 11\,500 \text{ кг}$ $P_{III} = 8\,150 \text{ »}$ $P_V = 4\,860 \text{ »}$ (набегание на внутренний рельс 5-й осью)	$x = 5,43 \text{ м}$ $x_{max}^{III} = 2,97 \text{ м}$ $P_I = 17\,300 \text{ кг}$ $P_{III} = 18\,800 \text{ »}$	$x = 5,4 \text{ м}$ $x_{IV} = 3,35 \text{ м}$ $P_I = 7\,900 \text{ кг}$ $P_{IV} = 6\,775 \text{ »}$

Из сравнения этих результатов видно, что наиболее выгодное устройство ходовых частей будет при наличии 3-й безребордной оси ( $P_I = 7900$  против  $P_I = 11500$  кг).

Однако здесь нужно отметить тот факт: из сравнения II и III случаев следует, что усилия на 1-м скате уменьшаются, если сделать набегание не 3-й, а 4-й осью. Следовательно, если для первого варианта сделать помимо 5-й оси с поперечным перемещением еще 3-ю ось безребордной, то результат получится, очевидно, лучше.

IV. 1-я, 2-я, 4-я оси—ребордные, 3-я—безребордная, 5-я—с боковым перемещением.

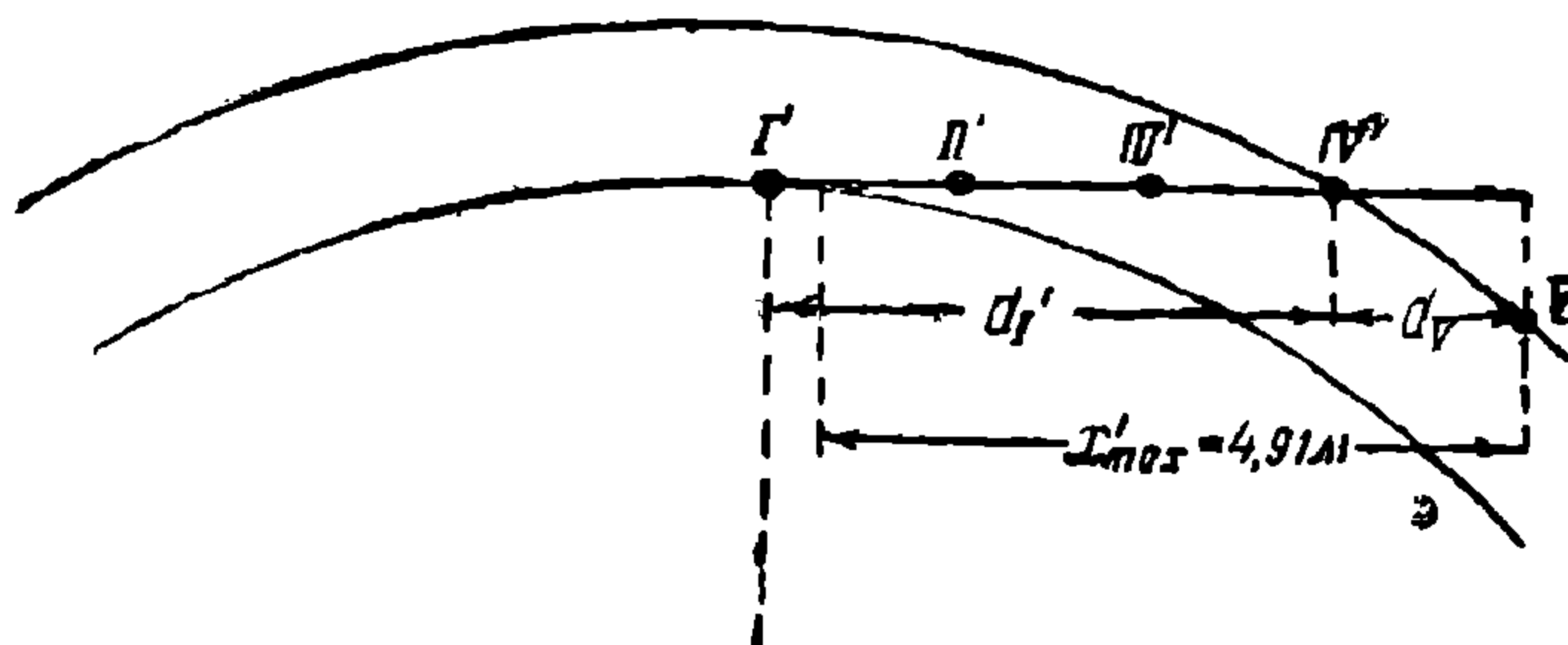
$$\begin{aligned}x_{IV} &= 3,25 \text{ м} \\ P_I &= 7650 \text{ кг} \\ P_{IV} &= 2450 \text{ кг} \\ P_V &= 4850 \text{ кг.}\end{aligned}$$

Это усилие можно еще уменьшить, если дать поперечное перемещение 2-й оси.

V. 1-я, 4-я оси—ребордные, 3—безребордная, 2-я и 5-я—с поперечным перемещением.

$$\begin{aligned}x_{IV} &= 3,35 \text{ м} \\ P_I &= 4250 \text{ кг} \\ P_{IV} &= 3,625 \text{ кг} \\ P_{II} &= 4600 \text{ кг} \\ P_V &= 4880 \text{ кг.}\end{aligned}$$

Таким образом наиболее выгодное решение вопроса об устройстве ходовых частей сводится к V варианту, имеющему преимущество



Фиг. 83. Определение полюсного расстояния паровоза 0-5-0 на задний ход.

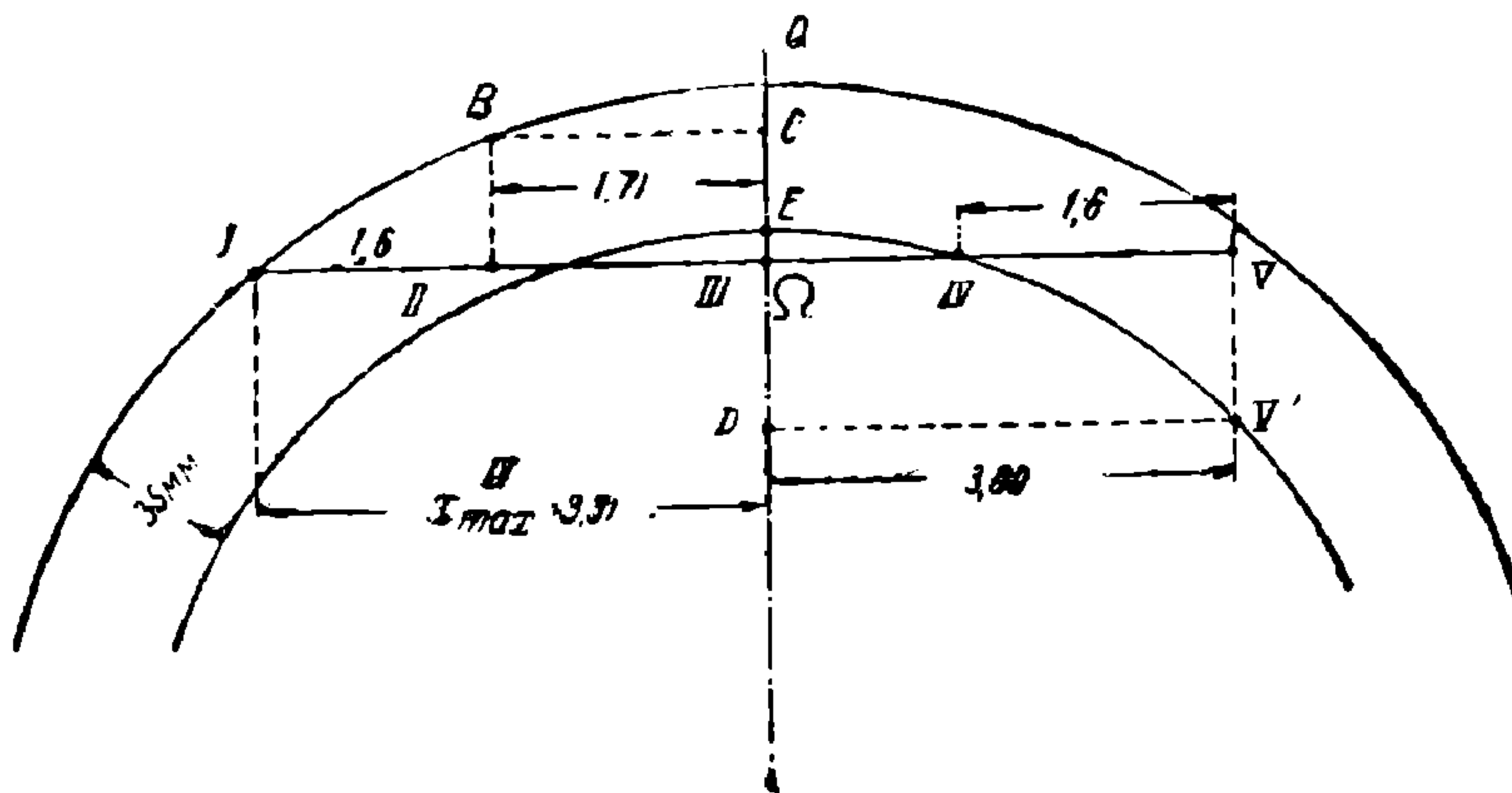
также перед американским способом. При движении на задний ход американский вариант остается без изменения. Вариант же со 2-й и 5-й поперечно-подвижными осями при 3-й безребордной дает следующее: направляющей осью будет 4-я (считая от головы паровоза, или 2-я от хвоста), набегание на внутренний рельс будет 1-й (5-й от хвоста) осью; так как полюсное расстояние (считая от хвоста) для свободной установки будет равно 6,4 м, а максимальное полюсное расстояние  $x'_{max}$  при набегании на внутренний рельс 1-й осью равно (фиг. 83):

$$x'_{max} = d_1 + \frac{3 \cdot 1,6}{2} + \frac{\sigma R}{d_V} = 1,6 + 2,4 + \frac{0,038 \cdot 125}{4,8} = 4,91 \text{ м,}$$

получающееся при этом  $P'_{IV}$  (у направляющей оси) несколько меньше, чем по американскому варианту. Следовательно, поперечно-подвижные оси имеют преимущество перед безребордными.

е) Определение зазоров у экипажа 0—5—0, достаточных для прохождения кривой  $R=125$  м

**Задача 35.** Можно ли считать, что для экипажа типа 0-5-0 с расстоянием между осями по 1,6 м, имеющего 2-ю и 5-ю оси с поперечным перемещением по 25 мм на сторону и среднюю (3-ю) ось



Фиг. 84. Определение разбега для паровоза 0-5-0 при подвижной 5-й оси и статической установке.

безребордной, хватит этих разбегов при прохождении кривой  $R = 125$  м и уширении с зазором в 35 мм при статическом вписывании.

**Решение.** При статическом вписывании данный экипаж будет набегать на внутренний рельс 4-й осью (3-я—безребордная), и полюсное расстояние для этого положения будет (фиг. 84):

$$x_{max}^{IV} = \frac{d_{IV}}{2} + \frac{\sigma R}{d_{IV}} = \frac{3 \cdot 1,6}{2} + \frac{0,035 \cdot 125}{4,8} = 3,31 \text{ м.}$$

Отрезок  $\Omega Q$  найдется из соотношения:

$$(1 - \Omega)^2 = (2R - \Omega Q) \Omega Q \cong 2R \Omega Q,$$

откуда

$$\Omega Q = \frac{(1 - \Omega)^2}{2R} = \frac{3,31^2}{250} = 0,0438 \text{ м, или } 43,8 \text{ мм.}$$

Отрезок

$$QC = \frac{1,71^2}{250} = 0,0117 \text{ м, или } 11,7 \text{ мм;}$$

следовательно, перемещение 2-й оси  $B-II$  равно:

$$B - II = Q\Omega - QC = 43,8 - 11,7 = 32,1 \text{ мм.}$$

Для пятой оси находим:

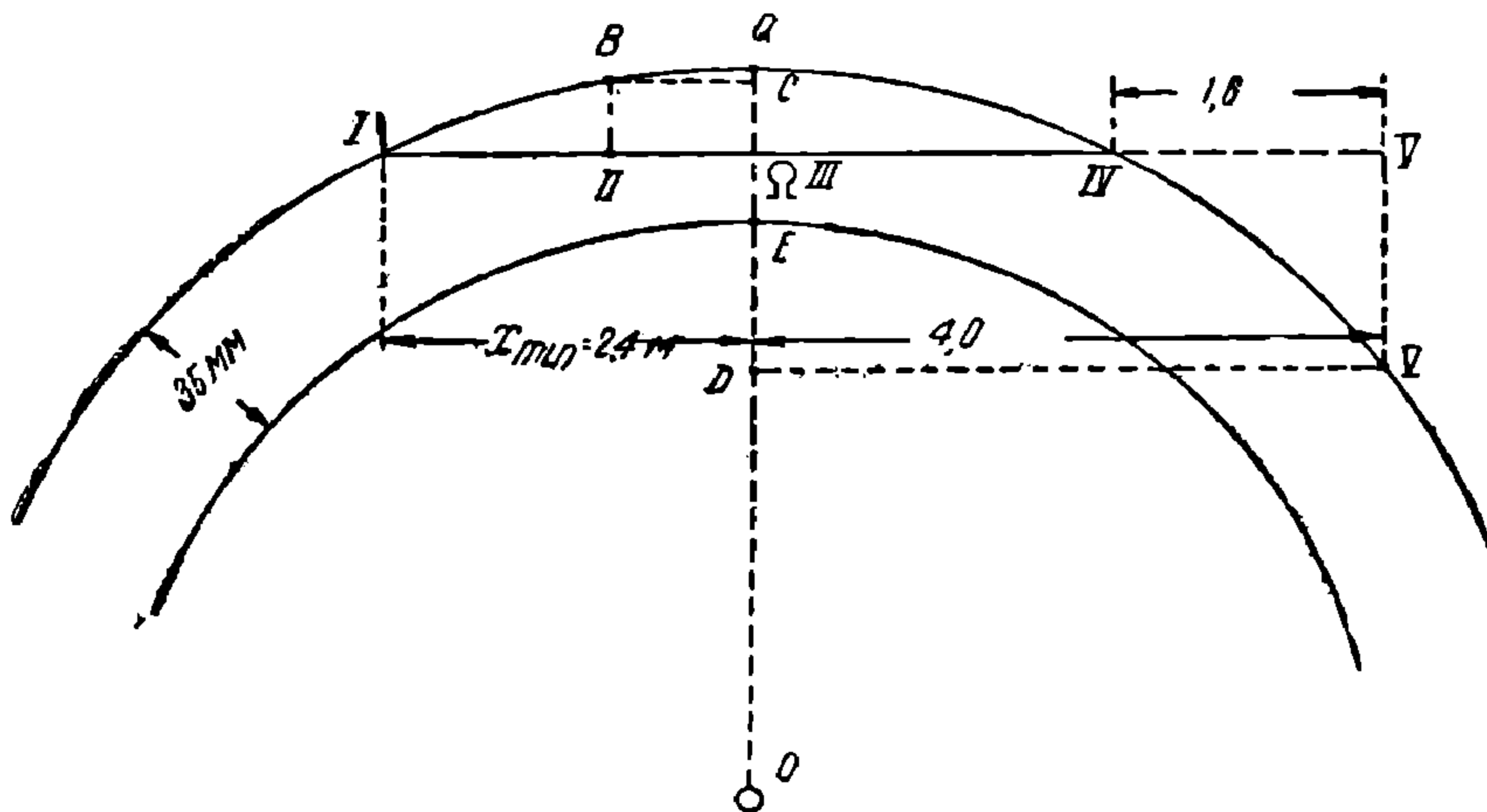
$$V - V' = ED - EQ;$$

$$ED = \frac{3,9^2}{250} = 0,0381 \text{ м или } 38,1 \text{ мм};$$

$$EQ = Q\Omega = QC = 43,8 - 35 = 8,8 \text{ мм}$$

и

$$V - V' = 38,1 - 8,8 = 29,3 \text{ мм},$$



Фиг. 85. Определение зазора у задней оси паровоза при динамической установке.

т. е. для обеих осей, 2-й и 5-й, перемещения по 25 мм недостаточны.

**Задача 36.** Для паровоза предыдущей задачи решить вопрос о разбегах при динамической установке.

**Решение.** Для 2-й оси имеем (фиг. 85)

$$B-II = Q\Omega - QC;$$

$$Q\Omega = \frac{I\Omega^2}{2R} = \frac{2,4^2}{250} = 0,0231 \text{ м, или } 23,1 \text{ мм};$$

$$QC = \frac{BQ^2}{2R} = \frac{0,8^2}{2R} = 0,00256 \text{ м, или } 2,56 \text{ мм}$$

и

$$B-II = 23,1 - 2,56 = 20,54 \text{ мм.}$$

Для 5-й оси имеем:

$$V - V' = D\Omega_2 = DE + EQ;$$

$$DE = \frac{DV^2}{2R} = \frac{4^2}{250} = 0,064 \text{ м, или } 64 \text{ мм};$$

$$EQ = QE - Q\Omega = 35 - 23,1 = 11,9$$

и

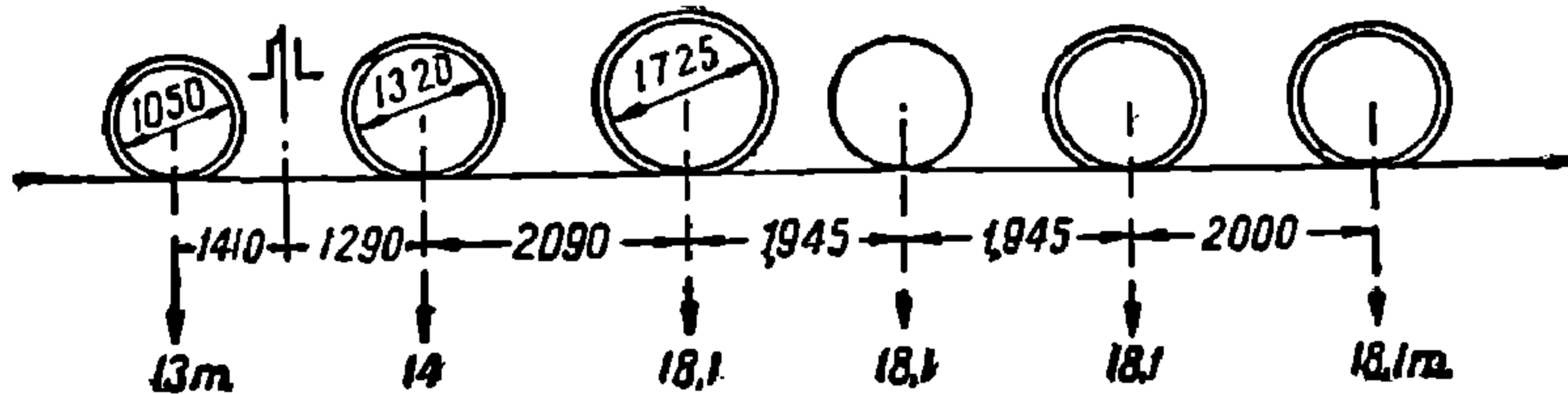
$$V - V' = 64 - 11,9 = 52,1 \text{ мм.}$$

Следовательно, для динамической установки разбега в 25 мм у 2-й оси достаточно и у 5-й — недостаточно.

**Задача 37а.** Как считать недостаточный разбег при определении горизонтальных усилий при прохождении экипажем кривой и в чем все же его польза?

### Паровоз типа 2-4-0

**Задача 37б.** Определить горизонтальные усилия при прохождении кривой  $R = 160$  м при уширении и зазоре в 38 мм экипажем типа 2-4-0 со скоростью 5 км/час (статическое вписывание). Размеры ходовых частей указаны на фиг. 86. Перемещение передней



Фиг. 86. Схема паровоза 2-4-0.

тележки ограниченное и равно 70 мм, а отклонение задней сцепной оси 50 мм, 2-я ось безребордная. Начальная возвращающая сила тележки  $S_0 = 1500$  кг, а дальнейшее изменение может быть выражено законом:

$$S_n = S_0 + 21,5y_n \text{ кг,}$$

где  $y_n$  — отклонение тележки от среднего положения в мм.

Начальная возвращающая сила задней сцепной, выполненной в виде подвесок (фиг. 87, 88 и 92) 1360 кг, а дальнейшее изменение в зависимости от перемещения  $y_4$  выражается формулой:

$$T_n = T_0 + 46,5 y_4 = 1360 + 46,5y_4.$$

**Решение.** При движении по кривым возникают усилия (фиг. 89): на первом бегунке тележки  $P_A$ , в шкворне  $S_x$ , первой сцепной оси  $P_1$  и задней сцепной оси  $T$ ; кроме того, возможно набегание 3-й сцепной оси  $E$  на внутренний рельс, не считая сил трения  $\Phi = \mu Q$ . Уравнения, служащие для определения искомых усилий, могут быть написаны в следующем виде.

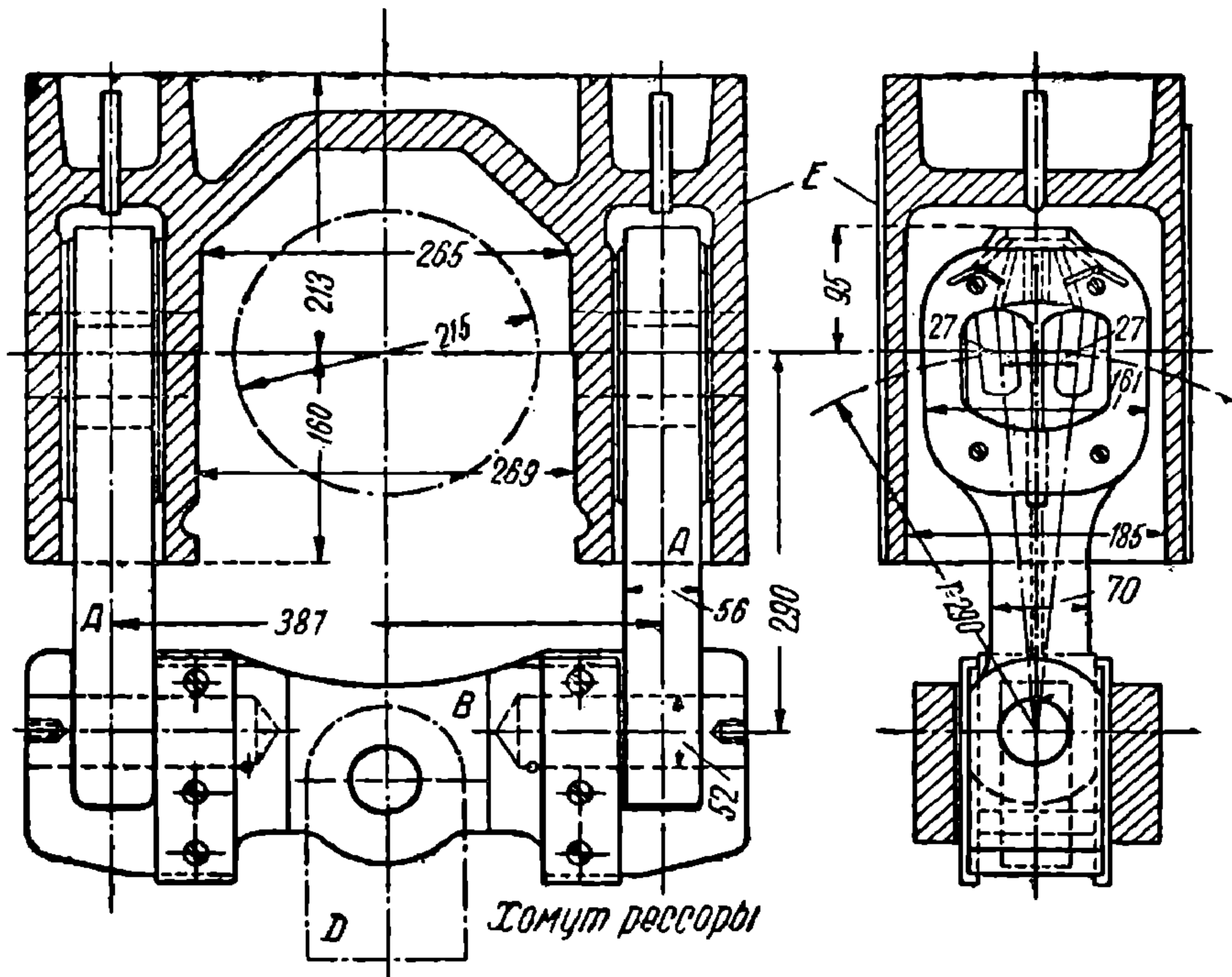
1) Отдельно для передней тележки, как для самостоятельного экипажа.

а) Сумма проекций всех сил на ось  $YU$ :

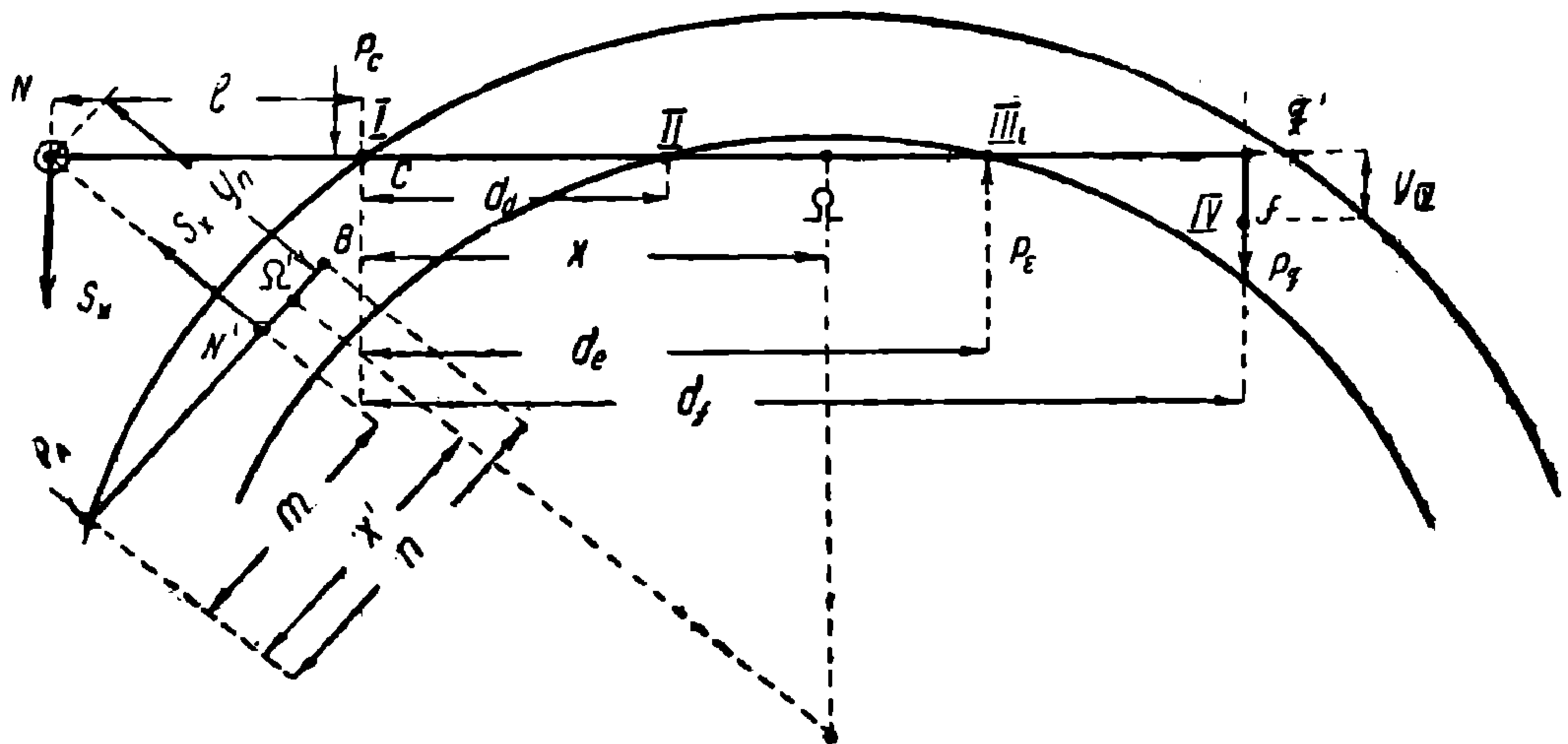
$$P_A - S_x = \sum_{j=1,2} \Phi \cos \alpha.$$

б) Сумма моментов действующих сил относительно полюса вращения  $\Omega$ :

$$P_A x' - S_x (x' - m) = \sum_{j=1,2} \Phi l_1.$$



Фиг. 87 и 88. Конструкция подвески в сцепной оси паровоза 2-4-0.



Фиг. 89. Схема действующих сил при движении паровоза 2-4-0.

Входящая сюда сила  $S_x$  (возвращающая) связана с перемещением тележки  $y_n$  следующим уравнением:

$$S_x = S_0 + 21,5y_n.$$

2) Для главного экипажа (предполагая, что набегания 3-й осью на внутренний рельс нет, следовательно, и сила  $P_E = 0$ ), считая свободную установку экипажа в кривой, будем иметь:

$$a) S_x + P_o + T_x = \sum_{1,2,3} \Phi \cos \alpha \text{ (проекция сил);}$$

$$b) S_x(l_o + x) + P_o x + T_x(x - d_c) = \sum_{1,2,3} \Phi l + \Phi \sum_{4} \frac{S^2}{l} \text{ (сумма моментов);}$$

$$c) T_x = 1360 + 46,5u_{IV} \text{ (возвращающая сила 4-й сцепной оси),}$$

где:

$\sum_{1,2,3}$  — распространяется только на жестко закрепленные оси;

$2S$  — расстояние между кругами катания;

$\sum_{4}$  — сумма расстояний подвижных осей.

$l_o$  — расстояние шкворня до первой сцепной оси (на фиг. 87 и 88 расстояние шкворня обозначено через  $l$  — вместо  $l_o$ ).

Решение этих уравнений начинают с того, что определяют, будет ли набегание 1-й сцепной оси  $C$  на внешний рельс или нет, а также выясняют, в каких пределах вообще могут изменяться полюсные расстояния: главного экипажа  $x$  и передней тележки  $x$ . Как известно, предельным положением главного экипажа будут:

1) динамическое с полюсным расстоянием (фиг. 90):

$$x_{min} = \frac{I-III}{2} = \frac{CE}{2} = \\ = \frac{2 \cdot 1,945}{2} = 1,945 \text{ м;}$$

2) статическое (с максимальным полюсным расстоянием) при набегании 3-й осью на внутренний рельс (фиг. 91):

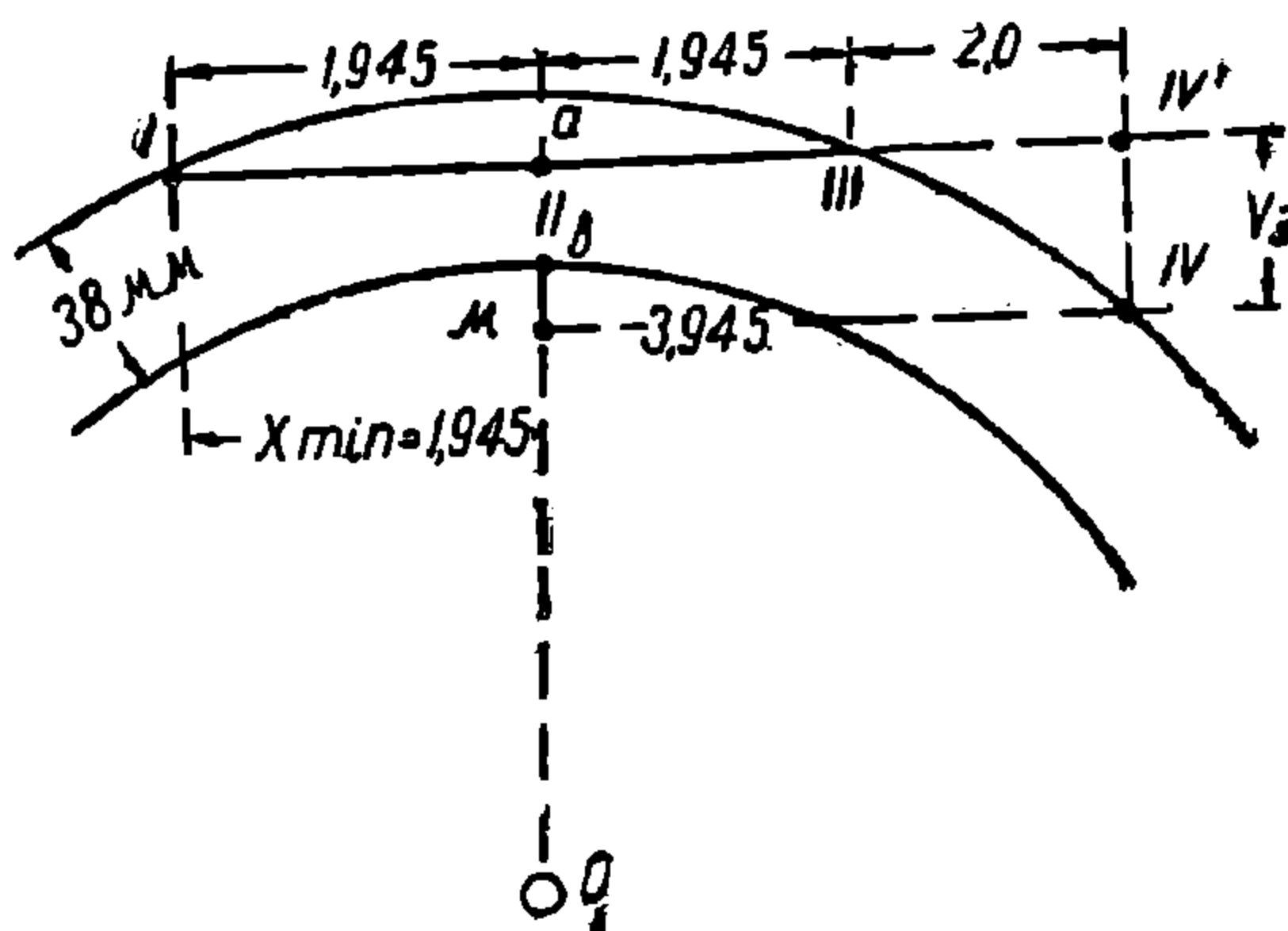
$$x_{max} = \frac{d_{III}}{2} + \frac{\sigma R}{d_{III}} = \frac{2 \cdot 1,945}{2} + \frac{0,038 \cdot 160}{2 \cdot 1,945} = 1,945 + 1,560 = 3,505 \text{ м.}$$

Таким образом полюсное расстояние главного экипажа может изменяться в пределах от 1,945 до 3,505 м (это будет справедливо в предположении, что ограничения в перемещении передней тележки пока нет).

Полюсное расстояние передней тележки колеблется в пределах, начиная от полюсного расстояния: 1) при статической установке, за которую можно считать то положение, когда 2-я ось тележки встанет радиально, и определяемое формулой

$$x'_{max} = \frac{AA'}{2} = \frac{2 \cdot 2,70}{2} = 2,7 \text{ м,}$$

где  $AB = 2,70$  — база тележки;

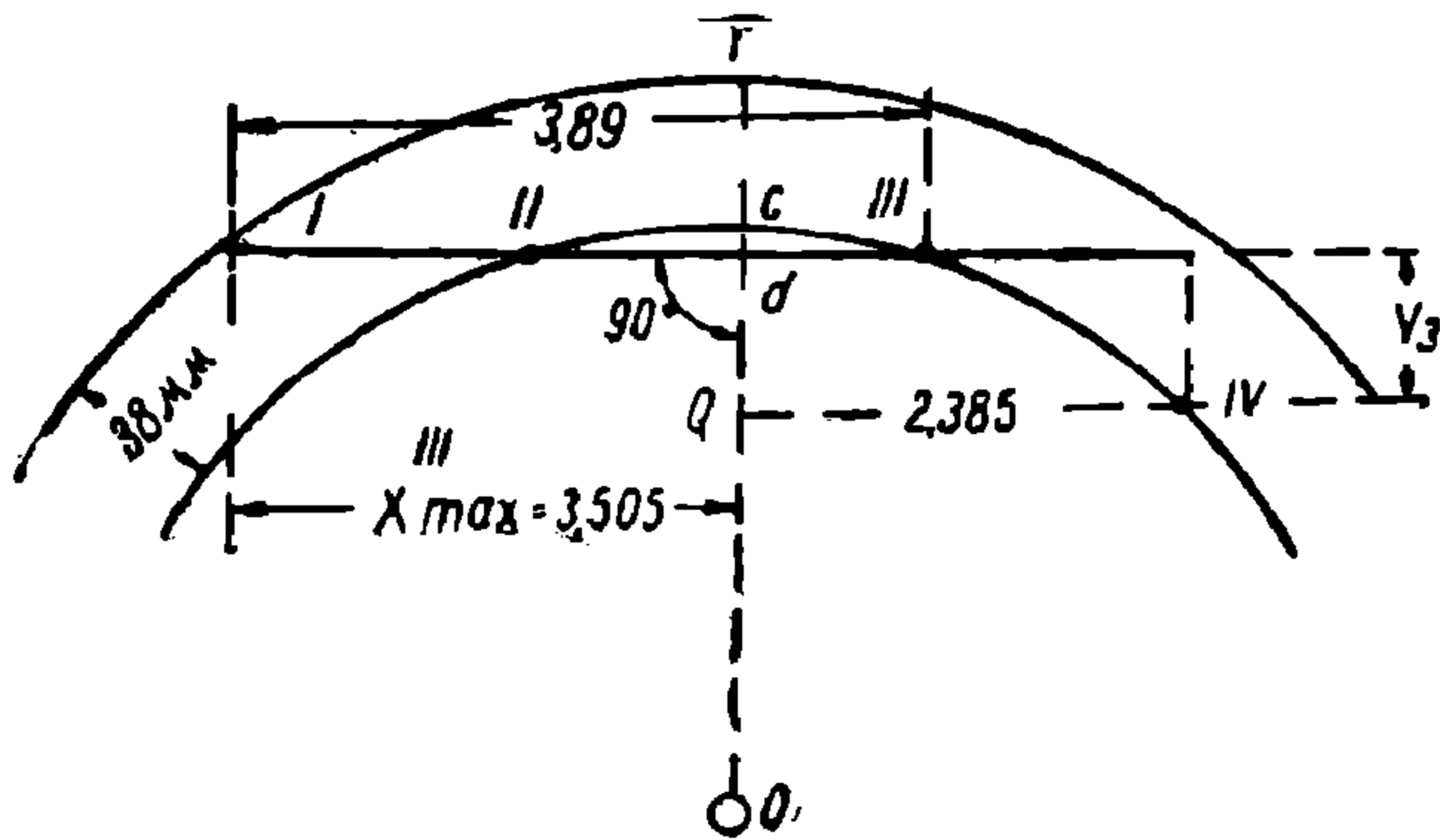


Фиг. 90. Определение минимального полюсного расстояния паровоза 2-4-0.



2) до полюсного расстояния, соответствующего динамической установке и равного:

$$x'_{\min} = \frac{AB}{2} = \frac{2,7}{2} = 1,35 \text{ м.}$$



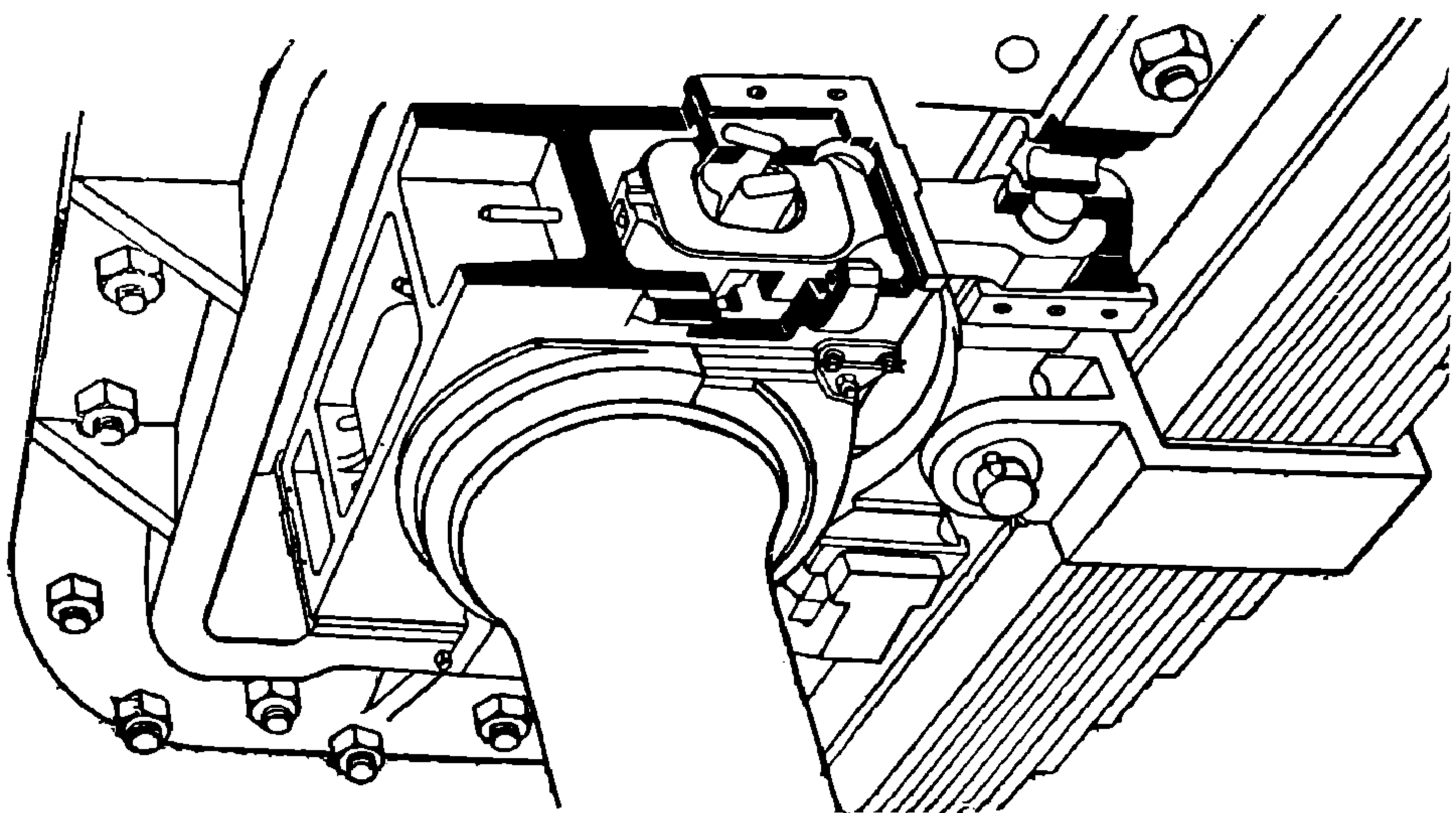
Что касается ограничения в перемещении передней тележки, то минимальное отклонение тележки будет при динамической установке экипажа и будет равно разности радиусов  $R_n = ON$  и  $R_r = ON'$  (фиг. 93), т. е.

$$y_n = ON - ON',$$

Фиг. 91. Определение максимального полюсного расстояния паровоза 2-4-0.

$$ON = \sqrt{N\Omega^2 + O\Omega^2};$$

$$O\Omega^2 = OC^2 - C\Omega^2 = R^2 - x^2$$



Фиг. 92. Устройство сцепной оси с возвращающим устройством

и

$$N\Omega^2 = (x + l_a)^2;$$

следовательно:

$$\begin{aligned} ON &= \sqrt{(x + l_a)^2 + R^2 - x^2} = \sqrt{R^2 + 2bx + l_a^2} = \\ &= \sqrt{160^2 + 2 \cdot 3,38 \cdot 1,945 + 3,38^2} = 160,0768; \end{aligned}$$

$$ON' = \sqrt{N'\Omega'^2 + O\Omega'^2};$$

но

$$Q'N' = AN' - AQ' = 1,41 - 1,35 = 0,06 \text{ м};$$

и

$$OQ'^2 = R^2 - x'^2 = 160^2 - 1,35^2$$

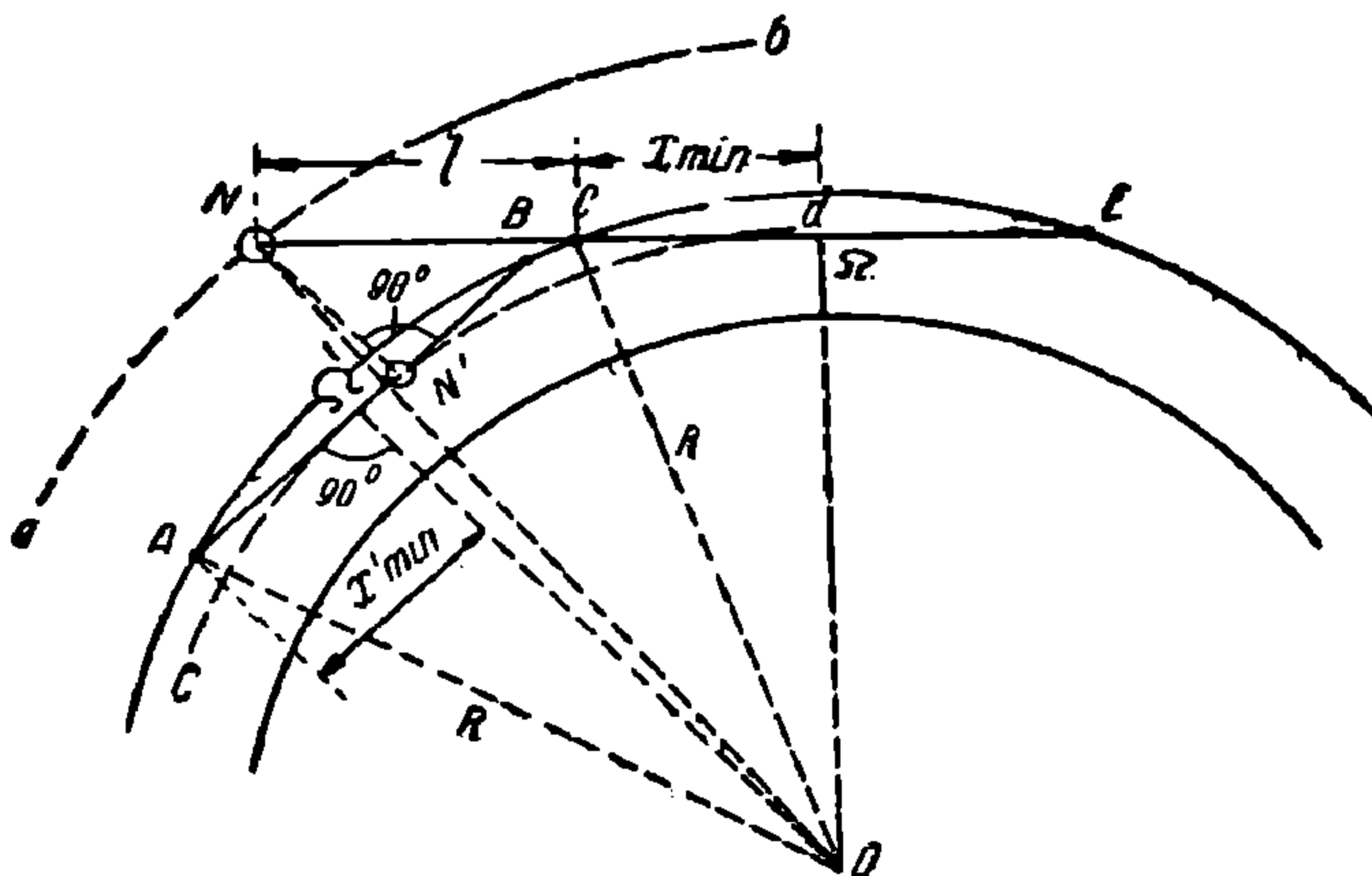
$$ON' = \sqrt{0,06^2 + 160^2 - 1,35^2} \cong 160 \text{ м}.$$

Таким образом минимальное отклонение тележки равно:

$$y_n = 160,0768 - 160 = 0,0768 \text{ м, или } \sim 77 \text{ мм}.$$

Это перемещение больше заданного 70 мм, и, следовательно, всегда налицо будет ограничение. Как результат этого ограничения будет тот факт, что набегания 1-й сцепной осью на внешний рельс ни при каких скоростях не будет, т. е.  $P_c = 0$ , но, с другой стороны, очевидно в шкворне  $N$  при движении по кривой может возникнуть усилие гораздо большее, чем это выходит по формуле

$$S_x = S_0 + 21,5y_{ni}$$



Фиг. 93. Определение минимального отклонения тележки паровоза 2-4-0.

и следовательно, этот закон изменения силы  $S_x$  будет неприменим. Что же касается перемещения задней оси, заданного в 50 мм, то проверяем достаточность этого перемещения при динамической и статической установках.

Отклонение при динамической установке найдется из следующих соображений (фиг. 89):

$$(M - II) = Y_3 = (IV' - IV) = aM - aII;$$

$$aM = \frac{3,945^2}{2,160} = 0,0485 \text{ м, или } 48,5 \text{ мм};$$

$$aII = \frac{1,945^2}{2 \cdot 160} = 0,0118 \text{ м, или } 11,8 \text{ мм};$$

следовательно,

$$y_3 = 48,5 - 11,8 = 36,7 \text{ мм} < 50 \text{ мм},$$

и, следовательно, при динамической установке разбег не будет использован полностью.

При статической установке (фиг. 90) этот разбег будет равен:

$$y_3 = Qc - cd;$$

$$Qc = \frac{2,385^2}{2 \cdot 160} = 0,018 \text{ м, или } 18 \text{ мм};$$

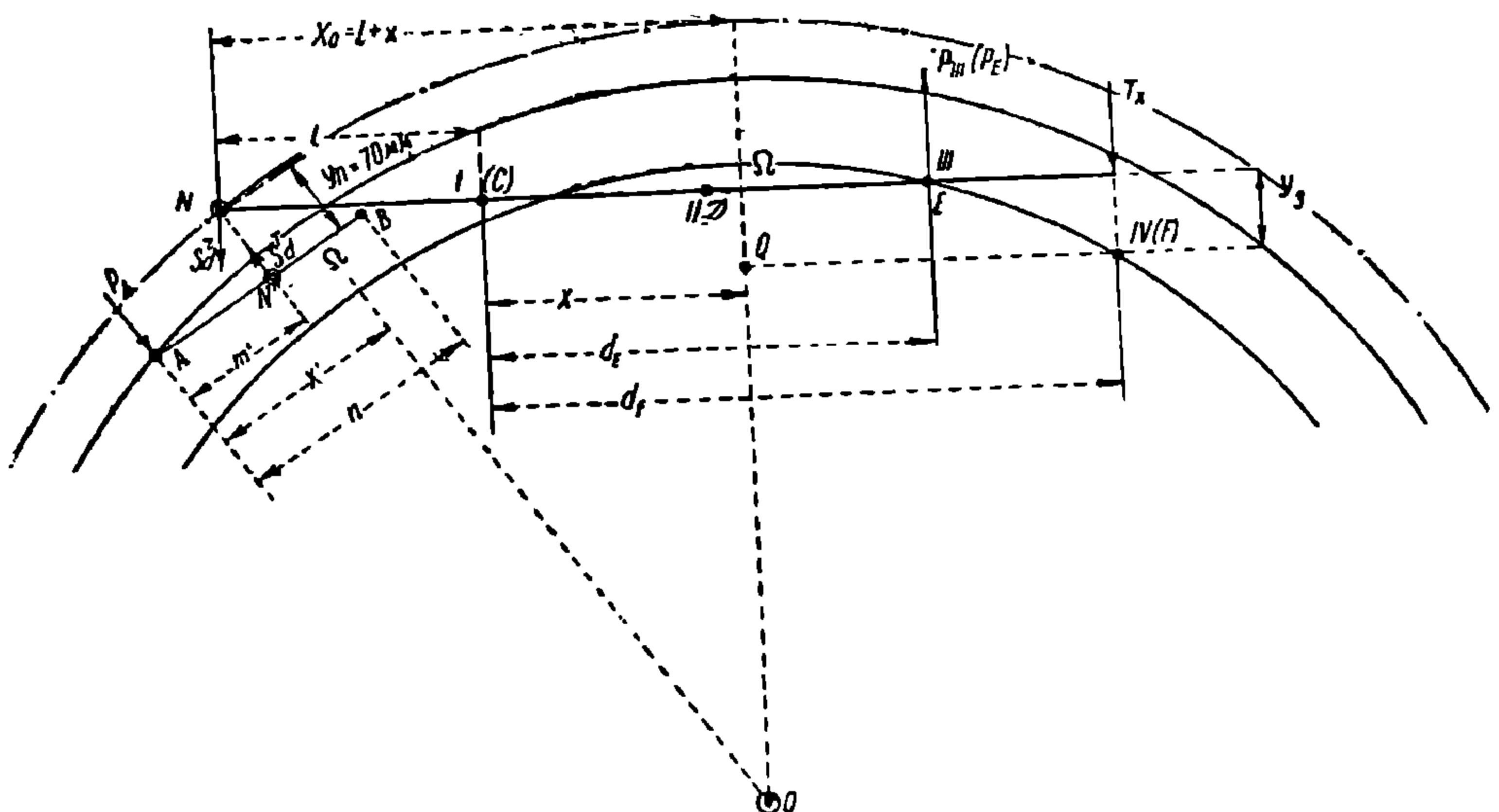
$$cd = fd - fc;$$

$$fd = \frac{3,505^2}{2 \cdot 160} = 0,0385 \text{ м, или } 38,5 \text{ мм}.$$

$$fc = 38 \text{ мм};$$

$$y_3 = Qc - fd + fc = 18 - 38,5 + 38 = 17,5 \text{ мм} < 50 \text{ мм},$$

т. е. тоже не использован.



Фиг. 94. Схема сил, действующих на паровоз 2-4-0 при набегании на внутренний рельс.

Эти разбеги можно было найти также графическим способом Роу'я. Таким образом, зная, что передняя тележка не даст возможности упереться во внешний рельсе первому сцепному колесу, и, кроме того, будет набегание 3-й сцепной оси на внутренний рельс, а следовательно, появится новая сила  $P_{III}$ ; уравнения для данного случая будут иметь вид (фиг. 94):

НТЭ  
ДНУЖТ

для главного экипажа

$$1) \quad S_d + T_x - P_{III} = \sum_{R}^{1, 2, 3} \Phi \cos \alpha \quad (a)$$

и

$$2) \quad S_d(l_e + x) - P_{III}(x - d_{III}) + T_x(x - d_f) = \sum_{f}^{1, 2, 3} \Phi l + \sum_{\cdot}^4 \Phi \frac{S^2}{l}; \quad (b)$$

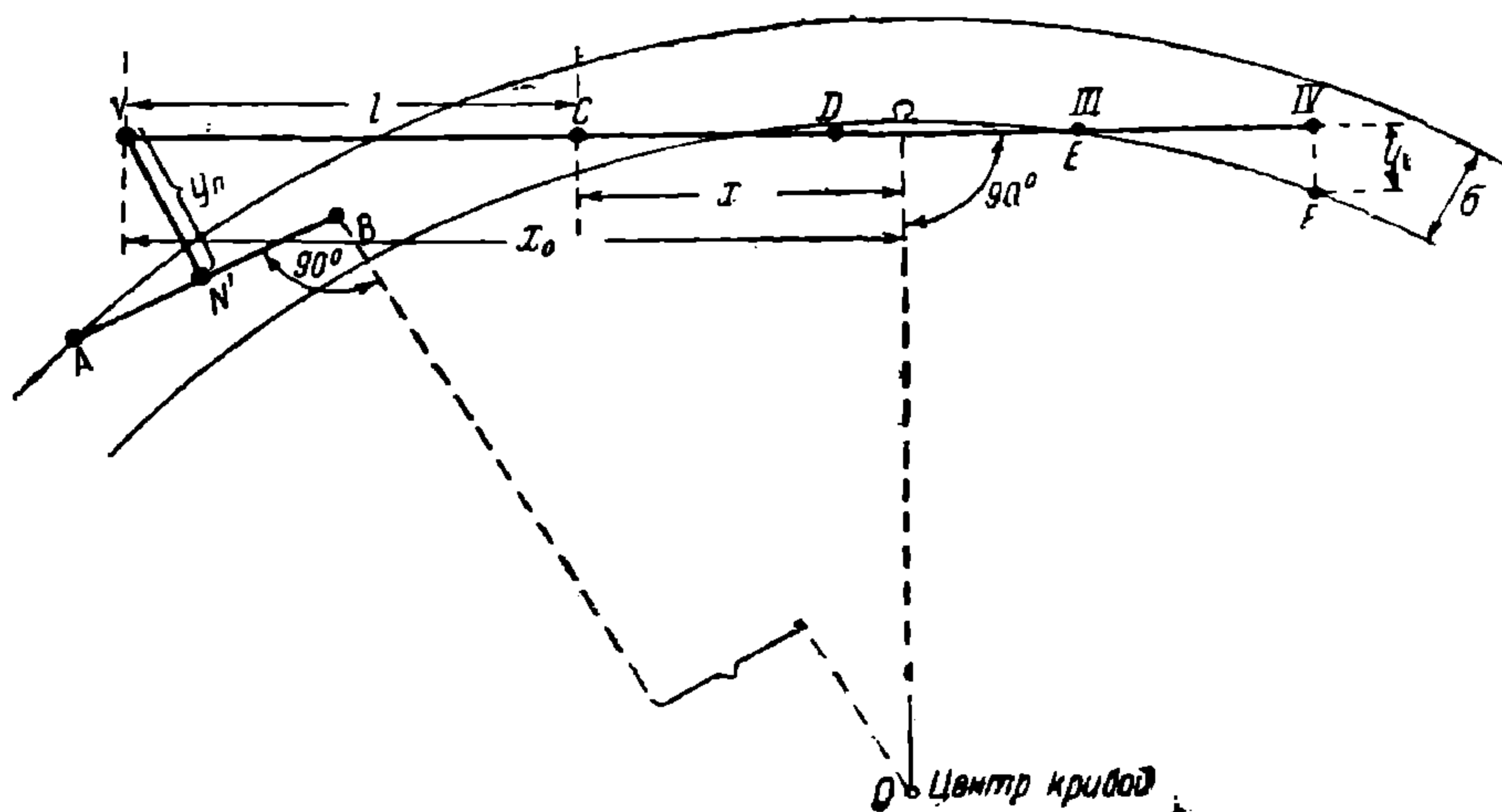
$$T_x = 1360 + 46,5y_3; \quad (c)$$

для тележки имеем:

$$R_A - S_d = \sum \Phi_2 \cos \alpha; \quad (d)$$

$$P_{Ax'} - S_d(x' - m) = \sum \Phi_2 l. \quad (e)$$

Таким образом здесь неизвестными являются  $S_d$ ,  $T_x$ ,  $P_{III}$ ,  $R_A$ ,  $x'$ ,  $y_3$ , т. е. 6 неизвестных при 5 уравнениях. Однако нужно заметить,



Фиг. 95. Определение положения главного экипажа типа 2-4-0 в зависимости от положения тележки.

что перемещение задней сцепной оси  $y_3$  связано с полюсным расстоянием  $x'$  (см. ниже фиг. 102). Имея, таким образом, 6 неизвестных и 6 уравнений, начинаем их решать, задаваясь величиной  $x'$ , так как с ней связаны величины  $x$  и  $y_3$ . Для простоты решения задаемся  $x' = 2,7$  м, т. е. таким полюсным расстоянием, которое было ранее характеризовано радиальной установкой передней тележки (см. выше  $x' = x'_{max}$ ); все решения производим графически. Для этого строим по способу Роу вписывание в кривую  $R = 160$  м (фиг. 95), причем тележка занимает положение, при котором задняя ось становится радиально, откладывая отрезок  $NN' = 70$  мм в масштабе  $1/2$ .

(Здесь взято  $n = 20$  см и  $m = \frac{1}{2}$ , кроме того уменьшено клише).

Делая засечку  $N'$  из точки  $N$  радиусом  $NE$ , равным расстоянию от шкворня до 3-й сцепной оси, и опуская из центра  $O$  кривой перпендикуляр на  $NE$ , находим в масштабе  $\frac{1}{40}$  полюсное расстояние:

$$x_0 = N\Omega = x + l_a = 146 \cdot 40 = 5,85 \text{ м},$$

или

$$x = x_0 - l_a = 5,85 - 3,38 = 2,47 \text{ м};$$

тут же находим и перемещение 4-й сцепной оси (задней):

$$y_3 = 18 \cdot 2 = 36 \text{ мм}.$$

Далее определяем  $P_A$  из уравнения (d) и вставляем это значение в уравнение (e):

$$P_A = S_d + \sum \Phi_2 \cos \alpha$$

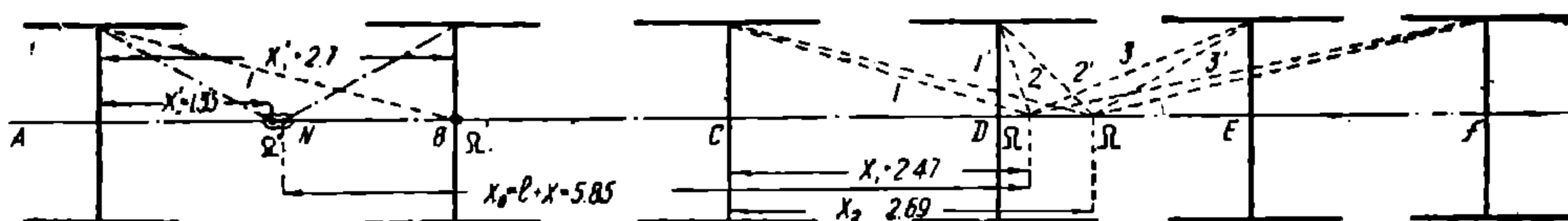
и

$$(S_d + \sum \Phi_2 \cos \alpha) x' - S_d (x' - m') = \sum \Phi_2 l$$

или

$$S_d x' + \sum \Phi_2 \cos \alpha x' - S_d x' + S_d m' = \sum \Phi_2 l;$$

$$S_d = \frac{\sum \Phi l}{m'} - \sum \Phi_2 \frac{\cos \alpha x'}{m'} = \frac{1}{m'} (\sum \Phi_2 l - x' \sum \Phi_2 \cos \alpha);$$



Фиг. 96. Определение суммы длин лучей трения.

подставляя значение

$$\Phi_A = \frac{13000}{4} = 3250; \quad \Phi_B = 3500; \quad m' = 1,41 \text{ м}; \quad x_1' = 2,7,$$

имея в виду, что

$$\frac{\Phi_B}{\Phi_A} = \frac{14}{13} = 1,075,$$

находим:

$$S_d = \frac{1}{1,41} \Phi_A (l_A + 1,075 l_B - x' \cos \alpha_A - x' 1,075 \cos \alpha_B).$$

Значения  $l_A$  и  $l_B$ ,  $\cos \alpha_A$  и  $\cos \alpha_B$  находим из чертежа (фиг. 96 и 97), вычерченного в  $\frac{1}{50}$  н. в., и строя многоугольник, как было объяс-

нено выше получим (фиг. 97):  $\cos \alpha_A = 0,95$ ;  $\cos \alpha_B = 0$ ;  $l_A = \frac{58 \cdot 50}{1000} =$

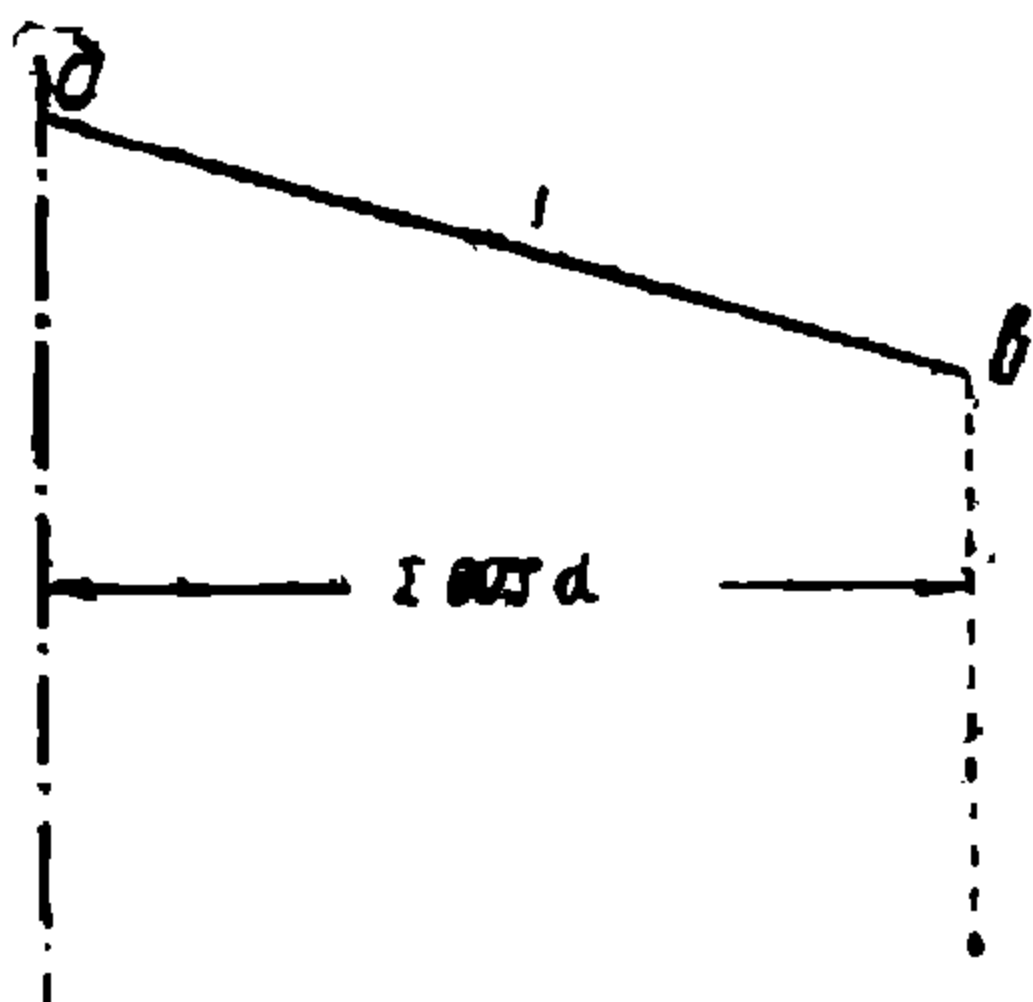
$$= 2,9; \quad l_B = 1,075 \cdot \frac{16 \cdot 50}{1000} = 0,8625 \text{ м},$$

$$S_d = \frac{1}{1,41} \cdot 3500 (2,9 + 0,86 - 0,95 \cdot 2,7) = 2490 \text{ кг}.$$

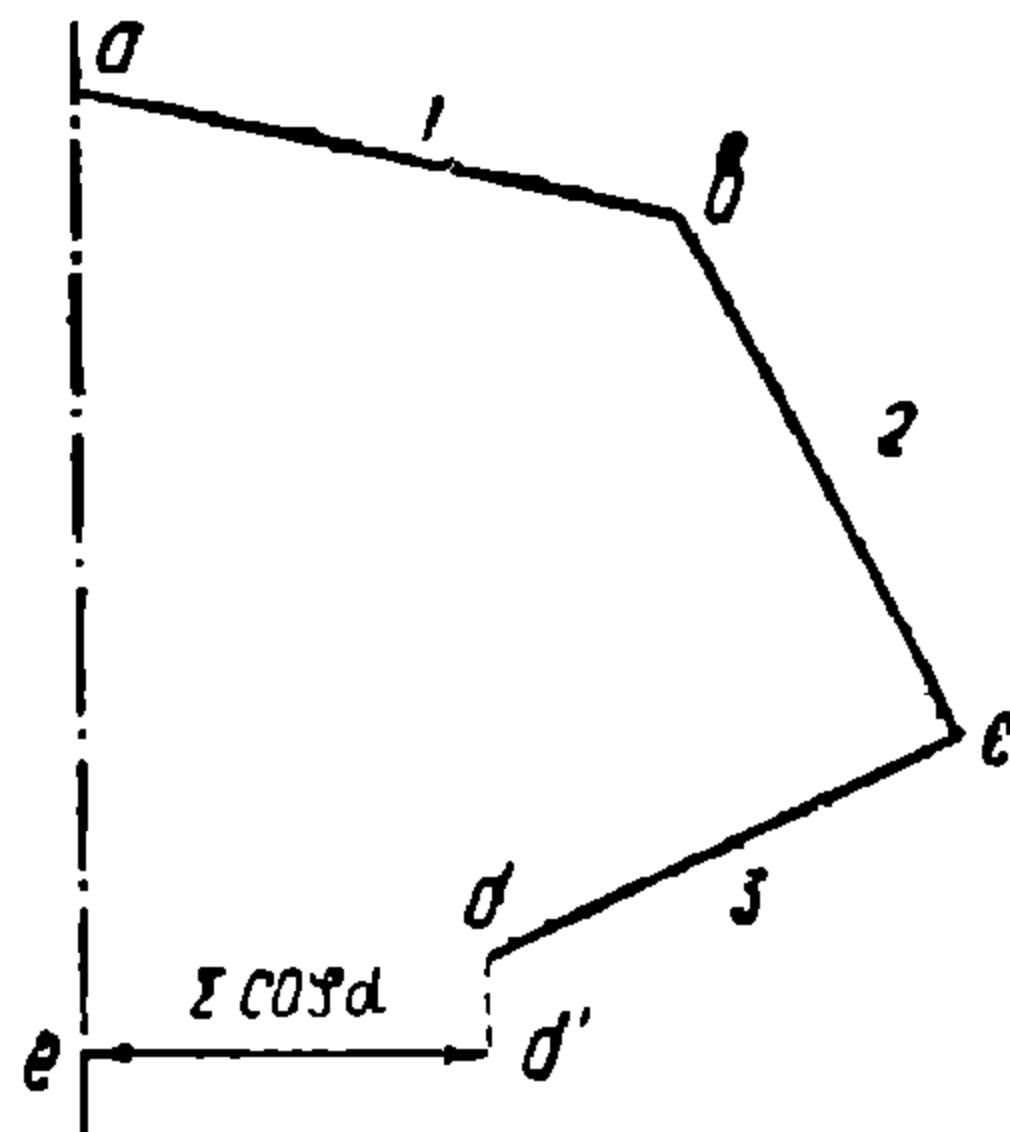
Для того чтобы не производить сложных вычислений, производя подстановку полученного значения  $S_a$  в уравнения (а), (б), (с), сделаем такой прием: определяем значение  $S_a$  из уравнений (а, б, с), и так как мы задались произвольным значением  $x'$ , то ясно, что тождества не получим; беря другое значение  $x'_{II}$ , мы вновь найдем два значения  $S_a$  и по ним, как уже было указано в предыдущих примерах, найдем истинное  $x'$  и  $S_a$ , а далее и все интересующие нас величины.

Находим прежде всего значение  $T_a = 1360 + 46,5y_3$  при  $y_3 = 36$  мм; следовательно,  $T_a = 1360 + 46,5 \cdot 36 = 3030$  кг; определяя  $P_{III}$  из уравнения (а) и подставляя его значение в уравнение (б), будем иметь:

$$P_{III} = S_a + T_a - \sum_{f=1,2,3} \Phi \cos \alpha$$



Фиг. 97. Определение суммы косинусов для тележки при  $x_1 = 2,7$  м



Фиг. 98. Определение суммы косинусов для главного экипажа 2-4-0.

и

$$S_a(x + l) - \left( S_a + T_a - \sum_{f=1,2,3} \Phi \cos \alpha \right) (x - d_{III}) + T_a(x - d_{IV}) = \sum_{f=1,2,3} \Phi l + \sum_{f=4} \Phi \frac{S^2}{l};$$

подставляя

$$\Phi = \mu Q = 0,25 \cdot 18100 \cong 4500 \text{ кг.}$$

Значения  $\sum \cos \alpha$  и  $\sum \frac{S^2}{l}$  и для главного экипажа при  $x_1 = 2,47$  м или  $x_0 = 5,85$  м, найдем графически (фиг. 96 и 98):

$$\sum \cos \alpha = \frac{ed'}{ab} = \frac{24}{36} = 0,67; \quad \sum_{f=1,2,3} l = \frac{(51 + 18 + 34) \cdot 50}{1000} = 5,16 \text{ м;}$$

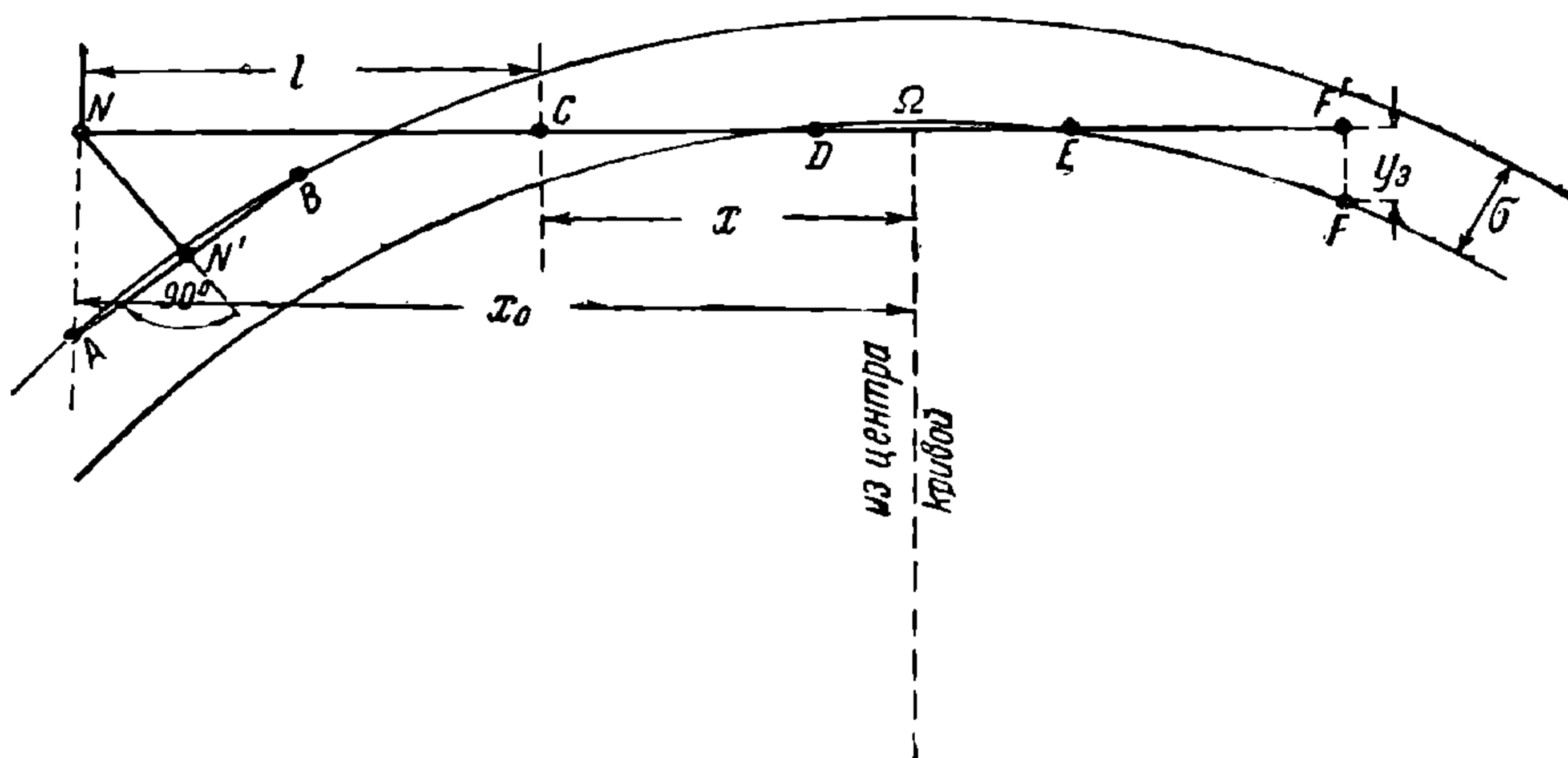
$$x - d_{III} = -1,42; \quad \sum \frac{S^2}{l} = \frac{0,80^2 \cdot 1000}{73 \cdot 50} = 0,175; \quad x - d_{IV} = 3,42,$$

будем иметь:

$$5,85S_d + 1,42S_d + 1,42 \cdot 3\,030 - 1,42 \sum_{1,2,3} \Phi \cos \alpha - \\ - 3,42 \cdot 3\,030 = 4\,500 (5,16 + 0,178),$$

откуда

$$S_d^r = 4\,720 \text{ кг.}$$



Фиг. 99 и 100. Определение полюсного расстояния главного экипажа при динамической установке тележки.

Полученное значение не совпадает с значением  $S_d$ , полученным из уравнений, написанных для тележки, а именно:

$$S_d^{\text{тележ}} - S_d^{\text{рамы}} = 2\,490 - 4\,720 = -2\,230 < 0.$$

Давая другое значение  $x'_{11} = 1,35$  (фиг. 96), делая, например, динамическую установку тележки, вновь сделаем пересчет значений  $S_d^{\text{тележ}}$  и  $S_d^{\text{рамы}}$ , причем, как нетрудно видеть, положение главной рамы почти не изменяется, так как набегание опять будет 3-й сцепной осью (фиг. 99 и 100). В этом случае  $x_0 = 6,07 \text{ м}$  и  $y_3 = 30 \text{ мм}$ ,  $x_2 = 2,69 \text{ мм}$ . Что же касается  $\sum \cos \alpha$  для главного экипажа, то в виду того, что полюсное расстояние изменилось немного, эта величина будет равна 0,81 (построение аналогично фиг. 98 и 96). Аналогично предыдущему находим:

$$S_d^T = \frac{1}{1,41} \Phi_A (l_A + 1,075 l_B - x' \cos \alpha_A + x' 1,075 \cos \alpha_B),$$

подставляя значения  $l_A$ ,  $l_B$ ,  $\cos \alpha_A$  и  $\cos \alpha_B$  из чертежа фиг. 100 будем иметь:

$$S_d^T = \frac{3\,500}{1,41} [1,6 + 1,72 - (1,35 \cdot 0,845 + 1,35 \cdot 0,91)] = 5\,950 \text{ кг,}$$

где  $\cos \alpha_B = 0,845$ ; из уравнения для главного экипажа имеем (фиг. 100 и 96):

$$\sum l = 5,5;$$

$$S^2 \sum \frac{1}{l} = 0,093;$$

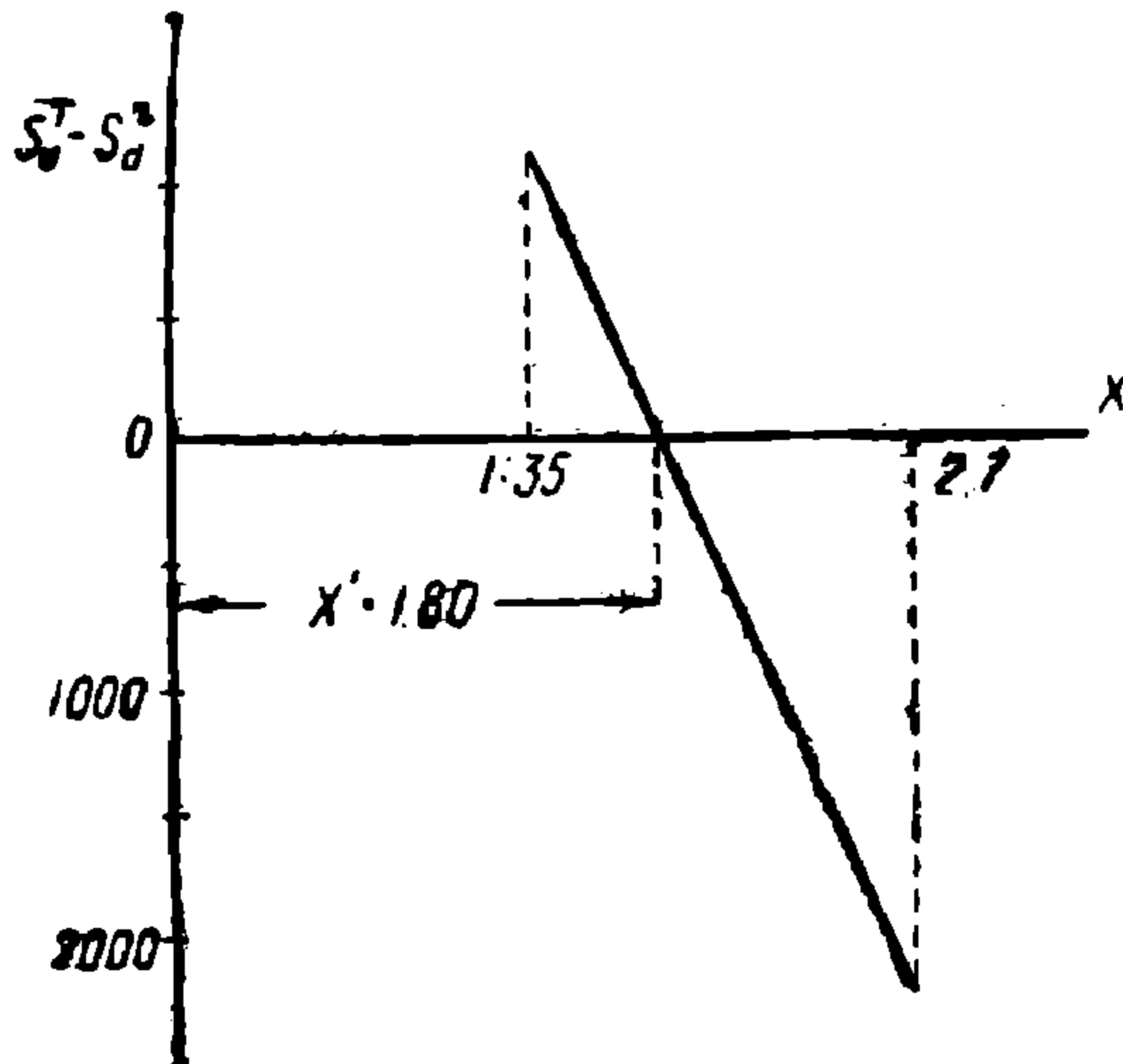
$$\sum \cos \alpha = 0,81;$$

$$T_{\text{в}} = 2755; \quad x - d_{\text{III}} = -1,2 \text{ м}; \quad x - d_{\text{IV}} = -3,2 \text{ м};$$

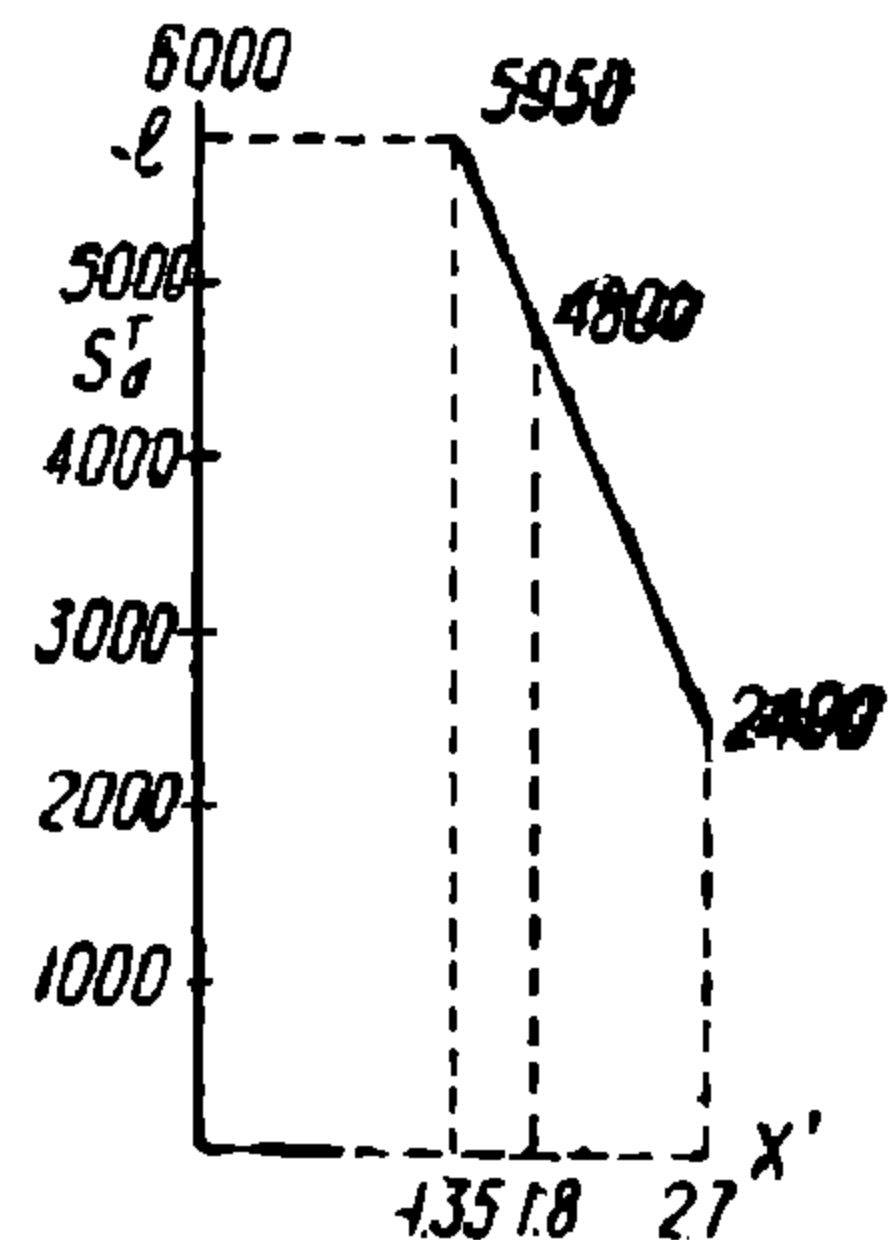
$$6,07S_d + 1,2S_d + 1,2T_{\text{в}} - 1,2 \sum_{1,2,3} \Phi \cos \alpha - 3,2T_{\text{в}} = \\ = \sum_{1,2,3} \Phi l + \sum_{1,2,3} \Phi \frac{S^2}{l};$$

подставляя эти значения в основное уравнение, получим:

$$7,27S_d = 4500(5,5 + 0,093) + 2 \cdot 2755 + 4500 \cdot 1,2 \cdot 0,81,$$



Фиг. 101. Отыскание истинного полюсного расстояния тележки.



Фиг. 103. Определение возвращающей силы тележки.

откуда

$$S_d^r = 4820 \text{ кг};$$

$$S_d^T - S_d^r = 5950 - 4820 = 1130 \text{ кг} > 0.$$

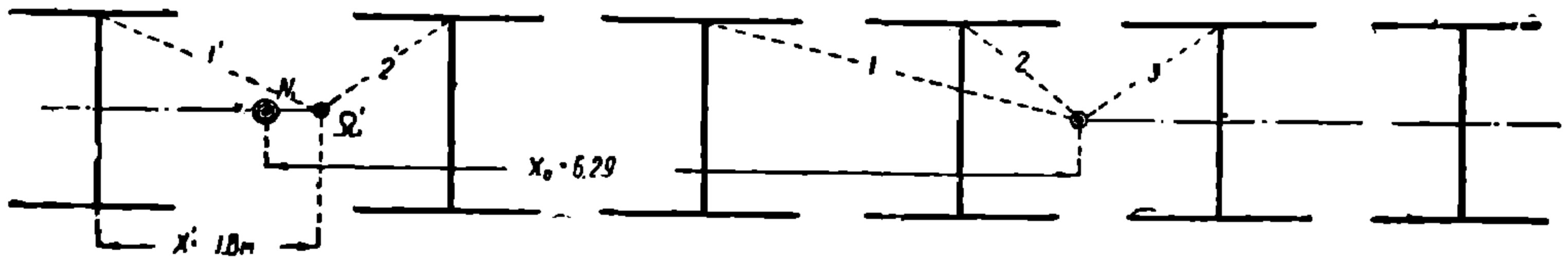
Как видно, результат получился больше нуля; следовательно, истинное значение  $x'$  лежит между  $x'_{\text{I}} = 2,7$  и  $x'_{\text{II}} = 1,35$  м.

Предполагая прямую зависимость между изменением  $x'$  и разностью  $S_d^T - S_d^r$  (или делая еще третий подсчет), находим по диаграмме фиг. 101  $x' = 1,8$  м. Зная положение тележки, легко найти положение главного экипажа и его полюсное расстояние  $x$ , делая засечку из точки  $N$  на внутреннем рельсе длиной отрезка  $NE$  (фиг. 102).



По графику фиг. 103 находим величину  $S_d = 4800$  кг, соответствующую действительному отклонению тележки ( $x' = 1,8$  м).

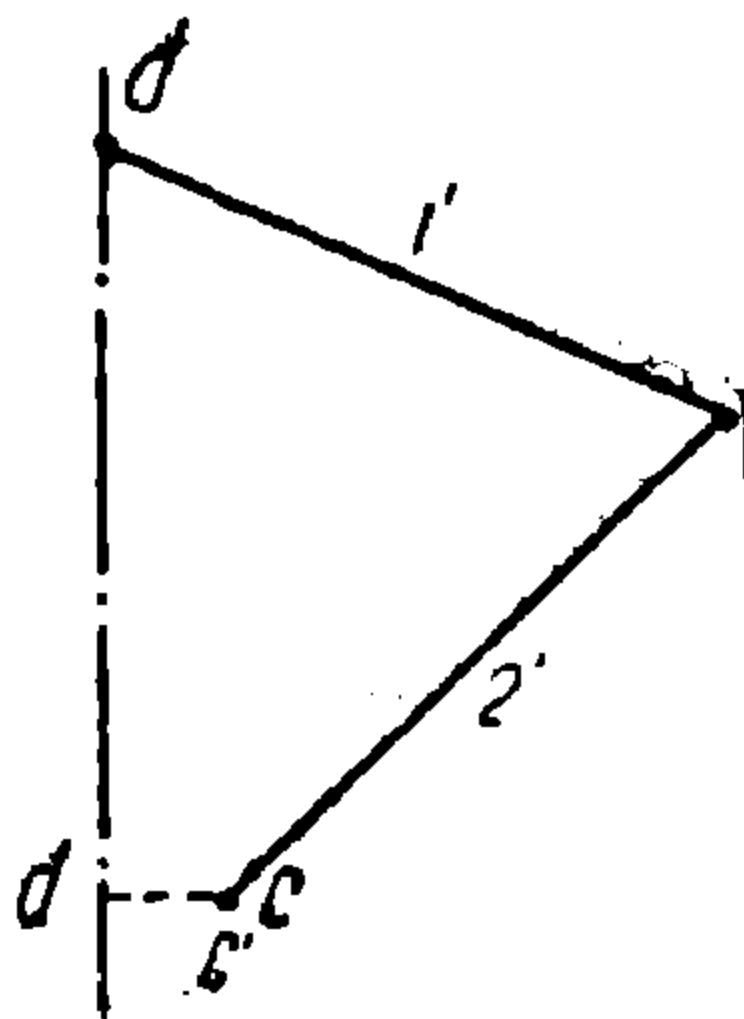
Остается определить величины  $P_A$  и  $P_{III}$ .



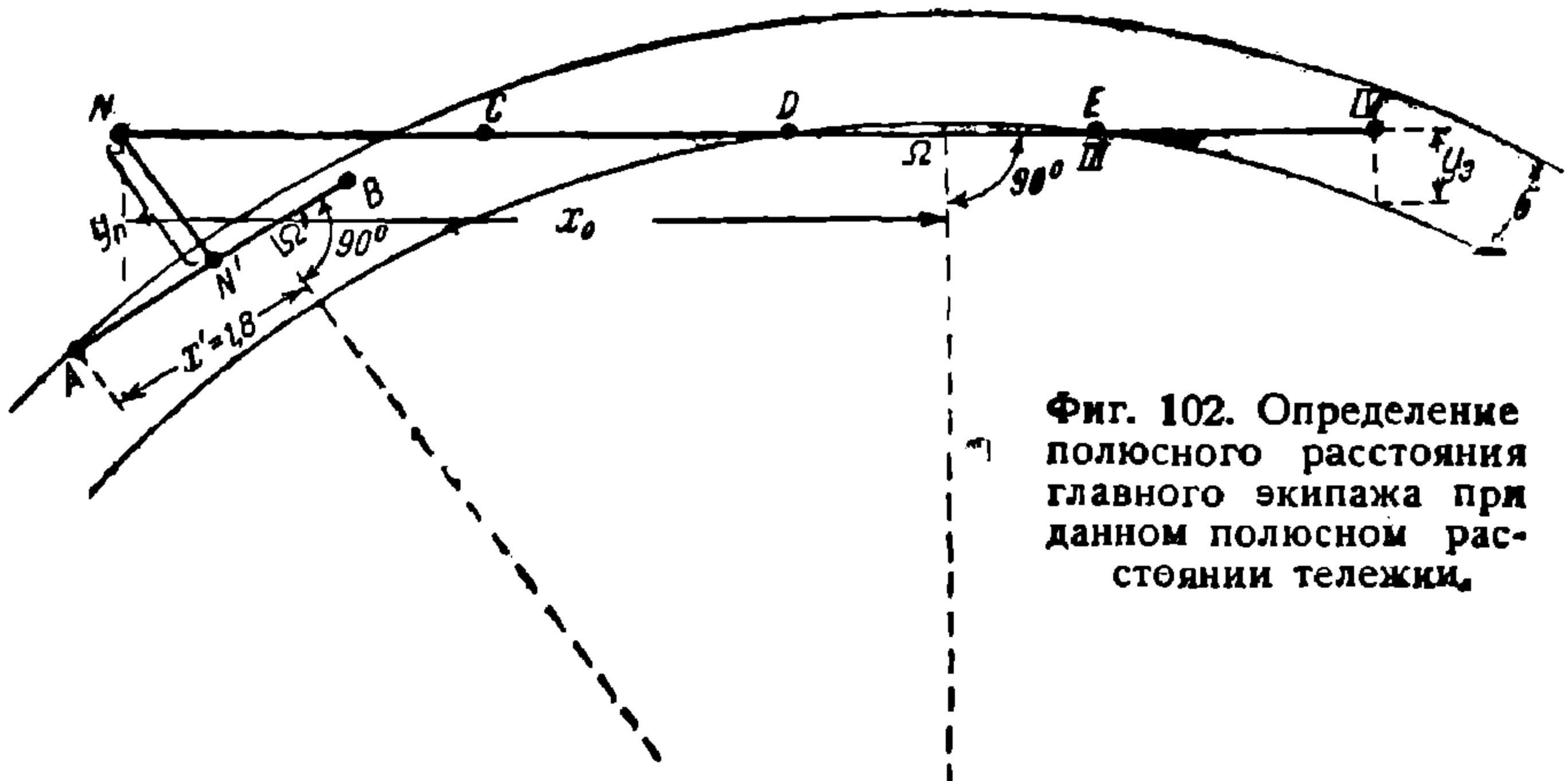
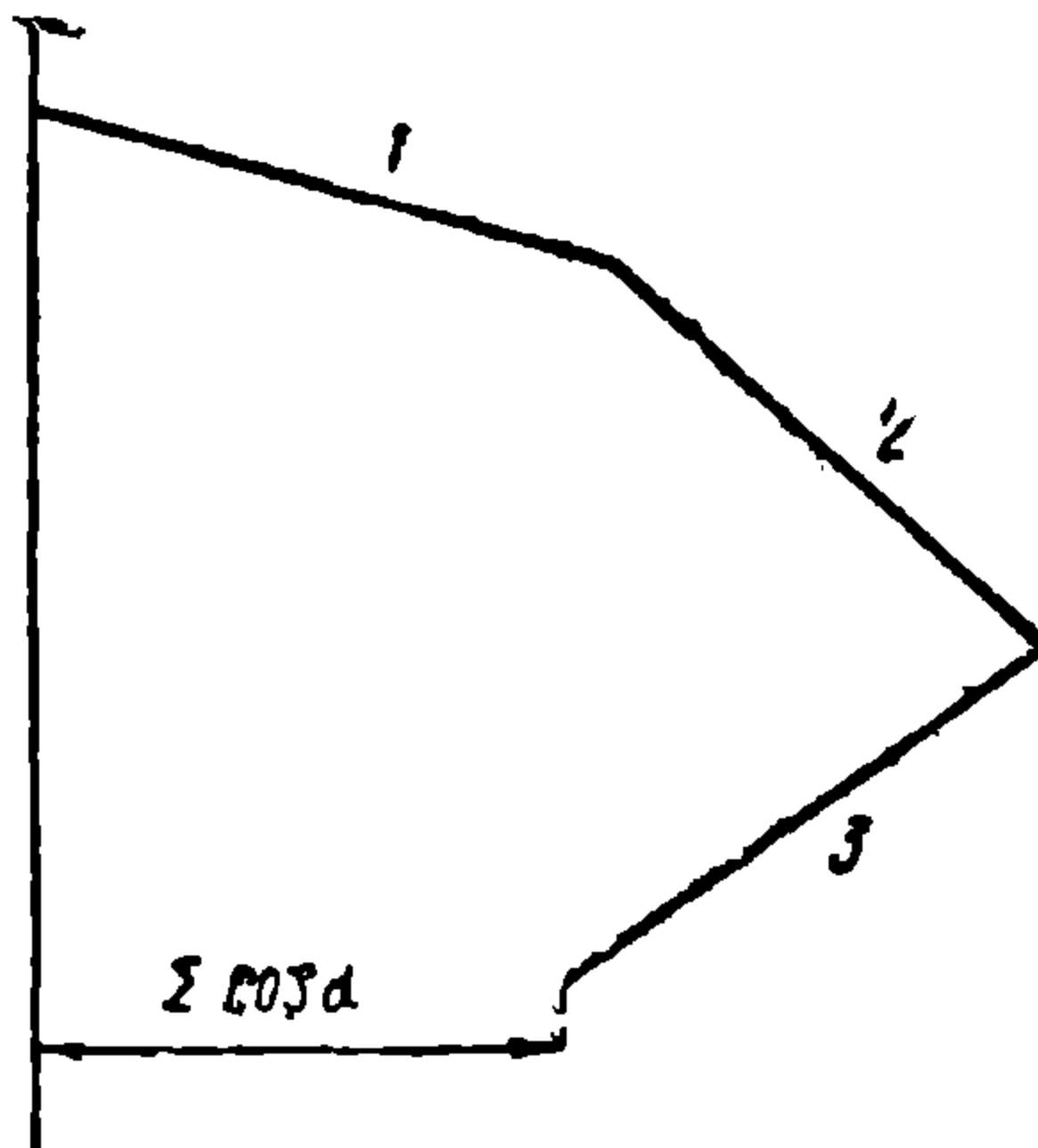
Фиг. 104. Определение суммы длин лучей для тележки при  $x' = 1,8$  м и  $x_0 = 5,29$  м.

Для этого определяем  $\sum \Phi_2 \cos \alpha$  для тележки графически из многоугольника, построенного для  $x' = 1,8$  м (фиг. 104):

Фиг. 105. Определение суммы косинусов для тележки при  $x' = 1,8$  м.



Фиг. 106. Определение суммы косинусов для главного экипажа при  $x_0 = 5,29$  м.



Фиг. 102. Определение полюсного расстояния главного экипажа при данном полюсном расстоянии тележки.

Из фиг. 105 имеем:  $\cos \alpha + 1,075 \cos \alpha_B = \frac{7}{36}$

и  $\sum \Phi_2 \cos \alpha = \Phi_A (\cos \alpha_A + 1,075 \cos \alpha_B) = 3500 \frac{7}{36} = 680$  кг.

Зная  $\sum \cos \alpha$  находим силу  $P_A$ :

$$P_A = S_d + \sum \Phi_2 \cos \alpha = 4800 + 680 = 5480 \text{ кг.}$$

Для определения  $P_{III}$  нужно знать  $T_x$ :

$$T_x = 1360 + 46,5 \cdot 26 = 2560 \text{ кг},$$

где

$$y_3 = 26 \text{ мм}$$

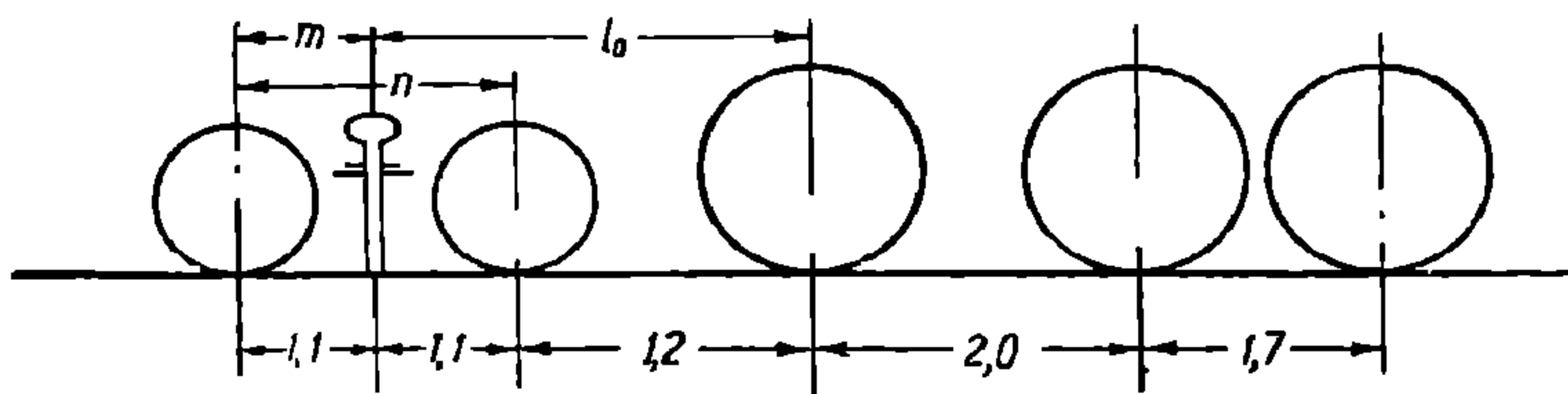
и

$$P_{III} = S_d + T_x - \sum_{1,2,3} \Phi \cos \alpha = 4800 + 2560 - 4500 \frac{32}{36} = 3450 \text{ кг},$$

где сумма косинусов берется по фиг. 106, а  $x_0$  определяется по фиг. 102.

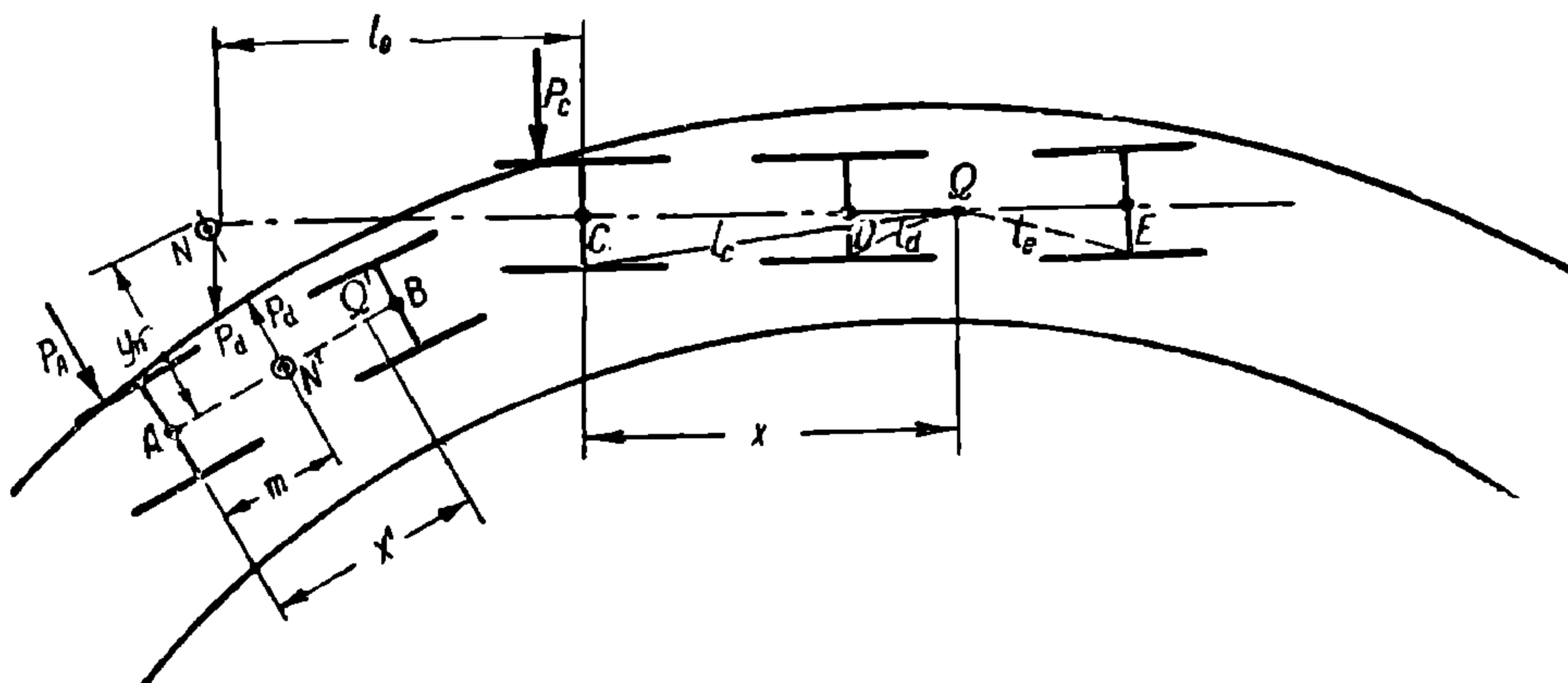
### Паровоз типа 2-3-0

**Задача 38.** Для паровоза типа 2-3-0 с шкворневой тележкой с нагрузкой на сцепную ось по 15 т и поддерживающие по 10 т и



Фиг. 107. Схема экипажа типа 2-3-0.

размерами между осями, указанными на фиг. 107, выяснить влияние возвращающей силы тележки на горизонтальные усилия при прохождении кривой  $R = 180 \text{ м}$  и уширении с зазором  $\sigma = 37 \text{ мм}$ . Вписывание статического порядка. Перемещение тележки не ограничено.



Фиг. 108. Схема действующих сил в экипаже 2-3-0.

**Решение.** Ввиду того, что здесь ничего не сказано о законе изменения возвращающей силы тележки и, конечно, величина ее оказывает влияние на усилие у 1-й сцепной оси, то ясно, что чем-то нужно будет задаваться, чтобы найти искомые усилия; так, для 1-го варианта зададимся усилием на первой сцепной оси  $P_0 = 1000 \text{ кг}$  (фиг. 108) и определим  $P_A$  и  $P_B$ . Прежде всего определяем силу  $P_B$  — в шкворне, приложенную к раме главного экипажа; предполагая

свободную установку экипажа в кривой, напишем уравнение равновесия:

$$P_d + P_c = \sum \Phi \cos \alpha;$$

$$P_d(x + l_0) + P_c x = \sum \Phi l;$$

в этих уравнениях два неизвестных  $P_d$  и  $x$ .

Подставляя значение  $P_d$  из первого уравнения во второе, решаем, как было показано ранее, т. е.

$$P_d = \sum \Phi \cos \alpha - P_c,$$

$$\left( \sum \Phi \cos \alpha - P_c \right) (x + l_0) - P_c x = \sum \Phi l$$

или

$$\sum \Phi \cos \alpha (x + l_0) - \sum \Phi l - P_c l_0 = 0.$$

Задаваясь  $x$ , одним значением находят численное значение этого выражения, могущего быть не равным нулю, затем другое значение для другого  $x$  и далее истинное  $x$ .

Из решений оно определилось равным 3,03 м.

Проверяем, нет ли набегания.

а) При набегании на внутренний рельс 3-й сцепной осью имеем:

$$x_{max}^{III} = 4,33 \text{ м.}$$

б) При набегании на внешний рельс 3-й осью имеем:

$$x_{min} = \frac{3,7}{2} = 1,85 \text{ м.}$$

Так как  $4,33 > 3,03 > 1,85$ , то следовательно, набегания нет. Строя многоугольник для найденного  $x = 3,03$ , находим  $P_d = 3380$ . Для тележки имеем:

$$P_A - P_d = \sum \Phi_1 \cos \alpha$$

и

$$P_A x' - P_d (x' - m) = \sum \Phi_1 l.$$

В этих уравнениях неизвестны  $P_A$  и  $x'$ .

Подставляя значение  $P_A$  во второе уравнение из первого, находим

$$x' = 1,92 \text{ м.}$$

Проверяем, нет ли набегания:

$$x_B^{max} = 4,13 \text{ м;}$$

$$x_B^{min} = 1,1;$$

$$x_{max}^B > x > x_{min}^B.$$

Значит, набегания нет; определяем  $P_A$ :

$$P_A = 4950 \text{ кг.}$$

Для 2-го варианта примем  $P_c = 0$ .

Находим аналогично для главного экипажа полюсное расстояние  $x = 2,91$  м и усилие в шкворне  $P_d = 4080$  кг.

Для тележки полюсное расстояние будет  $x' = 1,80$  м и усилие на 1-й оси тележки  $P_A = 5250$  кг; таким образом выходит, что усилию в 1000 кг у 1-й сцепной оси соответствует усилие 700 кг в шкворне тележки и 300 кг—у 1-й оси тележки.

Результат наносим на график фиг. 109, из которой ясно видна зависимость горизонтального усилия 1-й сцепной оси  $P_c$  от величины возвращающей силы тележки  $P_d$ . Как видно из диаграммы, увеличение возвращающей силы тележки вызывает ослабление нажатия реборды 1-й сцепной оси на рельс.

Интересно отметить, что если базу тележки уменьшить до 1,65 м вместо 2,2 м и шкворень тележки приблизить к сцепным осям, т. е. расстояние  $l_0$  уменьшить до 1,75 м, то для тех же вариантов будем иметь:

1) 1-й вариант.

$$P_c = 1000 \text{ кг.}$$

а) Для главного экипажа:  
полюсное расстояние

$$x = 3,15 \text{ м.}$$

Усилие в шкворне

$$P_d = 3840 \text{ кг.}$$

б) Для тележки:  
полюсное расстояние

$$x' = 1,18 \text{ м.}$$

Усилие у 1-й оси:

$$P_A = 3940 \text{ кг.}$$

2) 2-й вариант.

$$P_c = 0.$$

Тогда

а) для главного экипажа имеем:  
полюсное расстояние

$$x = 3,05 \text{ м.}$$

Усилие в шкворне

$$P_d = 4540 \text{ кг.}$$

б) Для тележки:  
полюсное расстояние

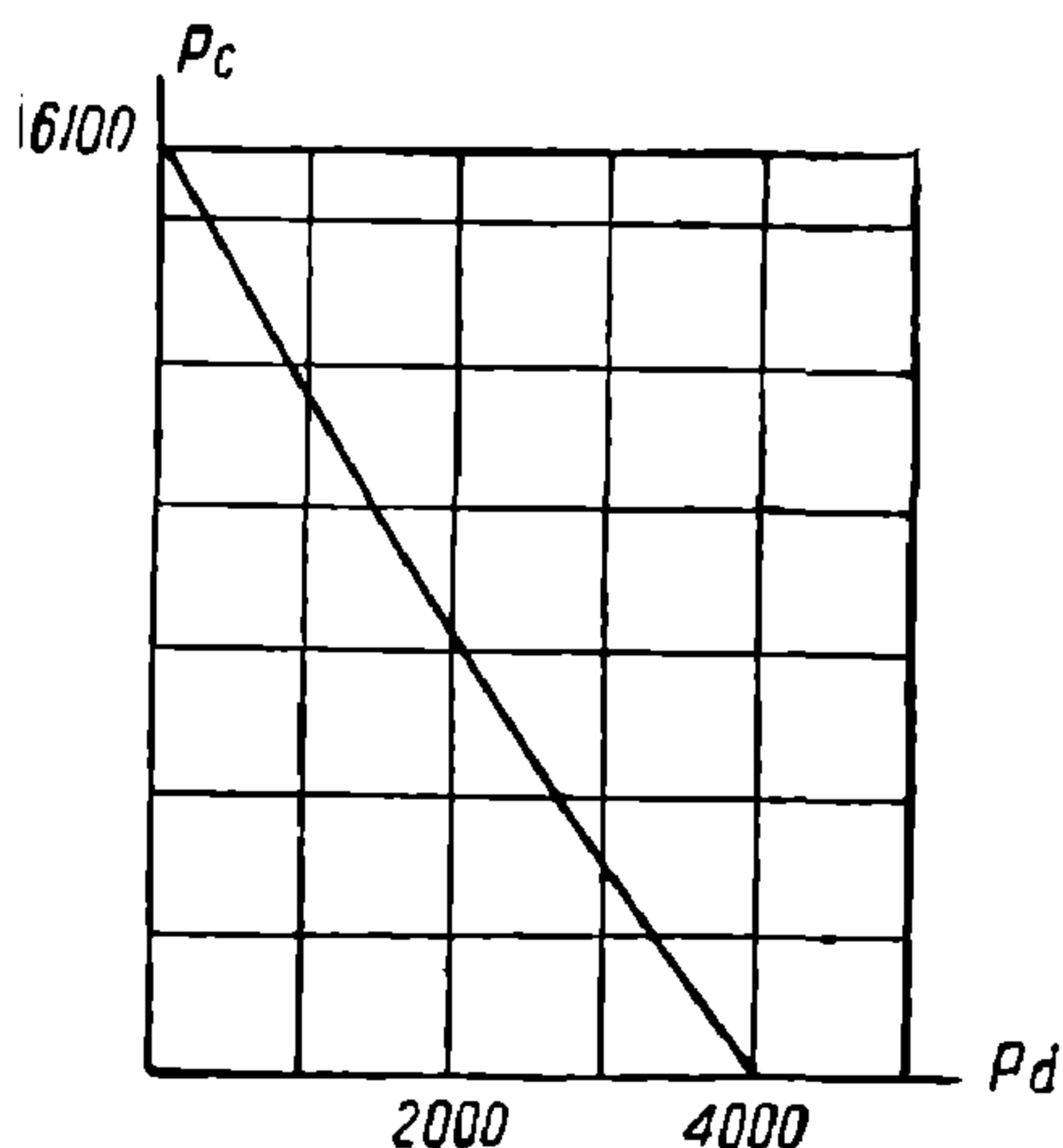
$$x' = 0,4 \text{ м.}$$

Это полюсное расстояние меньше

$$x_{min} = \frac{1,65}{2} = 0,825 \text{ м;}$$

следовательно, налицо будет набегание задней оси тележки на внешний рельс

$$x' < x_{min}$$



Фиг. 109. Диаграмма зависимости горизонтального усилия 1-й сцепной оси от возвращающего усилия тележки паровоза 2-3-0.

НТБ  
ДНУЖТ

и усилия на 1-й оси тележки

$$P_A = 4030 \text{ кг},$$

и на задней

$$P_B = 515 \text{ кг}.$$

Из этого примера видно, как влияет база тележки на собственную установку в кривой; несмотря на статическое вписывание, тележка заняла положение, соответствующее динамической установке, т. е. прижалась обеими осями к внешнему рельсу, хотя база тележки позволяет установиться ей радиально; кроме того, видно, что

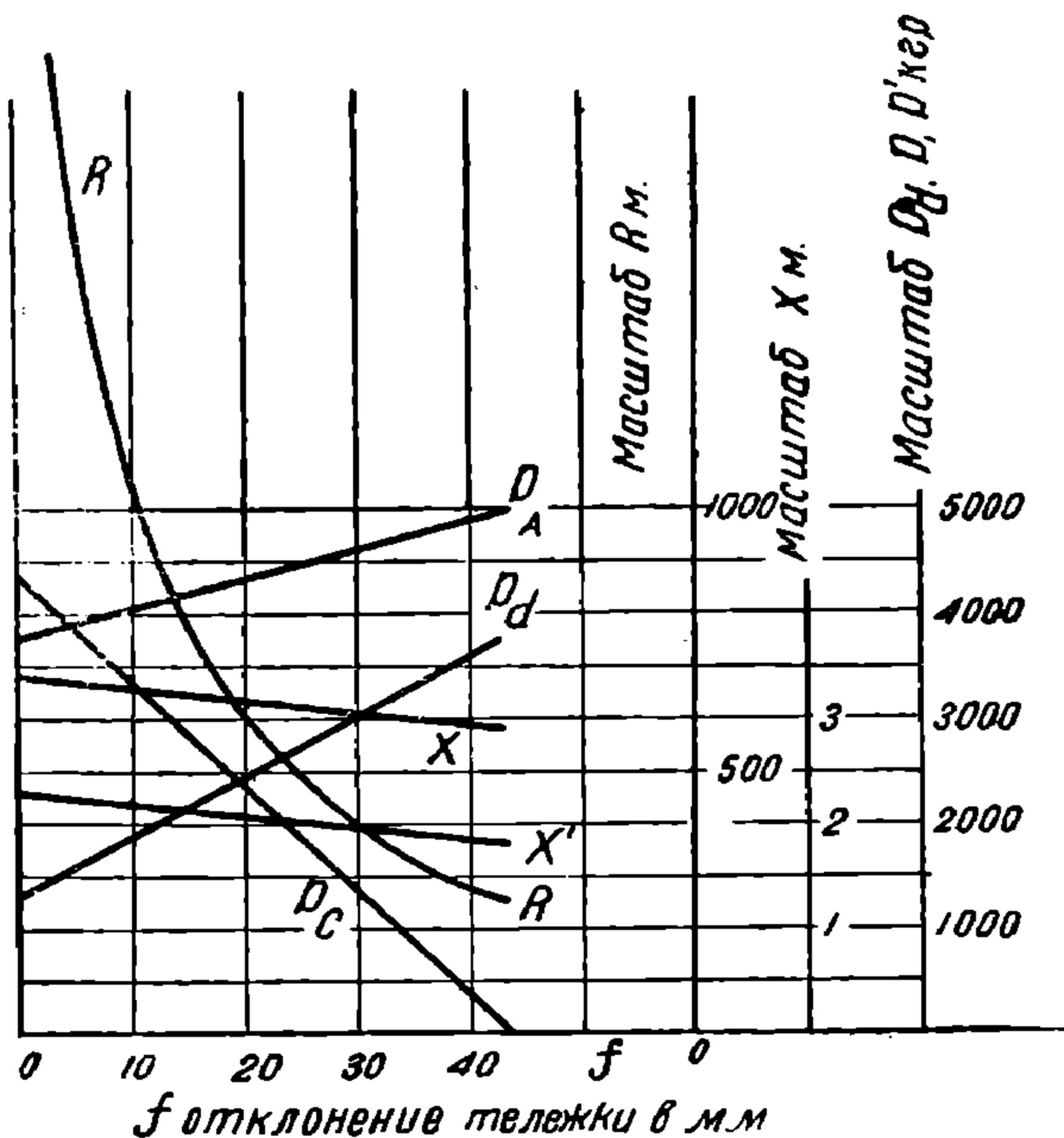
удаление шкворня тележки от сцепных осей вызывает уменьшение усилия в шкворне.

**Задача 39.** Для экипажа, указанного в предыдущей задаче, но имеющего возвращающее усилие, изменяющееся по закону

$$P_d = 1200 + 60f,$$

где  $f$  — отклонение тележки в кривой оси среднего положения, найти зависимость изменения горизонтального усилия на 1-й сцепной оси и переднем бегунке тележки при движении по кривым различного радиуса.

**Решение.** Задаваясь различными радиусами кривой, находим приемами, как было указано



Фиг. 110. Зависимость  $P_d, P_A, P_B, P_C, R, x$  и  $x'$  от отклонения тележки в паровозе типа 2-3-0.

ранее, интересующие нас величины и наносим на график фиг. 110. В результате можно вывести следующие заключения: с уменьшением радиуса кривой отклонение тележки увеличивается, а следовательно, и возвращающаяся сила увеличивается, полюсное расстояние у главного экипажа  $x$  слегка уменьшается, уменьшается и полюсное расстояние  $x'$  тележки. Направляющее усилие  $P_C$  на 1-ю сцепную ось падает, а первого бегунка тележки  $P_A$  — увеличивается. Так будет происходить до тех пор, пока с уменьшением радиуса кривой не будет набегания на внутренний рельс задней сцепной оси и, следовательно, появления  $P_3$ ; отклонение тележки помимо графического определения, указанного в задаче, для экипажа 2-4-0 может быть найдено и аналитически по формуле:

$$f = \sqrt{R^2 + 2x' + h'^2} - \sqrt{R^2 - d'x' + \frac{d'^2}{4}},$$

где

$$f = OA - OB;$$

$$OA = \sqrt{O\Omega^2 + (h' + x)^2}; \quad O\Omega = \sqrt{R^2 - x^2};$$

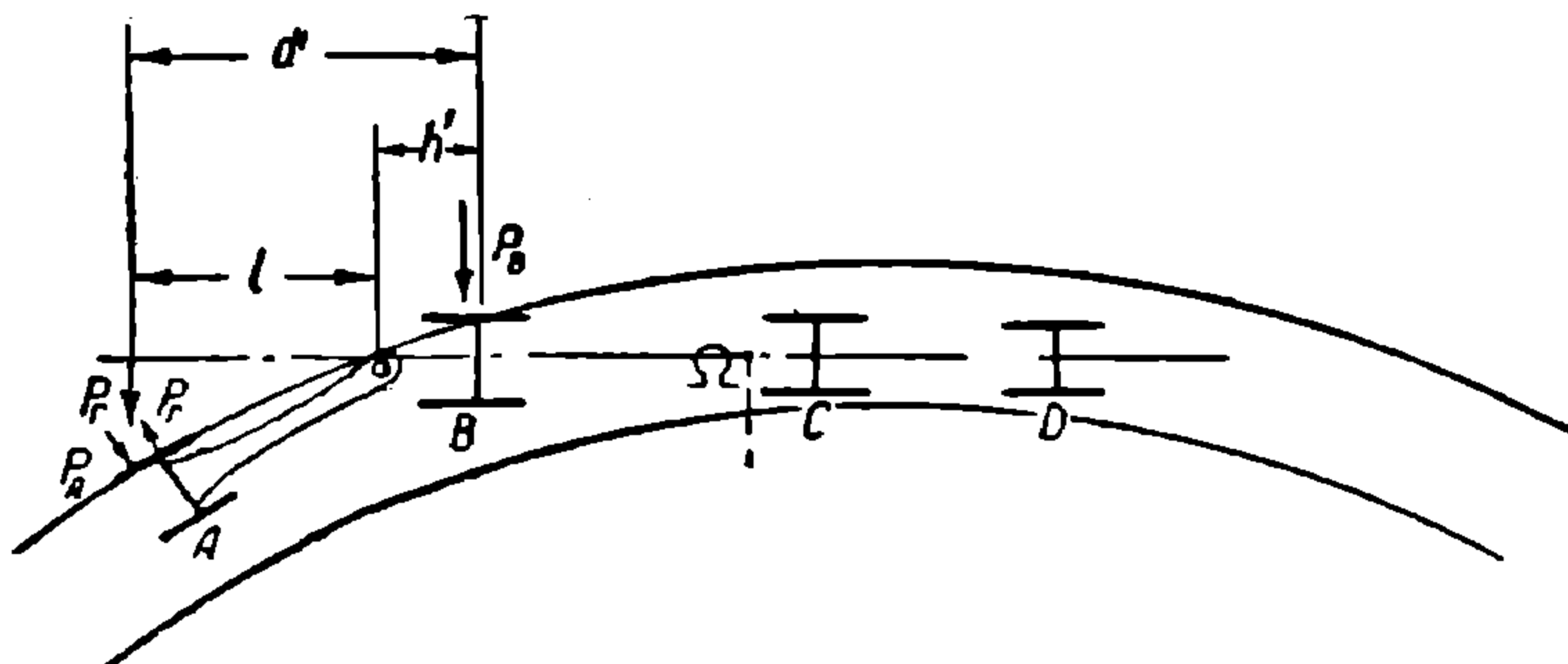
$$OB = \sqrt{B\Omega'^2 + O\Omega'^2}; \quad O\Omega' = \sqrt{R^2 - x'^2}$$

и

$$B\Omega' = x' - \frac{d'}{2}.$$

### Паровоз типа 1-3-0

**Задача 40.** Для паровоза типа 1-3-0 с одноосной тележкой Бисселя и с нагрузкой на сцепные оси по 15 т, на бегунок 12 т, длиной



Фиг. 111. Схема действующих сил в экипаже типа 1-3-0.

водила 1,5 м и расстоянием бегунка от 1-й сцепной оси  $d' = 2,3$  м (фиг. 111) найти зависимость следующих величин от изменения возвращающего усилия  $P_r$ :

- 1)  $P_B$  — усилия на первом сцепном колесе;
- 2)  $P_A$  — " " бегунке;
- 3)  $P_d$  — " " в шкворне;
- 4)  $x$  — полюсного расстояния главного экипажа;
- 5)  $x'$  — " " тележки Бисселя.

*Ответ.* Искомые величины отложены на диаграмме фиг. 112, которая получена графическим решением уравнений, составленных для данного типа экипажа (см. 2-е изд. Кестнера и Николаева, отдел „Вписывание в кривые“).

Из этой диаграммы следует, что:

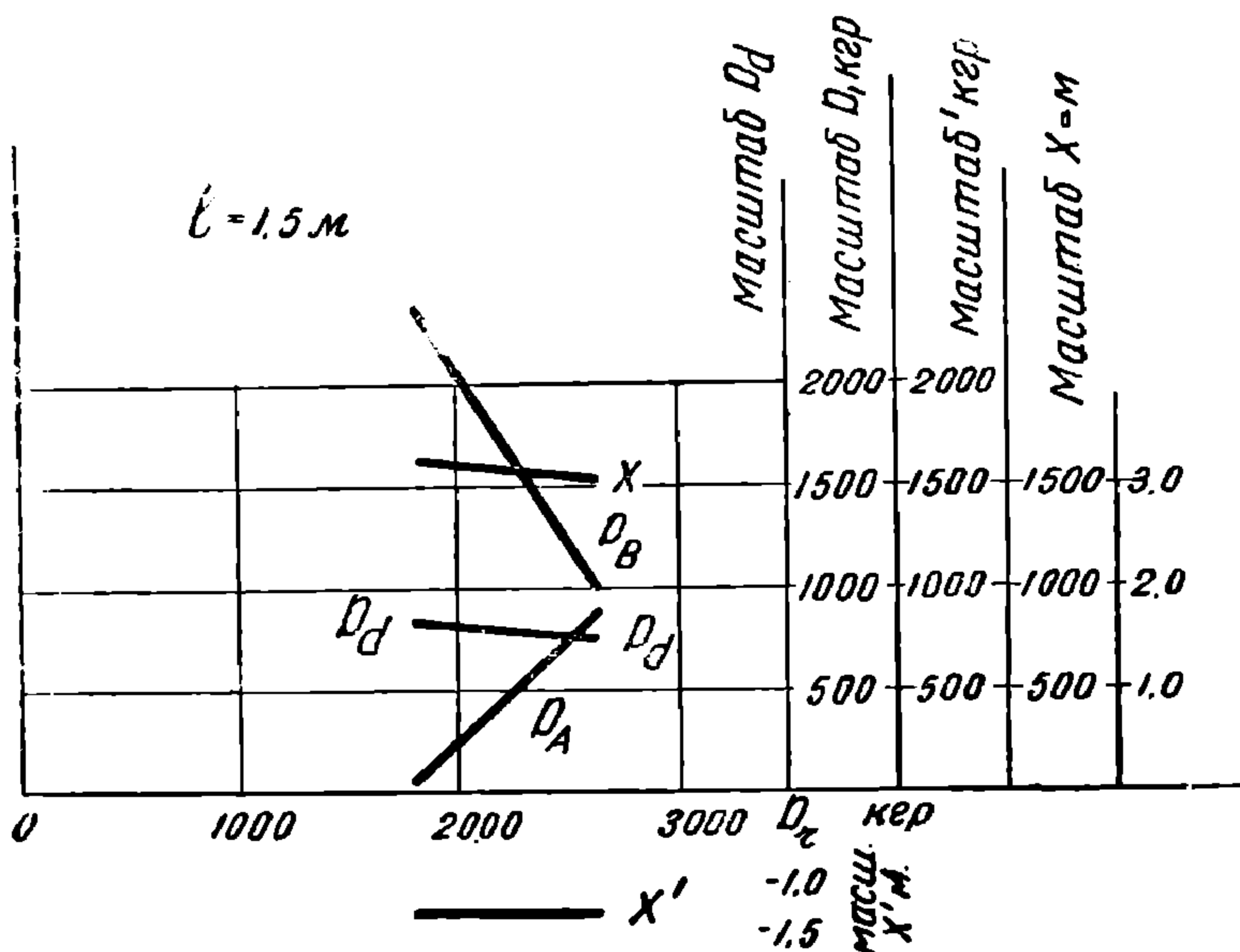
1) С увеличением возвращающего усилия  $P_r$  полюсное расстояние  $x$  главного экипажа и полюсное расстояние тележки  $x'$  очень мало изменяются, причем надо отметить, что для тележки полюсное расстояние получается отрицательное; это означает нахождение полюсного расстояния впереди бегунка.

2) С увеличением возвращающей силы усилие  $P_B$  на первом сцепном колесе значительно убывает.

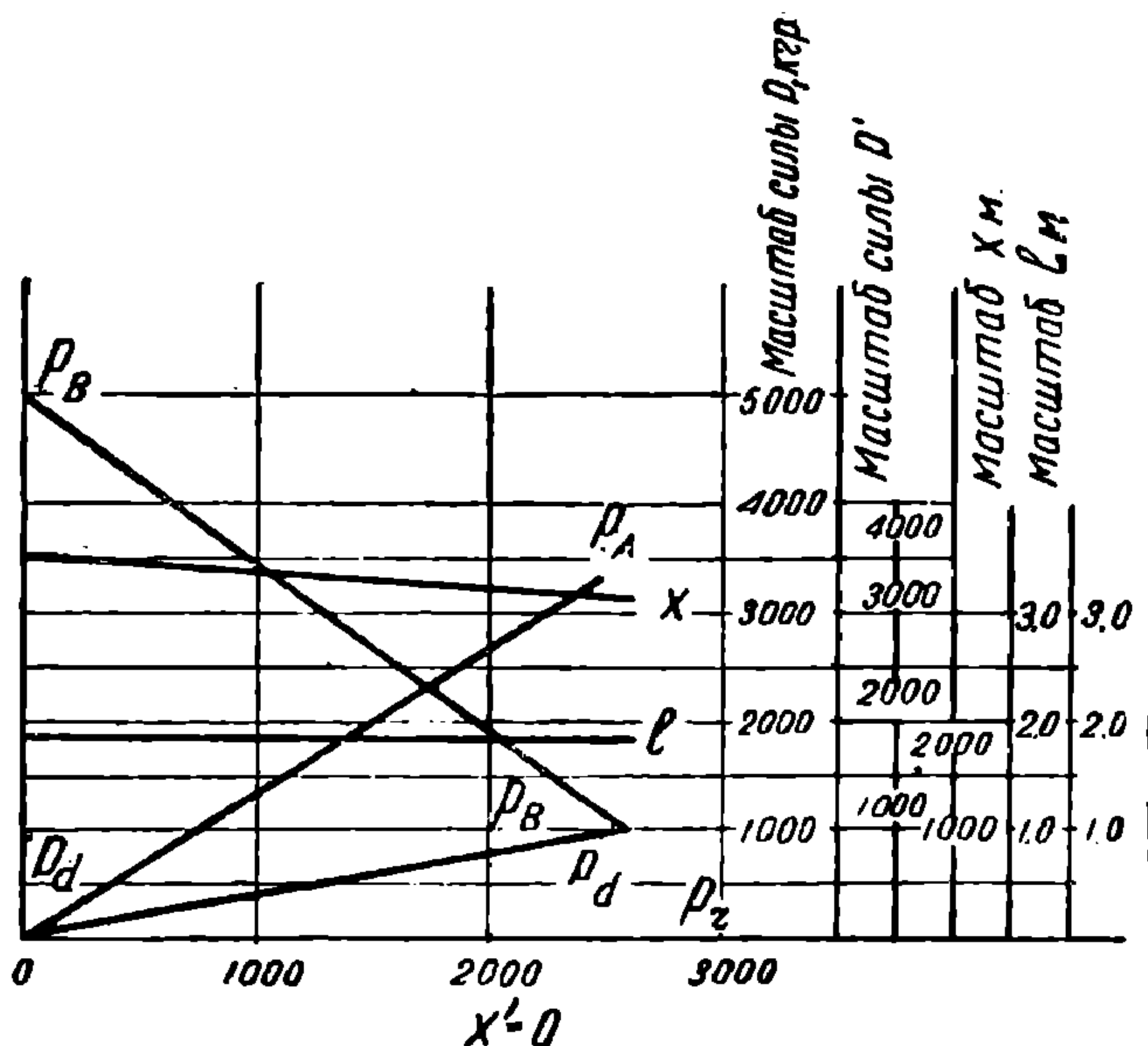
3) Усилие на бегунке  $P_A$  сильно возрастает\*.

\* На фиг. 111 сила в шкворне  $P_d$  не показана.

Задача 41. Для локомотива предыдущей задачи выявить зависимость следующих элементов: 1) усилия первой сцепной оси  $P_B$ ;



Фиг. 112. Зависимость силы  $P_d$ ,  $P_A$ ,  $x_2$  и  $x'$  от величины возвращающей силы тележки.



Фиг. 113. Зависимость  $P_B$ ,  $P_d$ ,  $P_A$ ,  $l$  и  $x_1$  от возвращающей силы при радиальной установке бегунка.

2) усилия на бегунке  $P_A$ ;  
3) усилия в шкворне  $P_d$ ;  
4) полюсного расстояния  $x$  главного экипажа и 5) длины водила  $l$ , при условии, чтобы бегунок устанавливался радиально, т. е. его полюсное расстояние  $x'$  равнялось нулю.

Ответ. Результаты нанесены на график фиг. 113, из которого следует, что с увеличением возвращающей силы тележки, начиная от нуля, для радиально устанавливающегося бегунка длина водила изменяется очень слабо; также незначительно изменяется и полюсное расстояние  $x$  главного экипажа.

Очень значительно возрастает усилие на бегунке  $P_A$  и сильно снижается усилие  $P_B$  на 1-й сцепной оси при увеличении возвращающей силы  $P_r$ .

(Все исследования приведены для свободной установки экипажа, т. е. когда еще не происходит набегания на внутренний рельс).

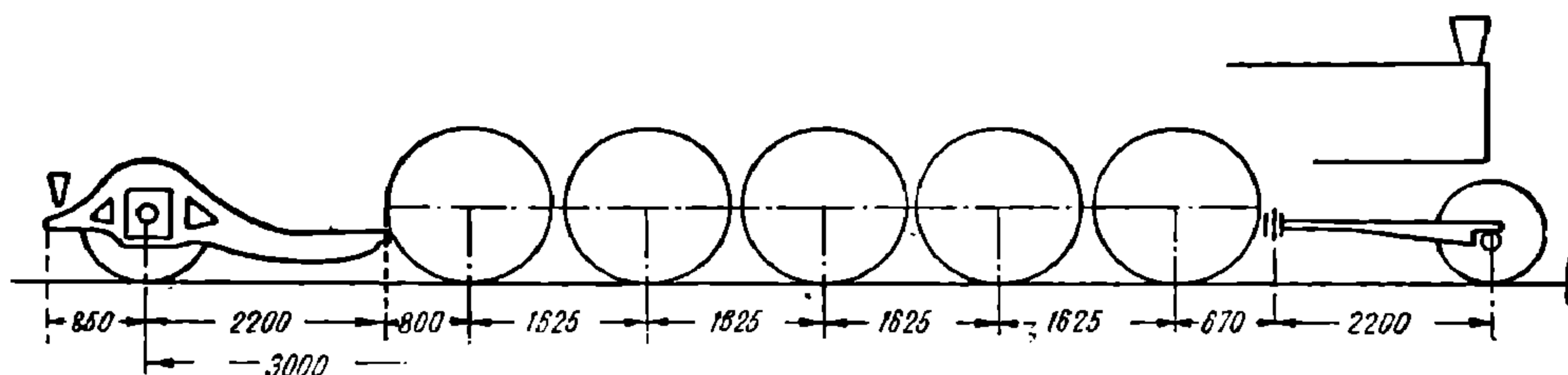
**Задача 42.** Найти наиболее выгодное положение точки соединения паровоза с тендером.

### Паровоз типа 1-5-1

**Задача 43.** Исследовать движение по кривым паровоза типа 1-5-1 с нагрузкой на сцепные оси по 20 т и поддерживающие по 16 т; расстояния между сцепными скатами по 1625 мм; длина водил по 2200 мм; расстояние поддерживающих осей от крайних сцепных 3000 мм; от задней и передней 2870 мм; возвращающее устройство передней тележки на роверах с отклонением по  $\pm 125$  мм, с изменением по закону

$$S_n = S_0 + kf = 2500 + 22,75f,$$

где  $f$  — отклонение тележки от среднего положения; возвращающее устройство задней тележки расположено сзади оси бегунка на 850 мм,



Фиг. 114. Схема экипажа типа 1-5-1

с постоянной возвращающей силой  $S_3 = 1620$  кг; отклонение тележки  $\pm 125$  мм.

1-я и 5-я сцепные оси с поперечным перемещением по  $\pm 25$  мм и возвращающей силой  $S_c = 1500 + 50f$ .

Кривая  $R = 150$  м (статическое прохождение) с уширением и зазором в 37 мм.

Кривая  $R = 500$  м с полным разбегом 24 мм (динамическое вписывание при скорости 60 км/час).

**Решение.** Определим усилие для паровоза типа 1-5-1 (серии ФД с теми размерами экипажа, которые он имеет в действительности) (фиг. 114). Условия равновесия будут:

а) Для передней тележки  $\sum P' = 0$  и  $\sum M = 0$  (фиг. 115 и 116).

Сумма проекций сил  $\sum P' = 0$  имеет вид:

$$P' - P_{r_1} + \sum \Phi' \cos \alpha - P_{d_1} = 0, \quad (1)$$

где

$P'$  — направляющее усилие бегунка;

$P_{r_1}$  — возвращающая сила передней тележки;

$P_{d_1}$  — усилие в шкворне.

Сумма моментов относительно полюса вращения  $\Omega'$  дает выражение:

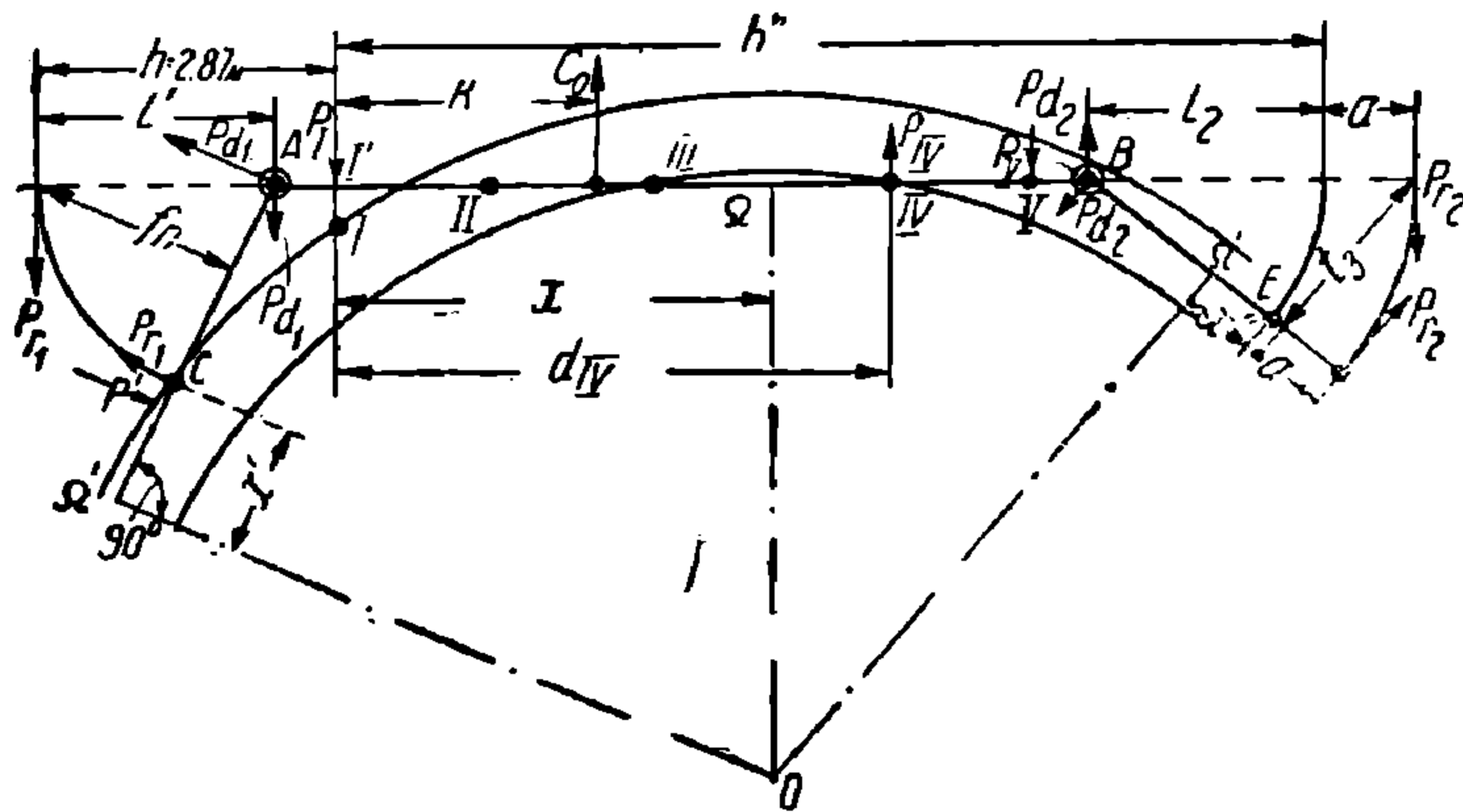
$$P'x' - P_{r_1}x' + \sum \Phi'z - P_{d_1}(x' + l') = 0, \quad (2)$$



в свою очередь

$$P_{r1} = 2500 + 22,75f_n, \quad (3)$$

а  $f_n$  — отклонение тележки, являющееся функцией полюсного расстояния тележки  $x'$  и главного экипажа  $x$ ; определение его можно произвести графически.



Фиг. 115. Схема сил, действующих на экипаж типа 1-5-1 в кривой.

Таким образом имеем 4 неизвестных  $x$ ,  $P'$ ,  $P_{a1}$  и  $x'$  и 3 уравнения—(1), (2) и (3). К этим уравнениям прибавляется еще одно, дающее зависимость между  $x$  и  $x'$ , а именно (фиг. 115):

$$OA^2 = (l'^2 + x'^2) + O\Omega'^2 = (x + n)^2 + O\Omega^2,$$

где:

$$n = (h' - l'),$$

но

$$O\Omega'^2 = R^2 - x'^2$$

и

$$O\Omega = a + \sqrt{R^2 - x^2},$$

и

$$a = 0,025 \text{ м} = \Omega H = I' - I -$$

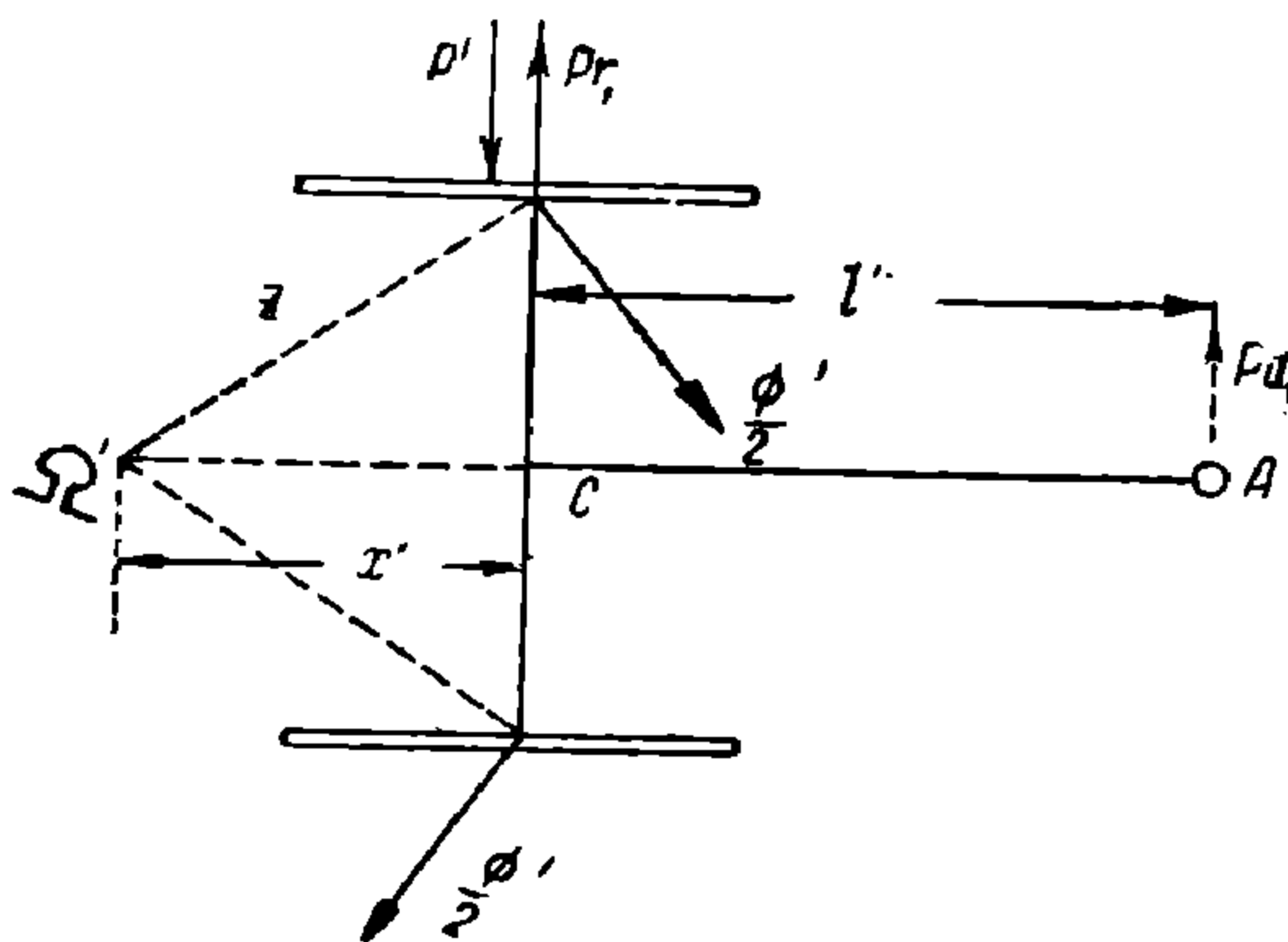
разбег 1-й сцепной оси

или

$$(l' + x')^2 + R^2 - x'^2 = (x + n)^2 + (0,025 + \sqrt{R^2 - x^2})^2,$$

откуда

$$x' = \frac{2nx + n^2 + 2aR - l'^2}{2l'}. \quad (4) *$$



Фиг. 116. Схема сил, действующих на переднюю тележку.

\* Величины:  $a^2$  принята равной нулю, и  $\sqrt{R^2 - x^2} \cong R$ .

Для случая, когда  $a = 0$ , т. е. 1-я ось не имеет бокового перемещения,

$$x' = \frac{2nx + n^2 - l'^2}{2l'}$$

Решая совместно четыре уравнения с 4 неизвестными, мы могли бы определить интересующие нас величины; однако решение их прямым путем несколько утомительно, и потому здесь можно применить следующий подход.

Несомненно, что при таком длинном экипаже, как 1-5-1, будет набегание на внутренний рельс 4-й осью, так как 3-я ведущая ось безребордная. Кроме того 1-я ось отклонится полностью на 25 мм. Этим вполне определяется полюсное расстояние главного экипажа  $x$ ; его величину можно найти графическим путем, способом Роу, или аналитически (фиг. 115) имеем  $x = 4,5$  м и  $x' = 2,14$  м; то же значение получается и из формулы (4). Далее, зная  $x$  и  $x'$ , находим отклонение тележки  $f_n = 112$  мм (по чертежу), а следовательно, возвращающая сила  $P_{r_1}$  по формуле (3) будет равна:

$$P_{r_1} = 2500 + 22,75 \cdot 112 = 5048 \text{ кг.}$$

Подставляя эти значения  $P_{r_1}$  и  $x'$  в уравнения (1) и (2), найдем силы  $P'$  и  $P_{a_1}$ .

Из уравнения (1) имеем:

$$\begin{aligned} P' &= P_{r_1} - \sum \Phi' \cos \alpha + P_{a_1} = 5048 - 4000 \cdot 0,95 + P_{a_1} = \\ &= 1248 + P_{a_1}, \end{aligned}$$

где:

$$\Phi' = \mu Q' = 16000 \cdot 0,25 = 4000;$$

$$\cos \alpha' = \frac{x}{\sqrt{s^2 + x'^2}} = \frac{2,14}{\sqrt{0,8 + 2,14^2}} = 0,95.$$

Подставляя во (2), получим:

$$\begin{aligned} (1248 + P_{a_1})(+2,14) - 5048(+2,14) + 4000 \cdot 2,26 - \\ - P_{a_1}(2,14 + 2,2) = 0, \end{aligned}$$

откуда

$$P_{a_1} = 690 \text{ кг}$$

и

$$P' = 1248 + 690 = 1938 \text{ кг.}$$

Зная усилия  $P_{r_1}$  и  $P_{a_1}$ , определим величину  $P_I$  и  $P_{IV}$  (на 1-й сцепной оси, набегающей на внешний рельс, и на 4-й, набегающей на внутренний рельс). У главного экипажа здесь и выяснится верность взятого полюсного расстояния главного экипажа  $x$ , а следовательно, и полюсного расстояния тележки  $x'$  (так как полюсное расстояние тележки при набегании бегунка на внешний рельс вполне определяется полюсным расстоянием главного экипажа); если в результате вычислений получим значение силы  $P_I$  больше, чем возвращающая сила 1-й сцепной оси при ее полном отклонении на 25 мм, т. е. больше

$$S_{n,max} = 1500 + 50f = 1500 + 50 \cdot 25 = 2750 \text{ кг,}$$

то полюсное расстояние верно; при значении же  $P_1$ , меньшем  $S_n \max$  нужно будет изменить  $x$ , а следовательно,  $x'$ . (Приблизительно  $x$  в том случае можно считать таким образом; пусть:

$$P_1 = \frac{1}{2} S_n \max,$$

что соответствует перемещению 1-й оси от среднего положения на величину  $\frac{l}{2}$ ; строя по способу Роу эту установку, найдем  $x$  и  $x'$  и проверяем  $P_1$ , которое теперь должно быть ближе к истинному значению).

Прежде чем определять значения  $P_1$  и  $P_{IV}$ , нужно знать усилие  $P_{a_2}$  — в шкворне задней тележки; что же касается силы  $P_{r_2}$ , возвращающей силы, то она заранее известна и равна 1620 кг

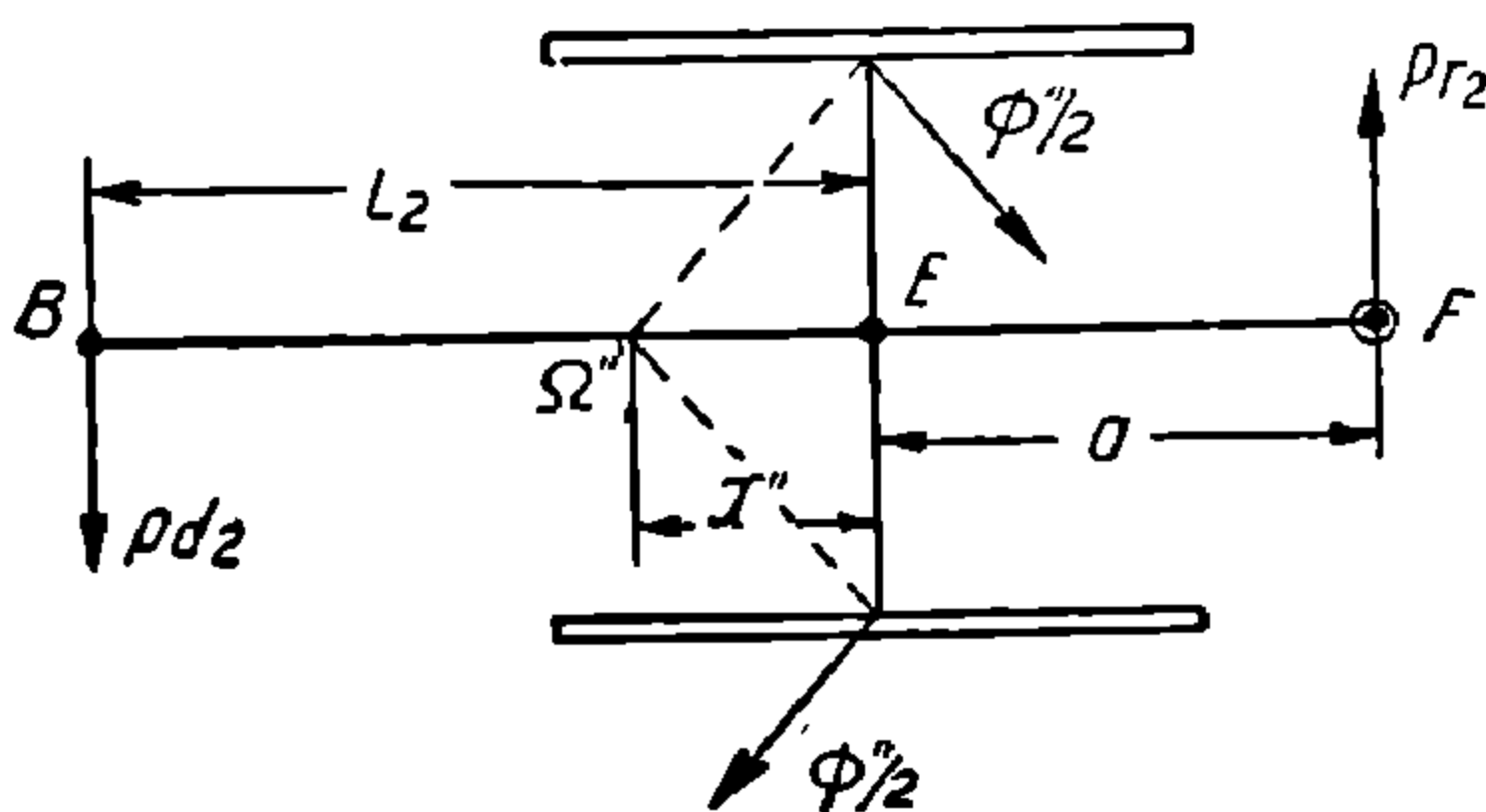
(постоянная); здесь только придется проверить  $x'$  — полюсное расстояние, не будет ли набега-ния на какой-либо рельс.

Условия равновесия для зад-ней тележки будут (фиг. 117):

$$P_{a_2} + \Phi \cos \alpha_2'' - P_{r_2} = 0 \quad (5)$$

и

$$P_{a_2} (l_2 - x'') + P_{r_2} (a + x) - \Phi z_2 = 0, \quad (6)$$



Фиг. 117. Схема сил, действующих на зад-нюю тележку.

где:

$l_2$  — длина заднего водила;

$a$  — расстояние от оси до возвращающей силы;

$a = 850$  мм (возвращающее устройство находится сзади оси на 850 мм);  $P_{r_2} = 1620$  кг;

$z_2$  — плечо силы трения относительно полюса вращения  $\Omega''$  задней тележки.

Решая эти два уравнения, находим:

$$x'' = 0,12 \text{ м}; \cos \alpha'' = 0,195$$

и

$$P_{a_2} = 1620 - 4000 \cdot 0,195 = 820,$$

т. е. сила  $P_{a_2}$  направлена в ту же сторону, что было и предположено при составлении уравнений (5) и (6).

Решение указанных уравнений можно произвести следующим путем: из (5) определяем  $P_{a_2}$  и подставляем его в (6):

$$P_{a_2} = P_{r_2} - \Phi_2'' \cdot \cos \alpha'' \quad (7)$$

$$(P_{r_2} - \Phi_2'' \cos \alpha'') (l_2 - x'') - \Phi_2'' z_2 + P_{r_2} (x'' + a) = 0$$

или

$$P_{r_2} l_2 - P_{r_2} x'' - \Phi_2'' l_2 \cos \alpha'' + x'' \Phi_2'' \cos \alpha'' - \Phi_2'' z_2 + P_{r_2} x'' + P_{r_2} a = 0;$$

$$P_{r_2} (l_2 + a) - \Phi_2'' \cos \alpha'' (l_2 - x'') - \Phi_2'' z_2 = 0. \quad (8)$$

Обозначая все это выражение через  $A$  и задаваясь  $x = 1$  м, из уравнения (8) имеем:

$$A_1 = 4950 - 4000 \cdot \frac{1}{\sqrt{1,64}} (2,2 - 1) - 4000 \sqrt{1,64} = -3900 < 0, \quad (9)$$

где:

$$\cos \alpha'' = \frac{x''}{\sqrt{S^2 + x''^2}} = \frac{1}{\sqrt{1,64}} = 0,782;$$

$$z_2 = \sqrt{S^2 + x''^2} = \sqrt{1,64} = 1,28,$$

т. е. получили неравенство; вновь задаемся значением  $x''$ , например  $x'' = 0,5$  м.

Из (8) имеем:

$$A_2 = 4950 - 4000 \frac{0,5}{0,94} (2,2 - 0,5) - 4000 \cdot 0,94 = -2430 < 0, \quad (10)$$

т. е. опять получили неравенство.

Задаваясь еще значением  $x'' = 0$ , получим:

$$\cos \alpha = 0; \quad z_2 = 0,80; \quad \Sigma_3 = 1750 > 0.$$

Имеем следующий результат:

$$x_1'' = 1 \text{ м}; \quad A_1 = -3900; \quad x_3'' = 0;$$

$$A_3 = 1750; \quad x_2'' = 0,5; \quad A_2 = -2430.$$

Строя график, по горизонтальной оси которого откладываем значения  $x''$ , а по ординатам значения  $\Sigma$  (фиг. 118), находим истинное значение  $x''$  как точку пересечения кривой  $\Sigma$  с осью  $x$ -ов:

$x'' = 0,12$  м, а из уравнения (7) величину  $P_{a2}$ .

Проверка полученного размера  $x''$  произведена на фиг. 119.

Отклонение задней тележки (у возвращающего аппарата) находим графически (или аналитически):

$$y_3 = 98 \text{ мм.}$$

Зная все силы, действующие на раму главного экипажа, определим интересующие нас усилия  $P_I$  и  $P_{IV}$ .

Условия равновесия будут иметь следующие выражения (фиг. 115).

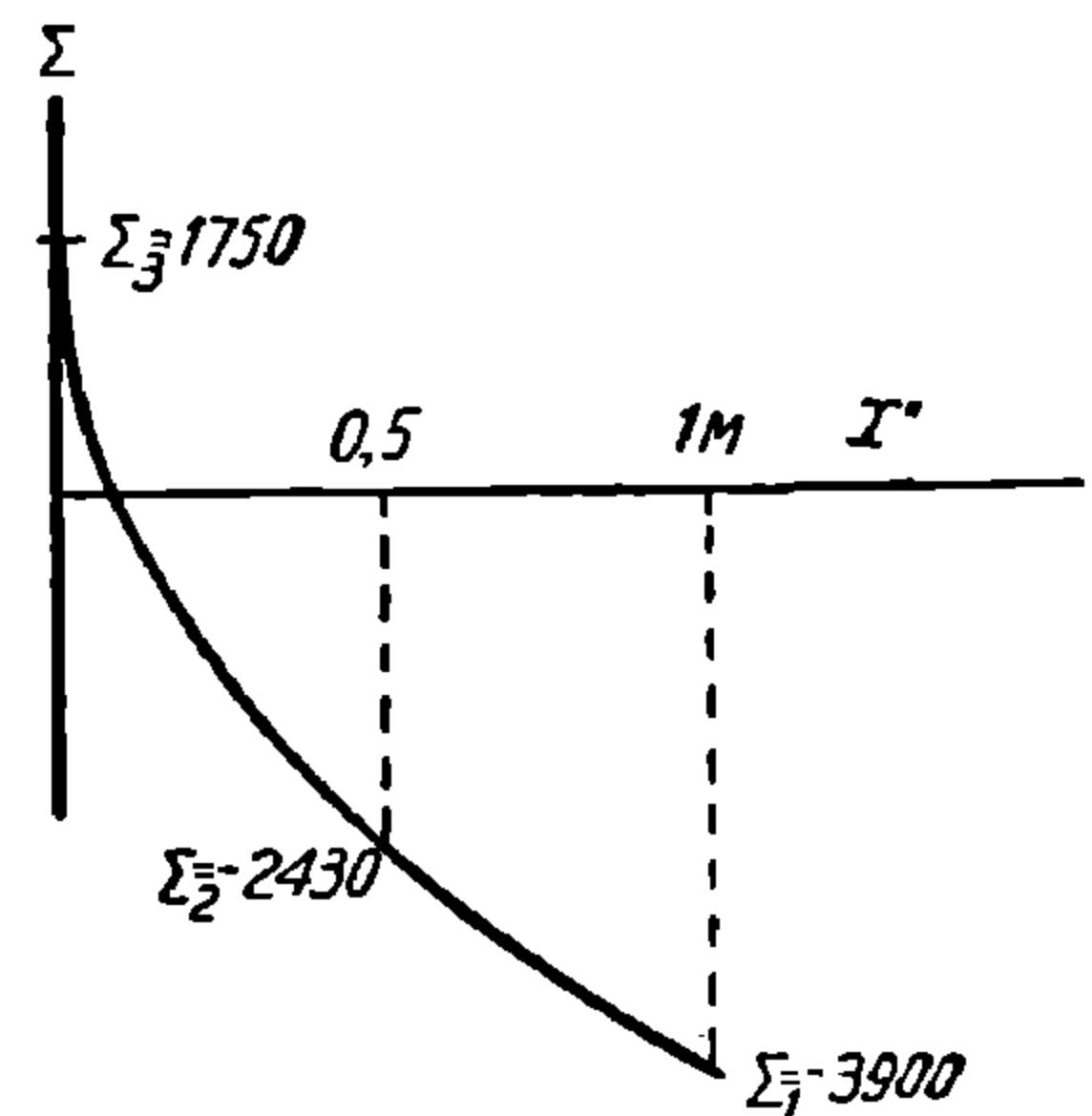
1. Сумма проекций сил:

$$P_{r_1} + P_{a_1} + P_I - P_{IV} + P_V - P_{a_2} + P_{r_2} - \sum_{i=1}^4 \Phi_i \cos \alpha = 0, \quad (11)$$

где:

$$P_V = 1500 + 50f = 1500 + 50 \cdot 15 = 2250;$$

$f$ —отклонение 5-й оси от середины, равное 15 мм (получено по чертежу фиг. 115).

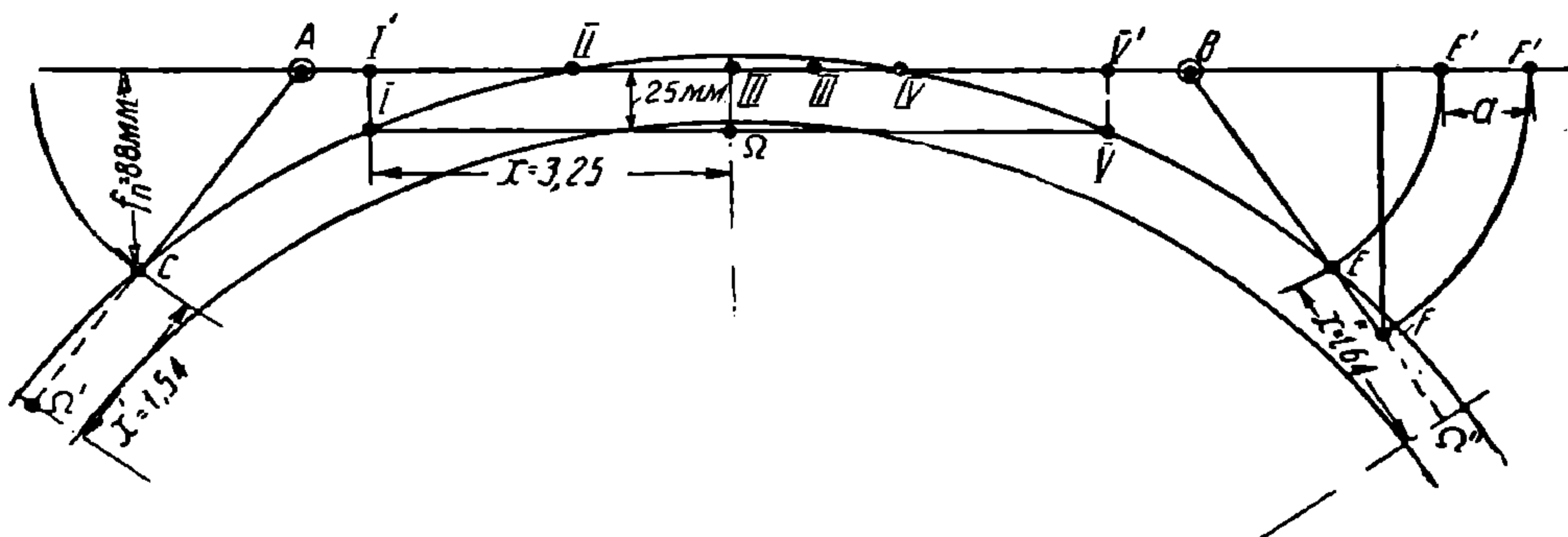


Фиг. 118. Нахождение истинного полюсного расстояния задней тележки.

2. Сумма моментов сил относительно полюса  $\Omega$ :

$$P_{r_1} (h' + x) + P_{d_1} (h' - l' + x) + P_I x - P_{IV} (x - d_{IV}) - \\ P_V (d_V - x) + P_{d_2} (h'' - l_2 - x) - P_{r_2} (h'' - x + a) - \\ - \sum \Phi_n z - \sum \Phi_n \frac{S^2}{z} = 0, \quad (12)$$

причем здесь нужно отметить, что сумма косинусов распространяется только на неподвижные оси, к которым мы относим и 1-ю ось, разбег которой мы считаем исчерпанным (что следует из прежнего предположения и может быть проверено следующим образом: сила  $P_I$  на первом сцепном колесе должна быть больше возвращающей силы этой оси); таким образом сумма распространяется на 1-ю, 2-ю, 3-ю



Фиг. 119. Проверка вероятностей радиальной установки заднего бегунка при статической установке экипажа типа 1-5-1.

и 4-ю оси, подвижной осью будет считаться только одна 5-я ось. Разница между данной 5-ой осью, снабженной возвращающим устройством, и осью без возвращающей силы та, что давление рельсов оси с возвращающим устройством будет меньше, чем у свободно перемещающейся оси, на величину возвращающей силы, соответствующей данному отклонению, т. е.

$$Y_V = \Phi_V \cos \alpha_V - S_V, \\ P_V = S_V = S_0 + f = 2250 \text{ кг.}$$

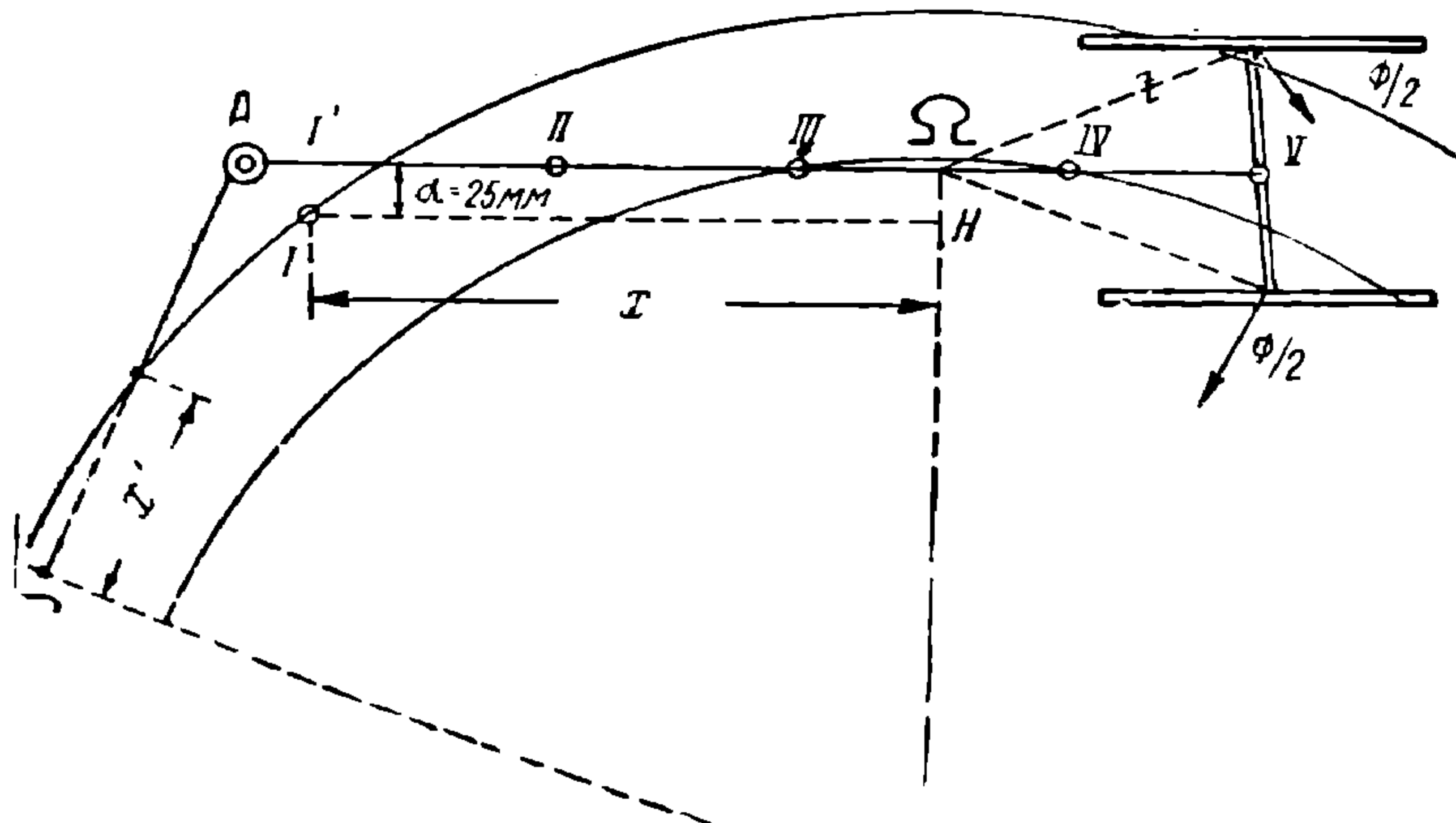
Что же касается момента сил этой (5-й) оси, то на раму будут передаваться лишь горизонтальные составляющие силы трения этой оси, т. е.

$$\Phi_V \sin \alpha_V \cdot S = \Phi_V \frac{S^2}{z_V},$$

под  $z_1, z_2, \dots$  подразумеваются плечи сил (фиг. 120) трения, т. е. лучи, соединяющие точки опор колес с полюсом; их величина найдется графическим путем, так же как сумма косинусов, а именно, строим в плане главный экипаж в масштабе, например,  $\frac{1}{50}$  н. в. (фиг. 121), наносим полюсное расстояние  $x = 4,3 \text{ м}$  (в том же масштабе) и соеди-

ням опорные точки колес с полюсом  $\Omega$ , получаем лучи  $A\Omega$ ,  $B\Omega$ ,  $C\Omega$ ,  $D\Omega$ ,  $E\Omega$ .

Проводя затем (фиг. 122) прямые  $ab \parallel A\Omega$  и  $bc \parallel B\Omega$ ;  $cd \parallel C\Omega$  и  $dz \parallel D\Omega$ , причем отрезки  $ab = bc = cd = dz$ , получаем замыкающую  $zq$ , которая по разделении ее на  $ab$  даст сумму косинусов, равную для нашего случая 2,18. (Параллельно лучу  $E\Omega$  проводить прямую



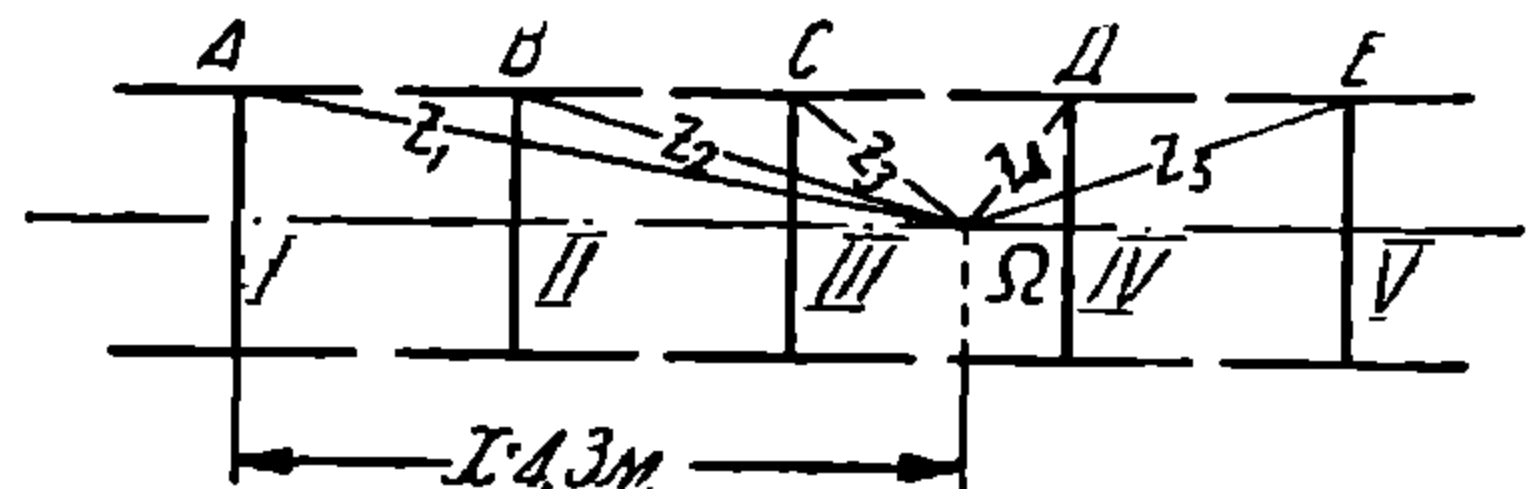
Фиг. 120. Положение главного экипажа.

не следует, так как реакция этого колеса не передается на раму). Что же касается суммы  $\sum_n z$  и  $z_n'$ , то их легко найти из чертежа, зная его масштаб. Так:

$$\sum_n z = \frac{A\Omega + B\Omega + C\Omega + D\Omega}{20} =$$

$$= \frac{88 + 56 + 24 + 19,5}{20} =$$

$$= \frac{190,5}{20} = 9,5025 \text{ м}$$



Фиг. 121. План расположения сил трения.

(где 20—масштаб, так как  $1 \text{ м} = 20 \text{ мм}$ ).

Подставляя численные значения известных величин в уравнения (11) и (12), а именно:

$$P_{r_1} = 5048 \text{ кг}; \quad x = 4,3 \text{ м}; \quad h' = 2,870 \text{ м};$$

$$P_{a_1} = 690 \text{ кг}; \quad P_{a_2} = 820 \text{ кг};$$

$$P_V = 2250 \text{ кг}; \quad P_{r_2} = 1620 \text{ кг}; \quad l' = 2,2 \text{ м};$$

$$d_V = 1,625 \cdot 3 = 4,875 \text{ м}; \quad d_V = 1,625 \cdot 4 = 6,5 \text{ м}; \quad l_2 = 2,2 \text{ м};$$

$$h'' = 9,5 \text{ м}; \quad a = 0,85 \text{ м}; \quad \Phi = 5000 \text{ кг},$$

получим в более простом виде:

$$5048 + 690 + P_I - P_{IV} + 2250 + 820 + 1620 - 5000 \sum \cos \alpha = 0$$

или

$$P_I - P_{IV} + 10\,408 - 5\,000 \cdot 2,18 = 0;$$

$$P_I - P_{IV} = 2\,092, \quad (13)$$

и уравнение моментов:

$$5\,048(2,87 + 4,3) + 690(2,87 - 2,2 + 4,3) + P_I 4,3 -$$

$$- P_{IV} (4,3 - 4,875) - 2\,250(6,5 - 4,3) + 820(9,5 - 2,2 - 4,3) -$$

$$- 1\,620(9,5 - 4,3 + 0,85) - 5\,000 \cdot 9,5 - 5\,000 \frac{0,8^2}{2,35} = 0$$

или

$$4,3 P_I + 0,575 P_{IV} = 25\,510,$$

откуда находим:

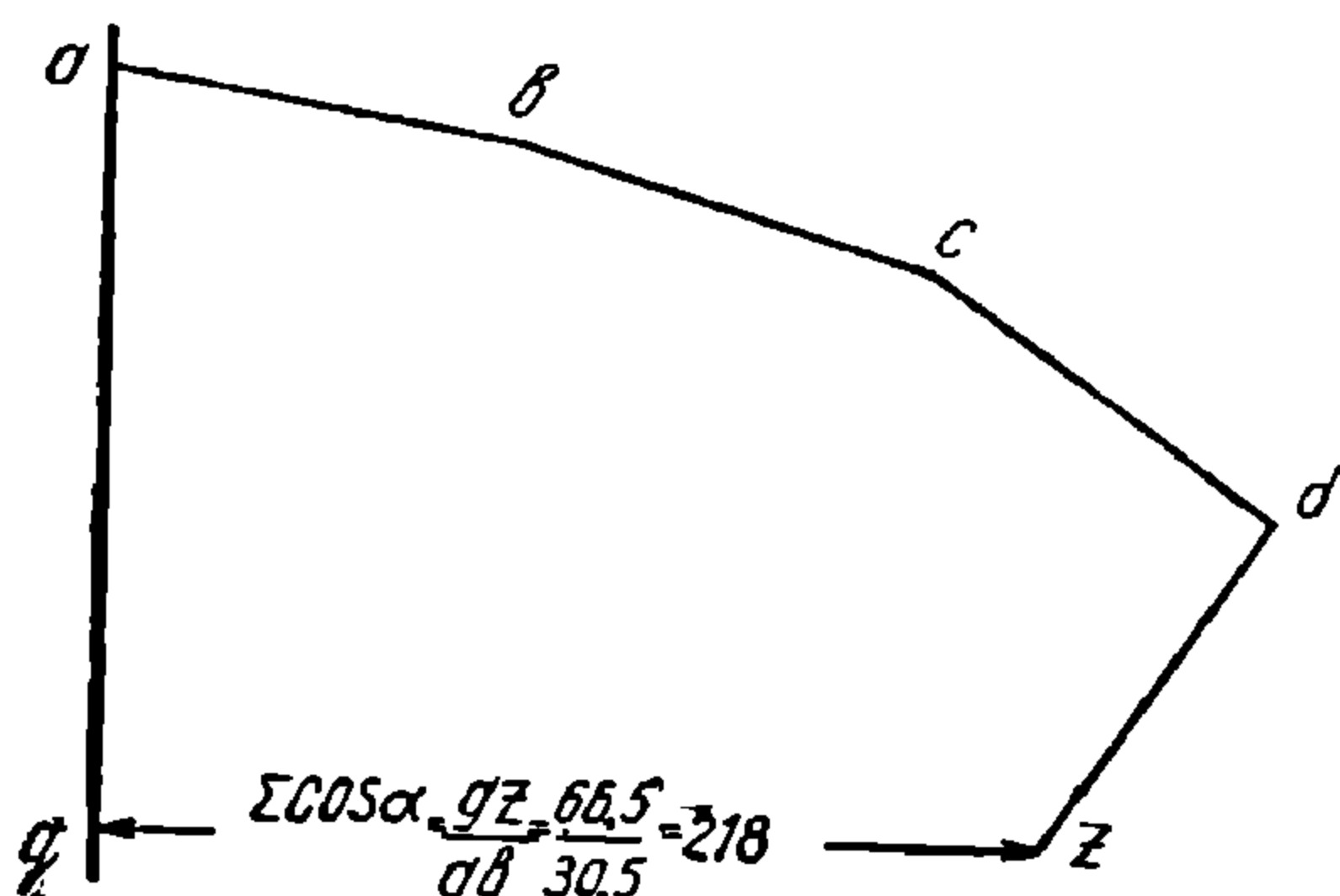
$$P_I = 4\,675 \text{ кг};$$

$$P_{IV} = 2\,208 \text{ кг}.$$

Полученная сила  $P_I$  больше, чем возвращающая сила этой оси при максимальном отклонении в 25 мм и равная:

$$S_n \text{ max} = 1\,500 + 50 \cdot 25 = 2\,750 \text{ кг}; \quad (14)$$

следовательно, наши предположения о набегании 1-й сцепной оси на внешний рельс, с использованием зазора, правильны.



Фиг. 122. Многоугольник косинусов для главного экипажа с полюсом по фиг. 121.

Определим, какие будут усилия для случая, когда экипаж будет проходить данную кривую со скоростью, при которой нажатие 4-й оси на внутренний рельс будет равно нулю, и какова будет при этом скорость.

Во-первых, нужно заметить, что положения передней тележки и главного экипажа остаются неизменными; что же касается 5-й оси, то тут нужно выяснить, достаточно ли будет силы трения от веса самого

ската, чтобы удержать ее в соприкосновении с внутренним рельсом при действии на нее центробежной силы ската и возвращающей силы  $S_5 = 2\,250 \text{ кг}$ .

Сила трения:

$$\Phi_5 \cos \alpha_5 = 5\,000 \cdot \frac{d_V - x}{\sqrt{S^2 + (d_V - x)^2}} = 5\,000 \frac{\Omega_V}{\Omega E} =$$

$$= 5\,000 \frac{49}{47} = 0,9975 \cdot 5\,000 = 4\,700; \quad (15)$$

центробежная сила ската при весе в 4000 кг:

$$C = \frac{m_5 v^2}{R} = \frac{4000 \cdot 1000^2 v^2}{9,81 \cdot 150 \cdot 3600^2} = 0,2030 v^2, \quad (16)$$

что даже при 60 км/час составит около 720 кг и, следовательно, скат будет прижат к внутреннему рельсу с силой:

$$y_5' = \Phi_V \cos \alpha - S_5 - C = 4700 - 2250 - 720 = 1730. \quad (17)$$

Пренебрегая центробежной силой задней тележки (а именно ее рамы и ската), будем иметь расположение ее в кривой по предыдущему случаю, т. е. сила  $P_{a_2}$  не изменится. Уравнения равновесия главного экипажа для этого случая выразятся таким образом (фиг. 115):

$$P_{r_1} + P_{a_1} + P_I - P_{IV} + P_V - P_{a_2} + P_{r_2} - C_0 - \sum_n^{1-4} \Phi \cos \alpha = 0 \quad (18)$$

и

$$\begin{aligned} P_{r_1} (h' + x) + P_{a_1} (h' - l' + x) + P_I x - P_{IV} (x - d_{IV}) - P_V (d_V - x) - \\ - C_0 (x - k) - \sum_n^{1-4} \Phi z - \Phi \frac{S^2}{z} - P_{r_2} (h'' - x + a) + \\ + P_{a_2} (h'' - l_2 - x) = 0, \end{aligned} \quad (19)$$

где  $C_0$  — центробежная сила главного экипажа, равная:

$$\frac{M_0 v^2}{R},$$

где  $M_0 = \frac{Q'}{g}$  — масса паровоза без веса тележки и веса 1-й и 5-й сцепных осей;

$$Q' = 11,0 + 20 \cdot 3 + 2 \cdot 16 + 16,5 = 119,5 \text{ т};$$

где:

20 т — нагрузка осей без боковых перемещений;

16 т — вес наддрессорного строения, приходящегося на 1-ю и 5-ю сцепные оси;

(4 т — мертвый вес каждой сцепной оси);

(13,7 — 2,7) = 11,0 т — вес наддрессорного строения передней тележки;

(20 — 3,5) = 16,5 т — вес наддрессорного строения задней тележки;

$k$  — расстояние точки приложения центробежной силы указанного веса от 1-й сцепной оси; величина его найдется из уравнения моментов относительно переднего бегунка.

$$\begin{aligned} (h' + k) 119,5 = 16 \cdot 2,87 + 20,0 (2,87 + 1,625) + \\ + 20,0 (2,87 + 1 \cdot 625 \cdot 2) + 20,0 (2,87 + 1,625 \cdot 3) + \\ + 16,0 (2,87 + 1,625 \cdot 4) + 16,5 \cdot 2,87 + 1,625 \cdot 4 + 3,0, \end{aligned}$$



откуда

$$h' + k = 6,4 \text{ м}$$

и

$$k = 3,54 \text{ м.}$$

Подставляя в эти уравнения численные значения и имея в виду, что  $P_{IV} = 0$ , а  $P'$  и  $P_{a_1}$  имеют значения те же самые, что и в предыдущем случае, получим:

$$P_I - C_0 = 2092$$

и

$$4,3 P_I - 0,76 C_0 = 22000,$$

откуда

$$P_I = 5800 \text{ кг}$$

и

$$C_0 = 3708 \text{ кг.}$$

Соответствующая скорость  $v$  будет:

$$\frac{M_0 v^2}{R} = C_0; \quad \frac{119500 v^2}{9,81 \cdot 150} = 3708$$

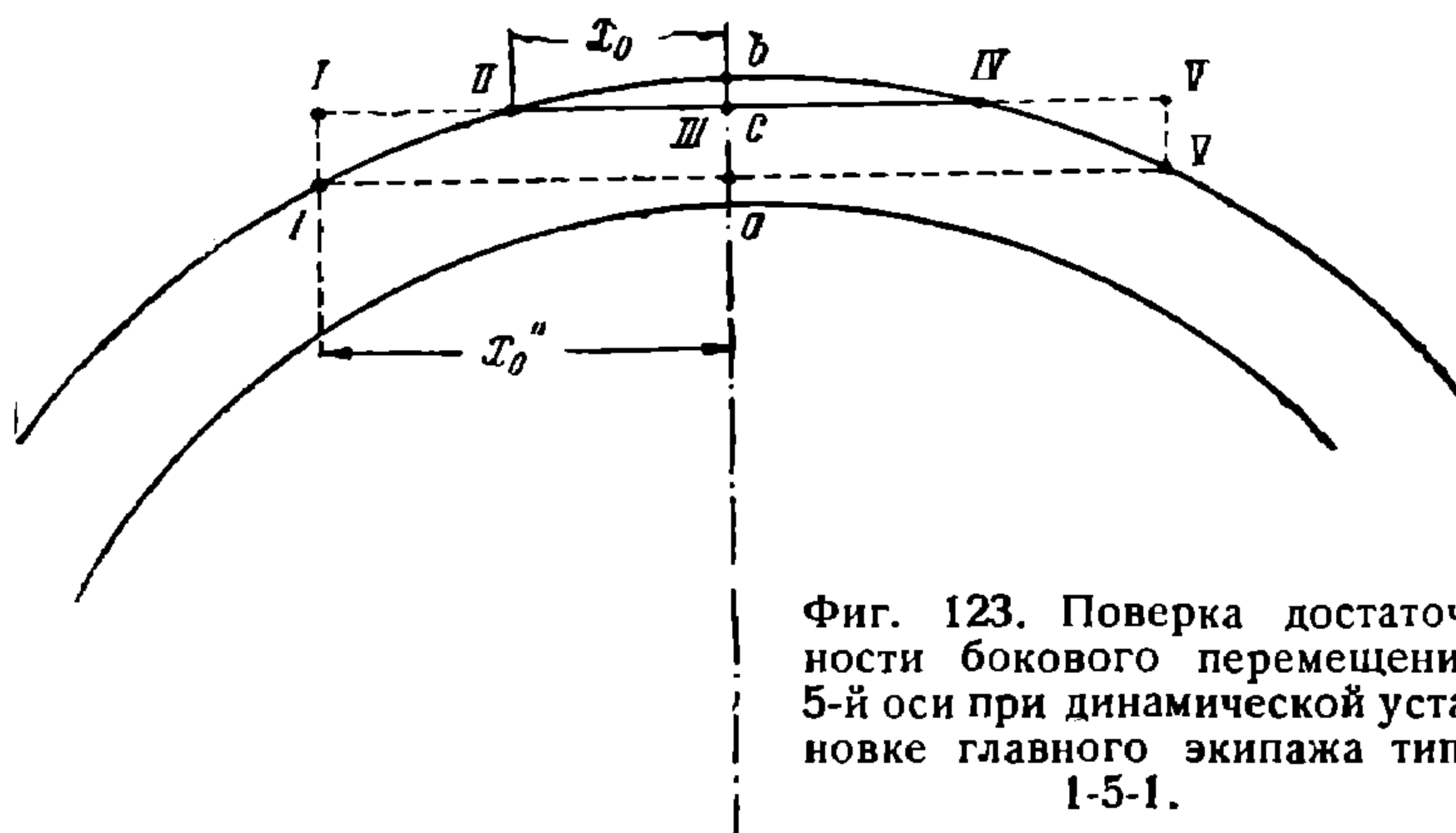
и

$$v = \sqrt{\frac{9708 \cdot 150 \cdot 9,81}{119500}} = 6,75 \text{ м/сек}$$

или

$$V = 6,75 \cdot 3,6 = 24,2 \text{ км/час.}$$

Таким же образом можно определить теперь ту скорость, при которой экипаж относится к внешнему рельсу и 4-я ось испытывает



Фиг. 123. Проверка достаточности бокового перемещения 5-й оси при динамической установке главного экипажа типа 1-5-1.

давление, равное нулю. Что же касается 5-й оси, то нужно заметить, что она не будет прижиматься к внешнему рельсу, так как максимальная сила, которая может произвести ее передвижку, и равная  $S_{V_{max}} = 2750$  (возвращающей силе) плюс центробежная сила ската  $C_{max} \cong 700$  кг, все же меньше силы трения  $\Phi_V \cos \alpha = 4700$ , и, следовательно, на главную раму экипажа 5-я ось будет действовать как ось, жестко закрепленная в раме. Здесь только можно заметить, что за-

зора в 25 мм у 5-й оси может быть недостаточно для того, чтобы 4-я ось могла притти в соприкосновение с внешним рельсом (при данной кривизне кривой), т. е. занять положение согласно фиг. 123.

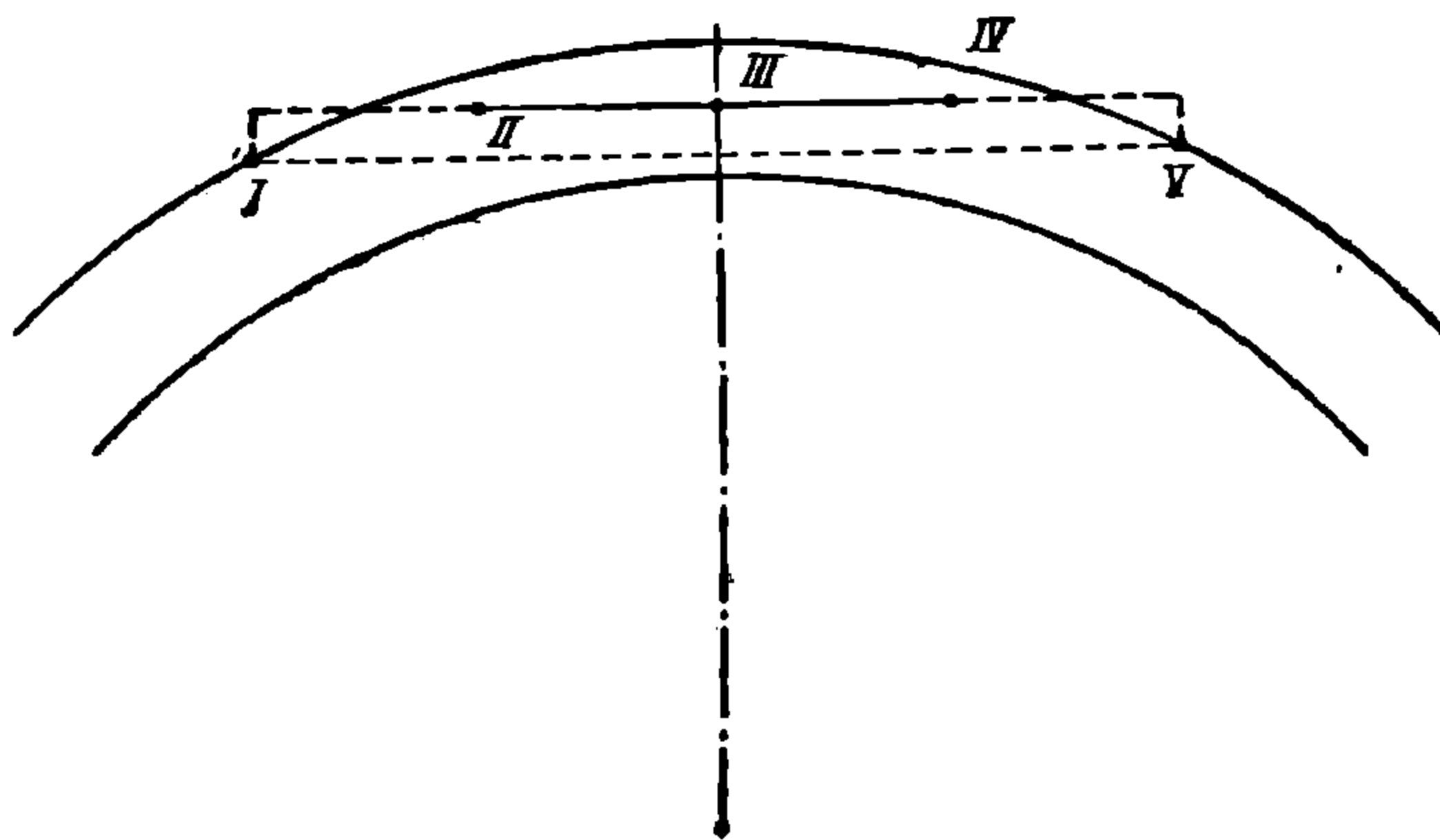
Действительно, при набегании 4-й оси на внешний рельс стрелка  $bc$  должна быть равна

$$bc = f_0' = \frac{x_0'^2}{2R} = \frac{(2 \cdot 1,625)^2}{2 \cdot 150} = 0,0088 \text{ м или } 8,8 \text{ мм},$$

при набегании же 5-й оси на внешний рельс стрелка должна быть равна

$$ab = f_0'' = \frac{x_0''^2}{2R} = \frac{(4 \cdot 1,625)^2}{2 \cdot 150} = 0,035 \text{ м или } 35 \text{ мм};$$

отрезок  $ac$ , представляющий необходимый разбег, будет равен  $35 - 8,8 = 26,2 \text{ мм}$ , в действительности же разбег равен 25 мм. Сле-



Фиг. 124. Набегание экипажа на внешний рельс последней осью при недостаточном ее разбеге.

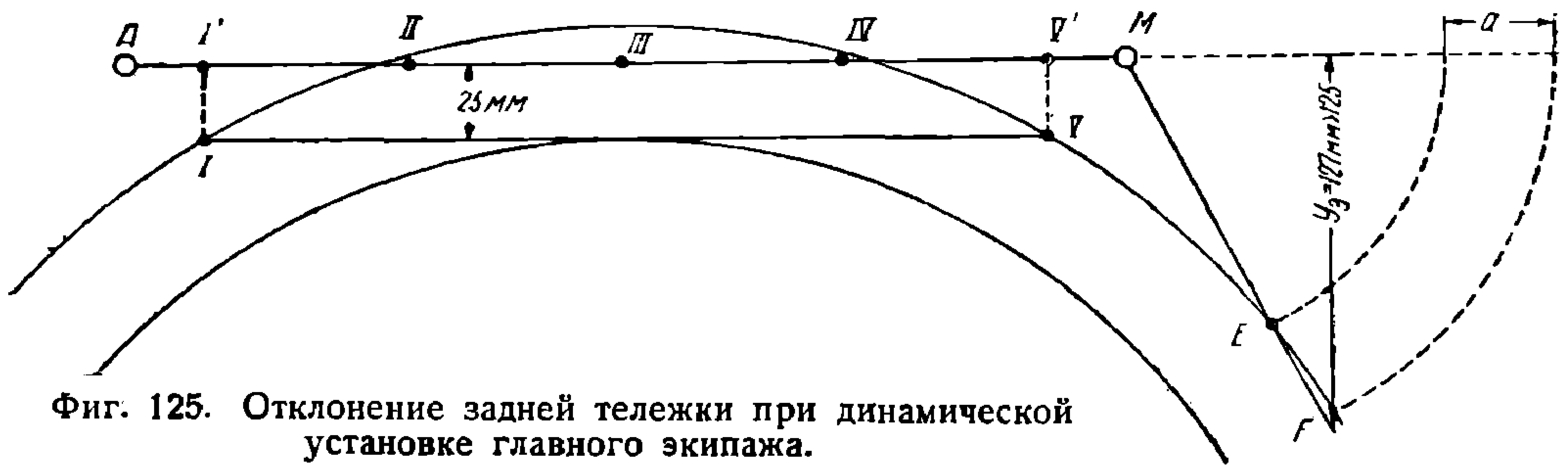
довательно, набегания 4-й осью не будет, а будет набегание у 5-й оси (фиг. 124); очевидно, в это время 5-ю ось будем считать жесткой, так как она будет отводиться рамой более, чем силой возвращающего механизма.

Однако, прежде чем определять  $P'$  и  $P_d$ , проверим установку задней тележки; тут нужно сказать, что силы трения будут удерживать тележку от перемещения к внешнему рельсу, несмотря на наличие возвращающей силы, ввиду ее незначительности. Действительно, если приблизительно предположить, что ось заднего бегунка встает радиально, то при центробежной силе  $\frac{mv^2}{R} = \frac{3500 \cdot 60^2}{9,81 \cdot 150 \cdot 3,6^2} = 670 \text{ кг}$  и возвращающей силе 1620 кг, приложенной сзади оси на 850 мм, имеем неравенство по отношению к силе трения:

$$1620 \cdot \frac{2200 + 850}{2200} + 670 = 2240 + 670 = 2910 < 5000, \quad (20)$$

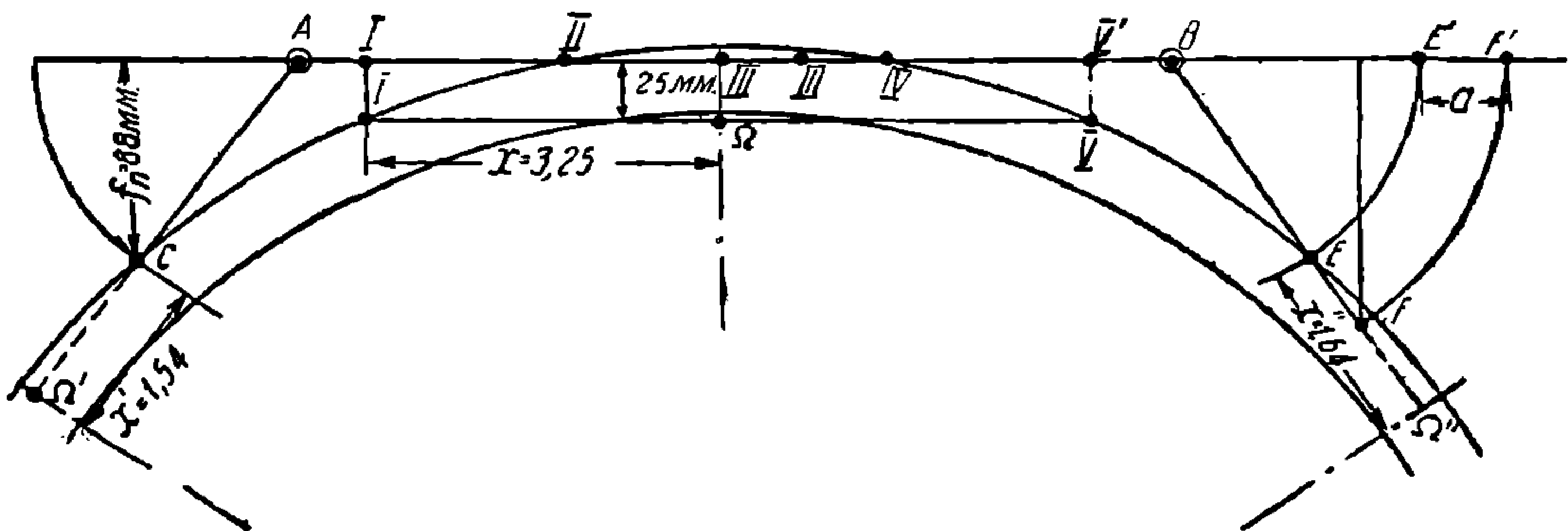
т. е. набегания на внешний рельс не должно было быть, если бы ограничения в перемещении возвращающего устройства задней тележки не было.

По Roy (фиг. 125) видно, что имеется набегание на внешний рельс заднего бегунка, потому что перемещение тележки, вернее возвращающего аппарата, превышает 125 мм и, следовательно, на-



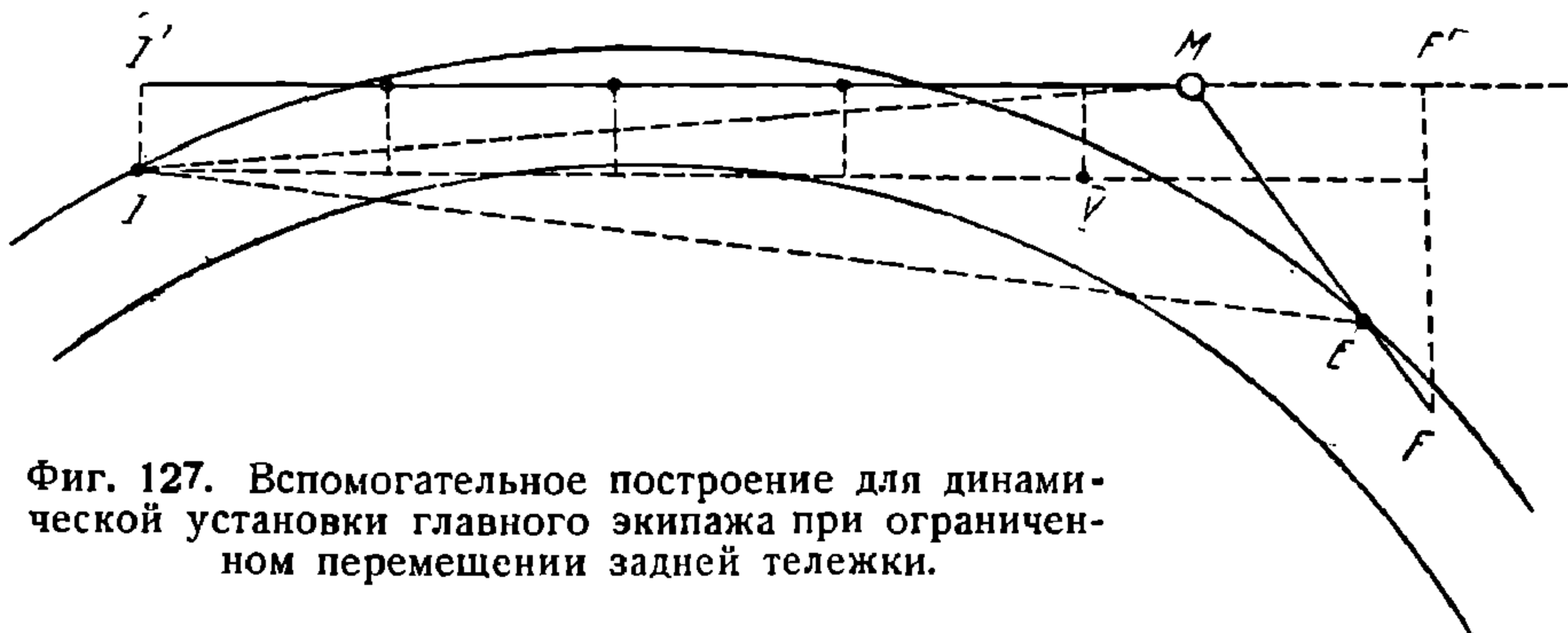
Фиг. 125. Отклонение задней тележки при динамической установке главного экипажа.

ступает ограничение в перемещении тележки раньше, чем 5-я ось придет в соприкосновение с внешним рельсом. Таким образом



Фиг. 126. [Динамическая установка главного экипажа при ограниченном перемещении задней тележки.

установка будет иная, а именно (фиг. 126): на внешний рельс будут набегать передний бегунок, 1-я сцепная ось и задняя тележка.



Фиг. 127. Вспомогательное построение для динамической установки главного экипажа при ограниченном перемещении задней тележки.

Определим ту скорость, при которой будет соприкосновение заднего бегунка с внешним рельсом с усилием, равным нулю. При этом расположении 5-ось и ось 3 дней тележки будут прижаты к раме, как и первая, и это положение экипажа типа 1-5-1 можно рассматри-

ДНУЖТ

вать как положение экипажа типа 1-6-0 (так как бегунок уже будет включаться в жесткую систему).

Эту установку можно произвести следующим путем (фиг. 127): на прямой  $I-M$ , представляющей расстояние от 1-й сцепной оси до шкворня задней тележки, строим треугольник  $I I' M$ , где расстояние  $I-I' = 25$  мм (перемещению 1-й сцепной оси). Далее, на этой же прямой строим треугольник  $F' M F$ , в котором точка  $F$  находится путем засечки радиусом  $MF = 2200 + 850 = 3050$  мм перпендикуляра  $FF'$ , равного 125 мм (все размеры баз в масштабе коэффициента искажения  $R_{ou} n$  и масштабе чертежа  $m$ , т. е. в масштабе  $m \cdot n$ ; перемещения же 25 мм и 125 мм — только в масштабе чертежа  $m$ ); на стороне  $MF$  находим точку  $E$ , очевидно  $ME = 2200$  мм (длине водила). Треугольник  $I' M E$  переносим на кривую таким образом, чтобы точки  $I'$  и  $E$  лежали на внешнем рельсе; далее легко найти положение базы  $I' - M$ , проведя касательную  $I' M$  к дуге, описанной из  $I$  радиусом, равным  $I - I'$ . Точка  $F$  не должна, конечно, быть на внешнем рельсе. Для определения искомых величин находим сперва полюсное расстояние главного экипажа  $x$  и передней тележки  $x'$  и, определив перемещение шкворня передней тележки, находим сначала силы  $P_{r_1}$  и  $P_{d_1}$ , а затем уже и силу  $P_x$  и скорость  $v$ , при которой нажатие бегунка задней тележки будет равно нулю. Из фиг. 126 имеем:

$$x = 3250 \text{ мм}; x' = 1540 \text{ мм}; x'' = 1640 \text{ мм};$$

перемещение передней тележки  $f_u = 97$  мм.

Из уравнения (1) имеем:

$$P' - P_{r_1} + \sum \Phi' \cos \alpha - P_{d_1} = 0, \quad (21)$$

где

$$P_{r_1} = 2500 + 22,75 \cdot 97 = 4700,$$

$$\cos \alpha = \frac{x'}{\sqrt{S^2 + x'^2}} = \frac{1,54}{1,74} = 0,885.$$

Подставляя, получим:

$$P' - 4700 + 4000 \cdot 0,885 - P_{d_1} = 0.$$

Из уравнения моментов (2) имеем:

$$P' x' - P_{r_1} x' + \sum \Phi z - P_{d_1} (x' + l') = 0 \quad (22)$$

или

$$P' \cdot 1,54 - 4700 \cdot 1,54 + 4000 \cdot 1,74 - P_{d_1} (1,54 + 2,2) = 0;$$

$$1,54 P' - 3,74 P_{d_1} = -800$$

и

$$P' - P_{d_1} = 1160,$$

откуда

$$P_{d_1} = 1180 \text{ кг}$$

и

$$P' = 2340 \text{ кг}.$$

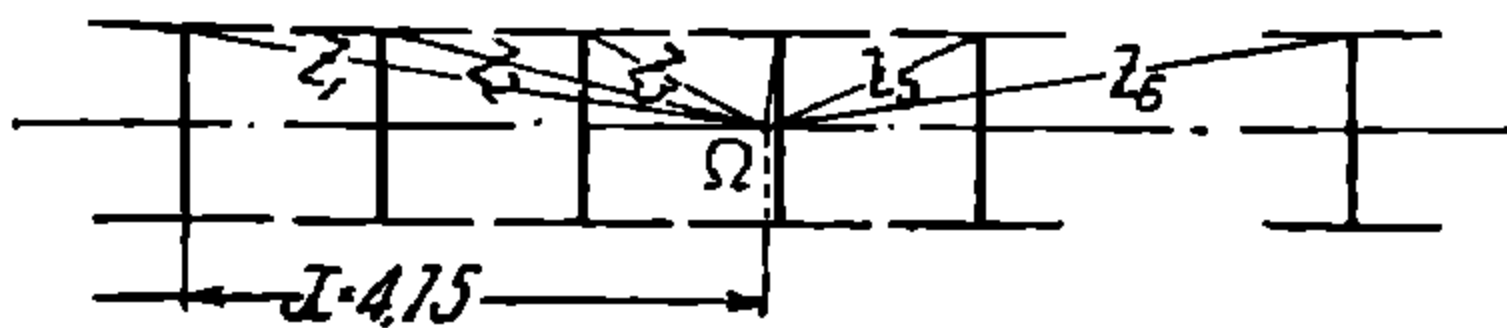
Для главного экипажа имеем, считая, что 5-я ось и ось задней тележки исчерпали свой зазор и превратились в жесткие: проекции сил

$$P_{r_1} + P_{a_1} + P_1 - C_0 \sum_{1-6} \Phi \cos \alpha = 0; \quad (23)$$

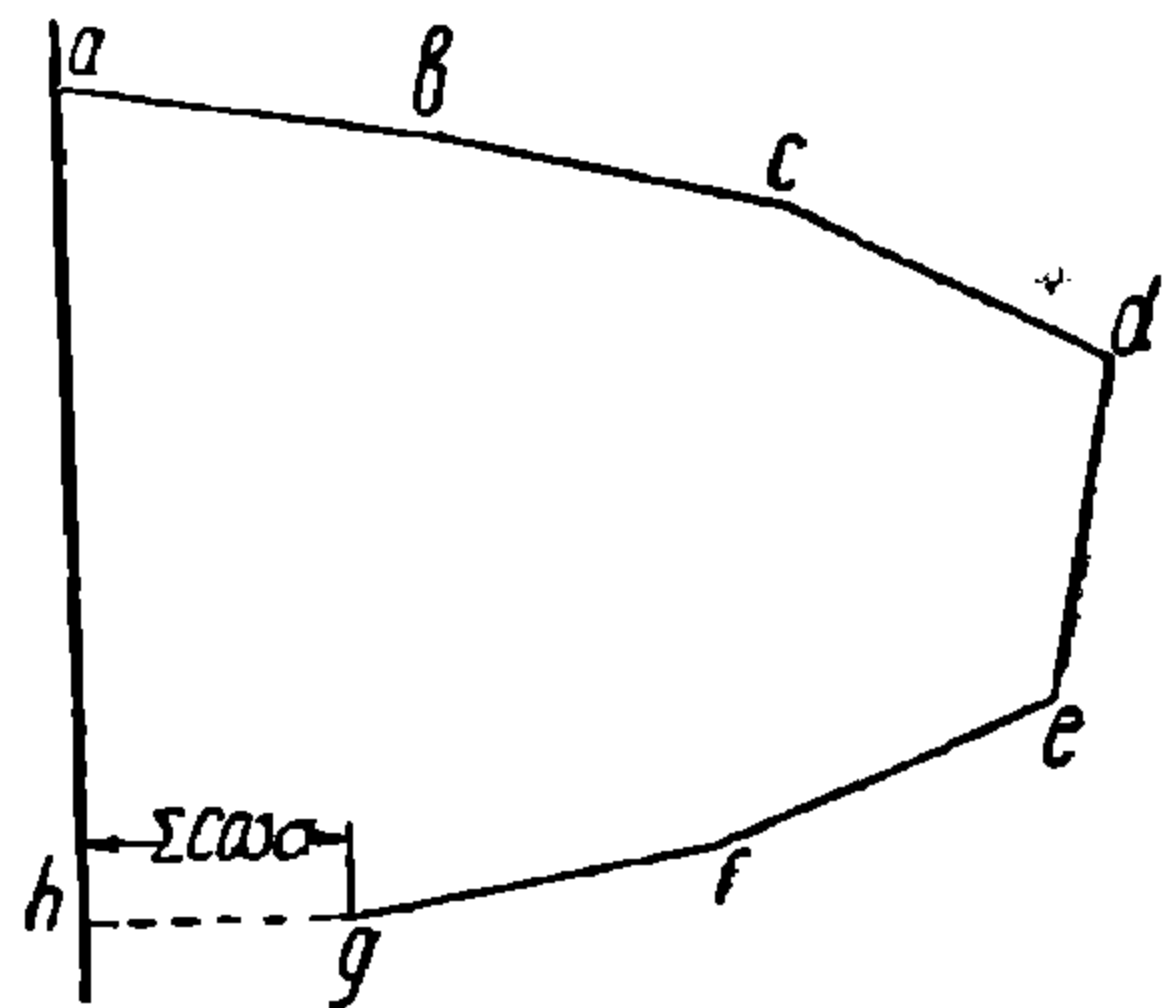
$$P_{r_1} (h' + x_0) + P_{a_1} (h' - l' + x_0) + P_1 - x_0 - C_0 (x_0 - k) - \sum_{1-6} \Phi z = 0. \quad (24)$$

Здесь под  $x_0$  подразумевается полюсное расстояние экипажа 0-6-0, т. е. половина длины экипажа между 1-й сцепной осью и задней тележкой:

$$x_0 = \frac{1,625 \cdot 4 + 3}{2} = 4,75 \text{ м.}$$



Фиг. 128. Расположение лучей трения в главном экипаже при полюсном расстоянии в 4,75 м.



Фиг. 129. Многоугольник косинусов для положения экипажа по фиг. 128.

Входящие в уравнения сумму косинусов и сумму лучей  $z$  находим графически из фиг. 128 и 129;

$$\sum \cos \alpha = 0,735;$$

$$\sum z = 17,5;$$

$$4\,700 + 1\,180 + P_1 - C_0 - 0,735 \cdot 5\,000 = 0$$

или

$$P_1 - C_0 = -2\,200$$

и

$$4\,700 \cdot (3 + 4,75) + 1\,180 (3,0 - 2,2 + 4,75) + P_1 4,75 - C_0 (4,75 - 3,54) - 5\,000 \cdot 17,5 = 0$$

или

$$4,75 P - 1,21 C_0 = 46\,350.$$

Откуда  $P_1 = 13\,800 \text{ кг}$ ,  $C_0 = 16\,000 \text{ кг}$  и  $v = 50,5 \text{ км/час}$ . Изменение силы  $P_1$ —1-й сцепной оси,  $P'$ —переднего бегунка в зависимости от скорости показано на фиг. 130.

## ГЛАВА VI

### РАЗВЕСКА ПАРОВОЗА

**Задача 44.** Определить положение центра тяжести котла паровоза типа 1-5-1 с тем, чтобы получить заданные (проектные) нагрузки на ось.

Весовые данные следующие: сцепной вес 100 т, полный вес 130 т, нагрузка на ось (сцепную) по 20 т. Расстояние между осями согласно фиг. 131, детальные веса и расстояния показаны в таблице (см. приложение в конце книги, стр. 146).

НТБ  
ДНУЖТ

**Решение.** Зная мертвый вес (передающийся на рельсы без смягчения рессорами), находим наддресорный вес, приходящийся на каждую из осей, что составит:

На 1-ю поддерживающую ось:

$$G_1 = Q_1 - q_1 = 15\,000 - 2\,577 = 12\,423 \text{ кг.}$$

На 1-ю сцепную ось:

$$G_2 = Q_2 - q_2 = 20\,000 - 4\,414 = 15\,586 \text{ кг.}$$

На 2-ю сцепную ось:

$$G_3 = Q_3 - q_3 = 20\,000 - 4\,419 = 15\,581 \text{ кг.}$$

На 3-ю (ведущую ось):

$$G_4 = Q_4 - q_4 = 20\,000 - 7\,615 = 12\,385 \text{ кг.}$$

На 4-ю сцепную ось:

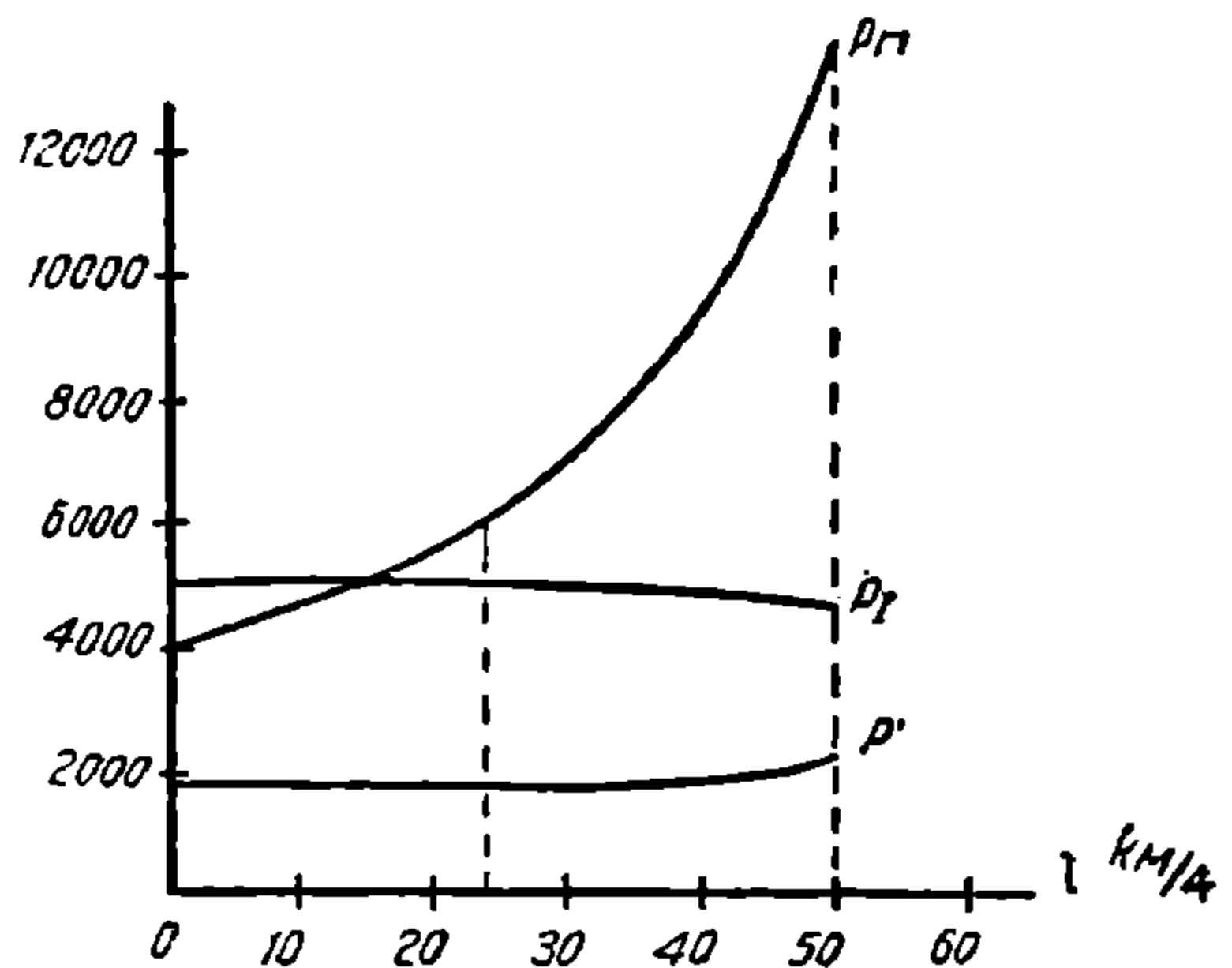
$$G_5 = Q_5 - q_5 = 20\,000 - 4\,475 = 15\,525 \text{ кг.}$$

На 5-ю сцепную ось:

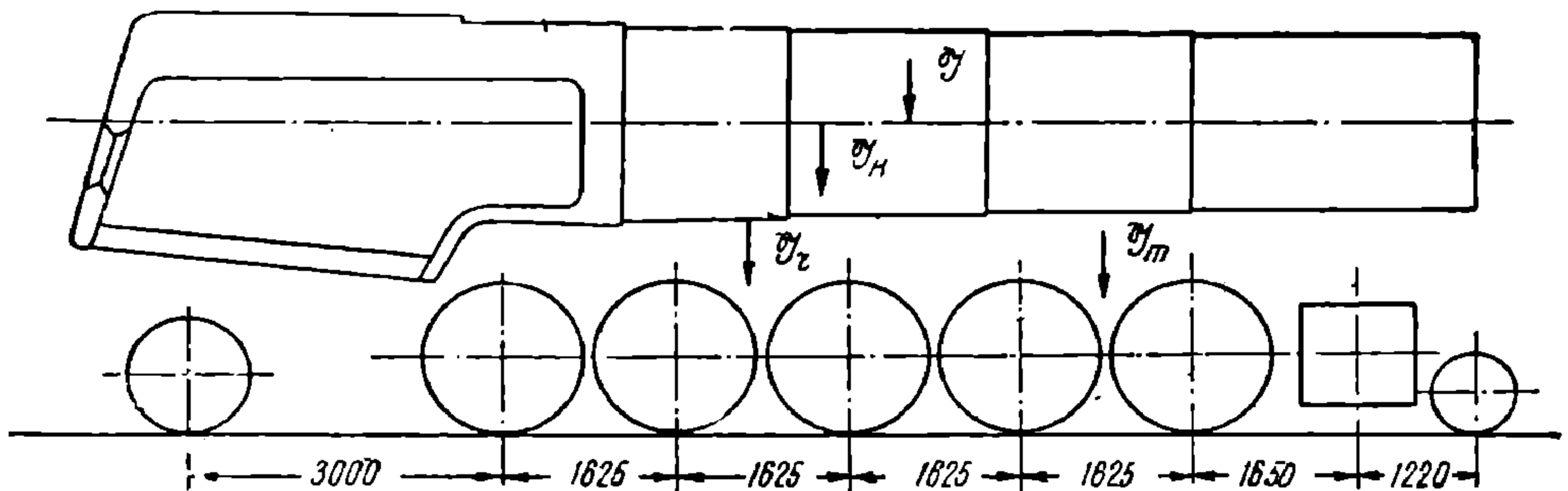
$$G_6 = Q_6 - q_6 = 20\,000 - 4\,306 = 15\,694 \text{ кг.}$$

На задний бегунок:

$$G_7 = Q_7 - q_7 = 15\,000 - 2\,788 = 12\,212 \text{ кг.}$$



Фиг. 130. Диаграмма изменения усилий первой сцепной оси и бегунка от скорости для экипажа типа 1-5-1.



Фиг. 131. Определение положения котла для получения определенных нагрузок на отдельные оси.

Беря уравнение моментов этих весов  $G_1, G_2, \dots, G_7$  относительно заднего буфера, найдем положение центра тяжести наддресорного строения паровоза:

$$G \cdot x_0 = G_1(2\,010 + 3\,000 + 1\,625 \cdot 4 + 1\,650 + 1\,220) + G_2(2\,010 + 3\,000 + 1\,625 \cdot 4) + G_3(2\,010 + 3\,000 + 1\,625 \cdot 3) + G_4(2\,010 + 3\,000 + 1\,625 \cdot 2) + G_5(2\,010 + 3\,000 + 1\,625) + G_6(2\,010 + 3\,000) + G_7 \cdot 2\,010 = 808\,250 \text{ кг}$$

или

$$99\,406x_0 = 808\,250,$$

откуда найдем  $x_0 = 8,14$  м.

Этот же равнодействующий момент должен быть равен сумме моментов составляющих от веса отдельных частей относительно той же прямой; по таблице этот момент составляет:

Наименование частей	Вес кг	Плечо м	Момент кгм
1. Котел с топкой . . . . .	30 775	—	245 356
2. Пароперегреватель: коробка . . . . .	4 645	—	50 853
3. Обслуживающий вес; вода при уровне 100 мм; уголь на решетке 200 мм; бригады . . . . .	15 575	—	111 878
4. Гарнитура котла: дымовая труба; колосниковая решетка; зольник; сводн. дверка топки . . . . .	5 052	—	25 895
5. Обшивка и изоляция . . . . .	3 400	—	26 662
6. Паропровод: конус; регуляторные трубы . . . . .	947	—	11 658
7. Арматура: кран ле-Шателье; свисток; инжектор; предохранительн. клапан . . . . .	1 045	—	6 501
8. Тормоз; насос и т. д. . . . .	3 188	—	32 508
Итого котел . . . . .	64 577	7,93	511 311
II. Рама: буфера; стяжки; балансиры; скрепления; возвращающие приспособления; путеочиститель; подножки . . . . .	18 607	8,57	159 197
III. Машина: цилиндры; поршни; крейцкопф; реверс; параллельная рама . . . . .	14 208	13,32	189 231

(Момент берется относительно заднего стяжного ящика).

Таким образом имеем: вес котла с оборудованием весом  $G_k = 64\,577$  кг; с плечом  $l_k$  рамы весом  $G_r = 18\,607$  кг; с плечом  $l_r = 8,57$  м и машины  $G_m = 14\,208$ ; с плечом  $l_m = 13,32$  м.

Откуда находим расположение центра тяжести котла:

$$G_0x_0 = G_k l_k + G_r l_r + G_m l_m;$$
$$l_k = \frac{80 \cdot 8\,250 - 159\,197 - 189\,231}{64\,577} = 7,15 \text{ м.}$$

**Задача 45.** Для паровоза типа 1-5-1, подвешенного на 3 точках, найти нагрузки на рельс отдельных осей, если принять, что центр тяжести котла сдвинут вперед на 250 мм. Весовые данные см. в приложении.

НТБ  
ДНУЖТ

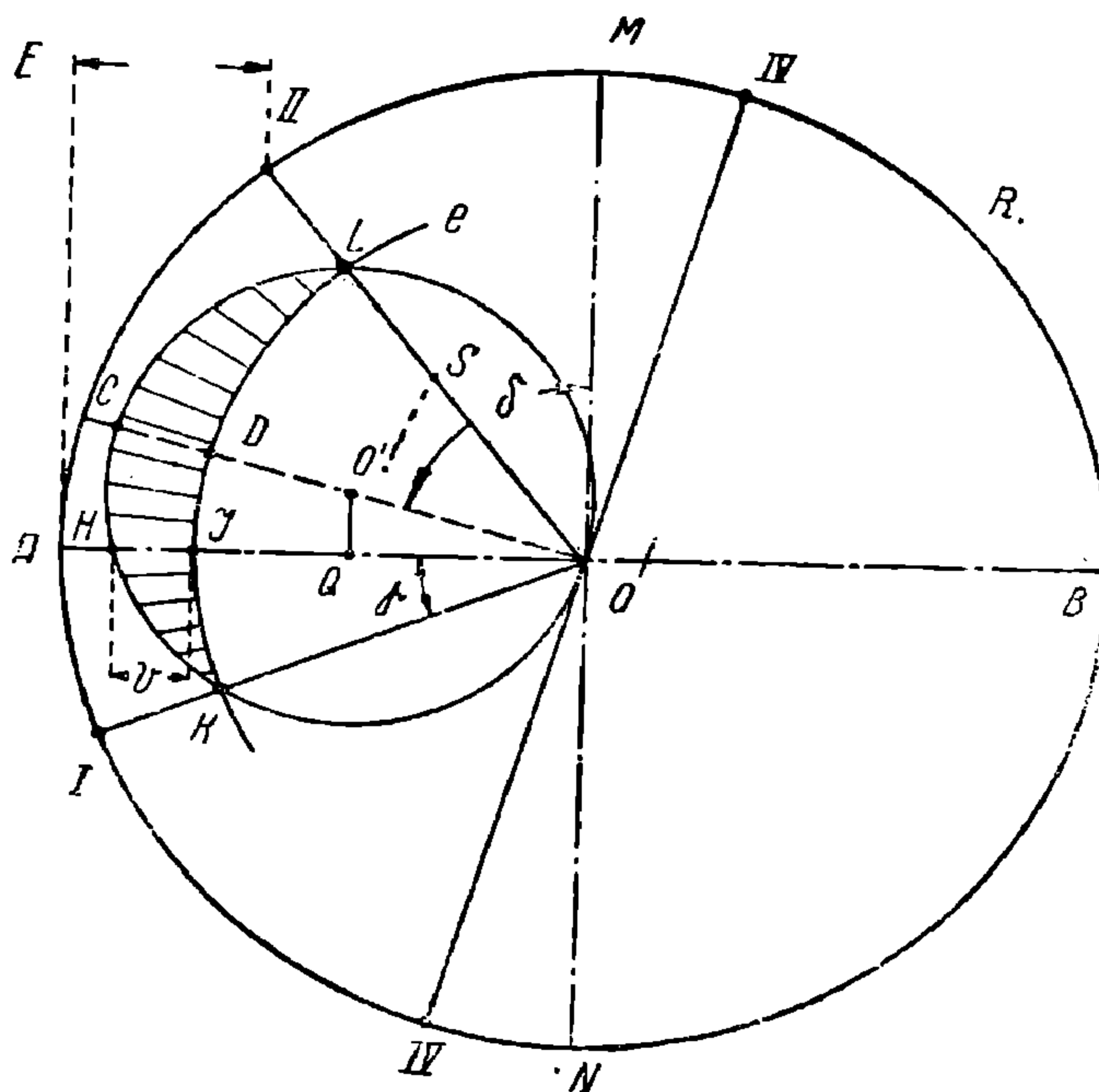
# ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ

## ГЛАВА VII

### ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОСТЫМ ЗОЛОТНИКОМ

Диаграммы: Цейнера, Мюллера. Расчет золотника

Упражнение 12. Построить диаграмму Цейнера по данным: 1) отсечке  $\varepsilon = 20\%$ ; 2) перекрыше впуска  $e = 35$  мм; 3) линейному предварению впуска  $\nu = 5$  мм; 4) перекрыше выпуска  $i = 0$  (найти  $r$ ,  $\delta$ ,  $a$ ).



Фиг. 132. Диаграмма Цейнера при данных  $\varepsilon$ ,  $e$ ,  $\nu$ .

Решение (фиг. 132). В окружности кривошипа радиуса  $R$  проводим луч  $OII$  так, чтобы  $EII = \varepsilon$ , и в произвольном масштабе описываем из центра  $O$  дугу радиусом  $OD = e$  перекрыше впуска; от точки  $G$  пересечения окружности  $e$  с диаметром  $OA$  откладываем отрезок  $GH = \nu$  линейному предварению впуска  $\nu$  (в том же масштабе, что и  $e$ ). Окружность Цейнера должна пройти через 3 точки:



$L$  — точка пересечения луча отсечки  $OII$  с перекрышей впуска  $e$  (момент отсечки); 2) через точку  $O$  — начало координат и 3) через точку  $H$ ; следовательно, центр окружности Цейнера лежит на пересечении перпендикуляров  $O'S$  и  $O'Q$ , восстановленных из середины сторон  $O'L$  ( $LS = OS$ ) и  $OH$  ( $HQ = QO$ ). Полученный диаметр  $OC$  дает величину  $r = e + a$ , где  $CD = a$ , равно как  $r$ , дает в масштабе

$e$  величину впускного окна и эксцентриситет золотника; угол  $COM = \delta$ .

**Упражнение 13.** Построить диаграмму Мюллера по данным:

- 1) перекрыше впуска  $e$ ,
- 2) перекрыше выпуска  $i$ ,
- 3) линейному предварению впуска  $v$  и 4) отсечке  $a$  (найти  $r, \delta, a$ ).

**Решение.** Проводят луч отсечки  $OII$  (фиг. 133) и делят его в отношении

$$\frac{II - C}{CO} = \frac{v}{e};$$

через точку  $C$  проводят дугу  $CH$  и в пересечении с горизонталью  $AB$  находят точку  $D$ , которую соединят с точкой  $II$ , и прямую  $IID$  продолжают до пересечения с окружностью в точке  $E$ . Параллельно этой прямой  $EII$  проводят через центр прямую  $KL$ , тогда  $AG$  представит в масштабе линейное предварение впуска, а  $GQ$  — в том же масштабе — перекрышу впуска  $e$ ; это следует из того, что

$$\frac{AG}{GQ} = \frac{DA}{DO} = \frac{IIC}{CO} = \frac{v}{e}.$$

В найденном масштабе откладывают перекрышу выпуска  $i$ .

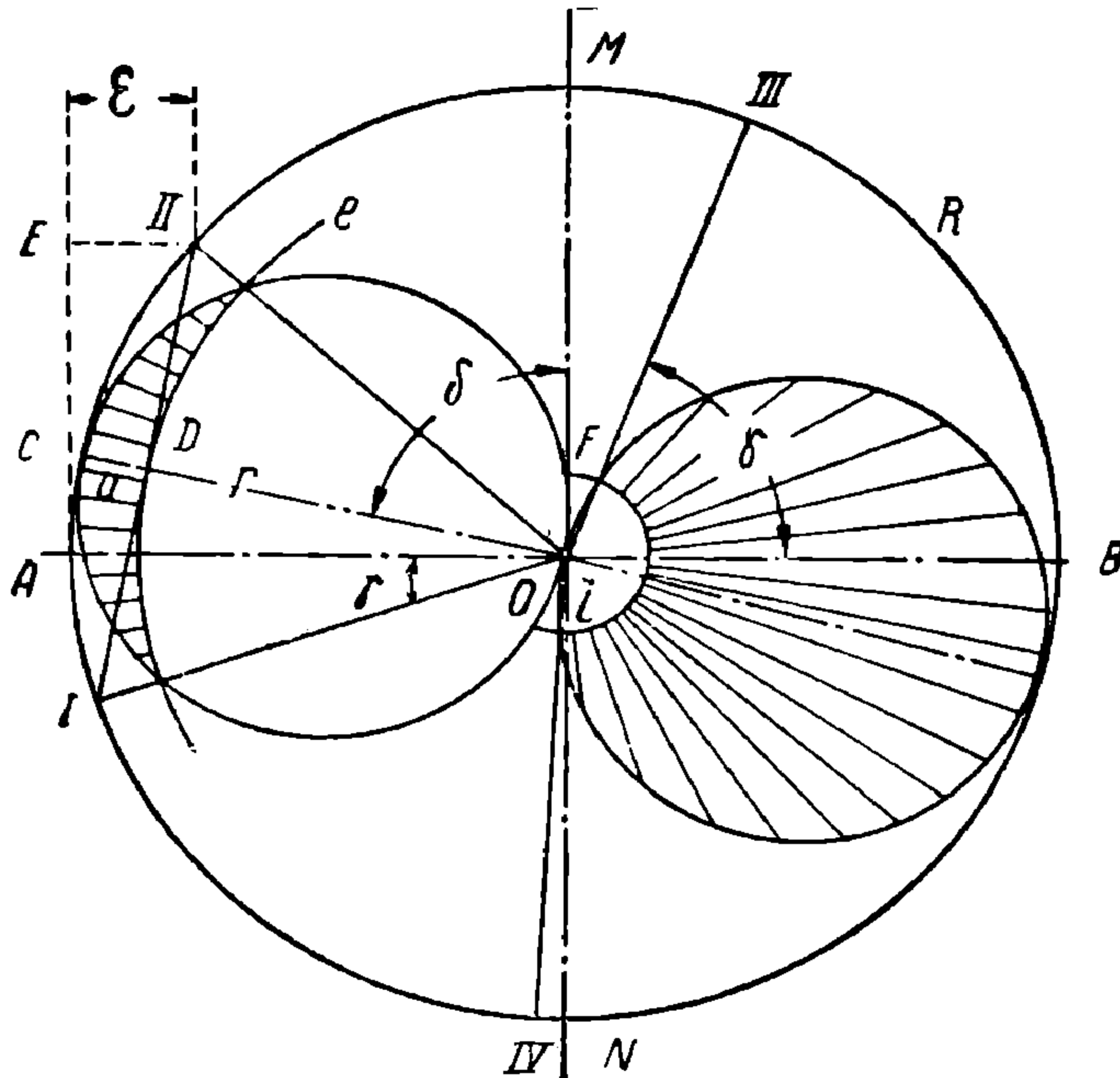
**Упражнение 14.** Определить элементы золотника, пользуясь диаграммой Цейнера, по следующим данным: 1) отсечке  $a = 12,5\%$ ; 2) углу предварения впуска  $\gamma = 20^\circ$ ; 3) углу предварения выпуска  $\gamma_1 = 70^\circ$  и 4) максимальному открытию окна  $a = 6$  мм для данной отсечки (т. е. найти перекрышу впуска  $e$ , ход золотника  $2r$ , угол опережения  $\delta$  и перекрышу выпуска  $i$ ).

**Решение.** Описываем окружность радиусом кривошипа  $R$  (фиг. 134) и проводим два луча:  $OI$ , под углом  $\gamma$  к горизонтали  $AB$ , и  $OII$ , причем  $EII$  равняется  $e$ , т. е.  $\frac{EII}{AB} 100 = 12,5$  или  $EII = \frac{12,5}{100} AB$ .

Полученные точки  $I$  и  $II$  соединяем прямой и из центра  $O$  опускаем на нее перпендикуляр  $OC$ ; или проводим биссектрису  $OC$  угла  $I-O-II$ , т. е. угол  $I-OC = CO-II$ ; тогда по свойству диаграммы Цейнера угол между этой биссектрисой  $OC$  и вертикалью  $OM$ , т. е. угол  $COM =$

$= \delta$ . Проведя на отрезке  $OC$ , как на диаметре, окружность Цейнера так, чтобы она касалась окружности кривошипа (в точке  $C$ ), или все равно, что диаметром  $OC = R$ , получаем, что диаметр  $OC$  делится прямой  $I-II$  в отношении  $\frac{CD}{DO} = \frac{a}{e}$ , т. е. радиус  $OD = e$  — перекрыше впуска.

Отрезок  $CD$  представляет открытие впускного окна  $a$ , и величина его известна — 6 мм, таким образом можно найти масштаб диаграммы Цейнера  $m = \frac{CD}{6}$ .



Фиг. 134. Определение элементов золотника  $e \cdot \delta$  по данным  $\epsilon$ ,  $\gamma$  и  $a$ .

Измерив в этом масштабе отрезок  $OD$  или  $OC$  и  $OF$ , имеем:

$$\text{перекрыша впуска } e = \frac{OD}{6} \text{ мм};$$

$$\text{перекрыша выпуска } i = \frac{OF}{6} \text{ мм};$$

$$\text{ход золотника } 2r = \frac{2 \cdot OC}{6} \text{ мм}.$$

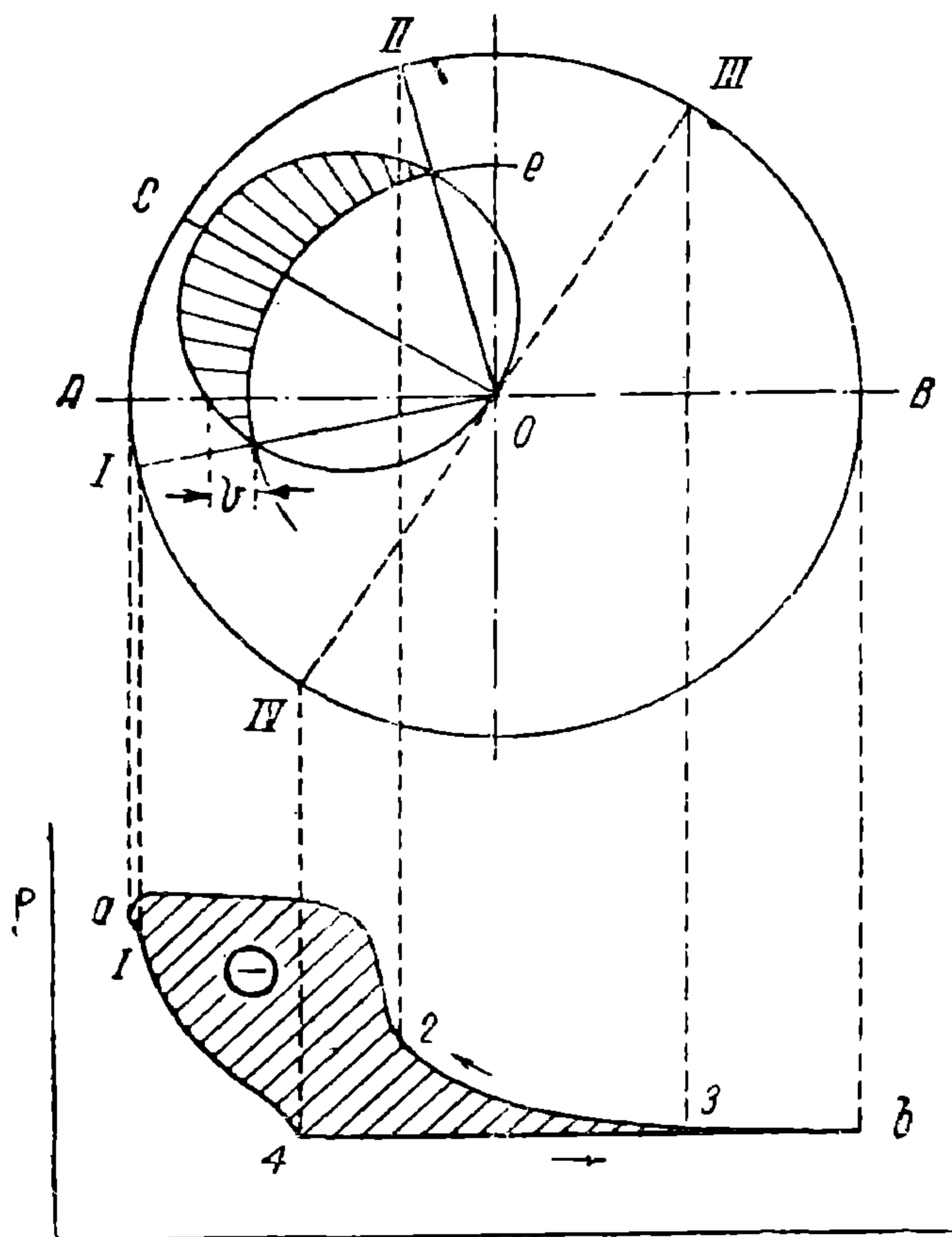
**Упражнение 15.** Построить диаграмму контрпара для отсечки  $\nu = 40\%$  при перекрыше впуска  $e = 50$  мм, линейном предварении впуска  $\nu = 6$  мм и перекрыше выпуска  $i = 0$ .

**Решение** (фиг. 135). Для построения можно воспользоваться золотниковой диаграммой (Цейнера или Мюллера). Начиная построение с точки  $A$  (мертвое положение), где окно открыто на величину линейного предварения впуска  $\nu$ , вращая кривошип против часовой стрелки, будем иметь наполнение до точки  $I$ , после чего наступит

расширение до точки *IV*. Точка *III* и точка *IV*—начало открытия и закрытия выпускного окна; при  $i = 0$  прямая *III—IV* перпендикулярна к *CD*— диаметру круга Цейнера; от точки *IV* происходит выпуск пара или, вернее, выравнивание давлений, затем до

точки *b* (другое мертвое положение), и далее при обратном движении поршня до точки *III* давление остается почти постоянным; точнее давление от точки *IV* до точки *b* понижается, получая давление ниже атмосферного; с точки *III* до точки *II*, когда выпускное окно закрыто, происходит сжатие пара, и в точке *II* начинается впуск свежего пара, навстречу идущему поршню, причем давление поднимается выше давления впуска.

**Задача 46.** Для данной отсечки найти зависимость величины перекрыши впуска  $e$  от величины открытия впускного окна  $a$  и линейного предварения впуска  $v$ .



Фиг. 135. Диаграмма контрпара.

**Решение.** Пусть отсечка будет 30%; зададимся величиной открытия впускного окна при этой отсечке, равной последовательно 10, 11, 12, 13, 14 мм, и найдем соответствующую величину перекрыши впуска  $e$  при  $v = 4, 5, 6$ .

Вычисления производятся по следующим формулам:

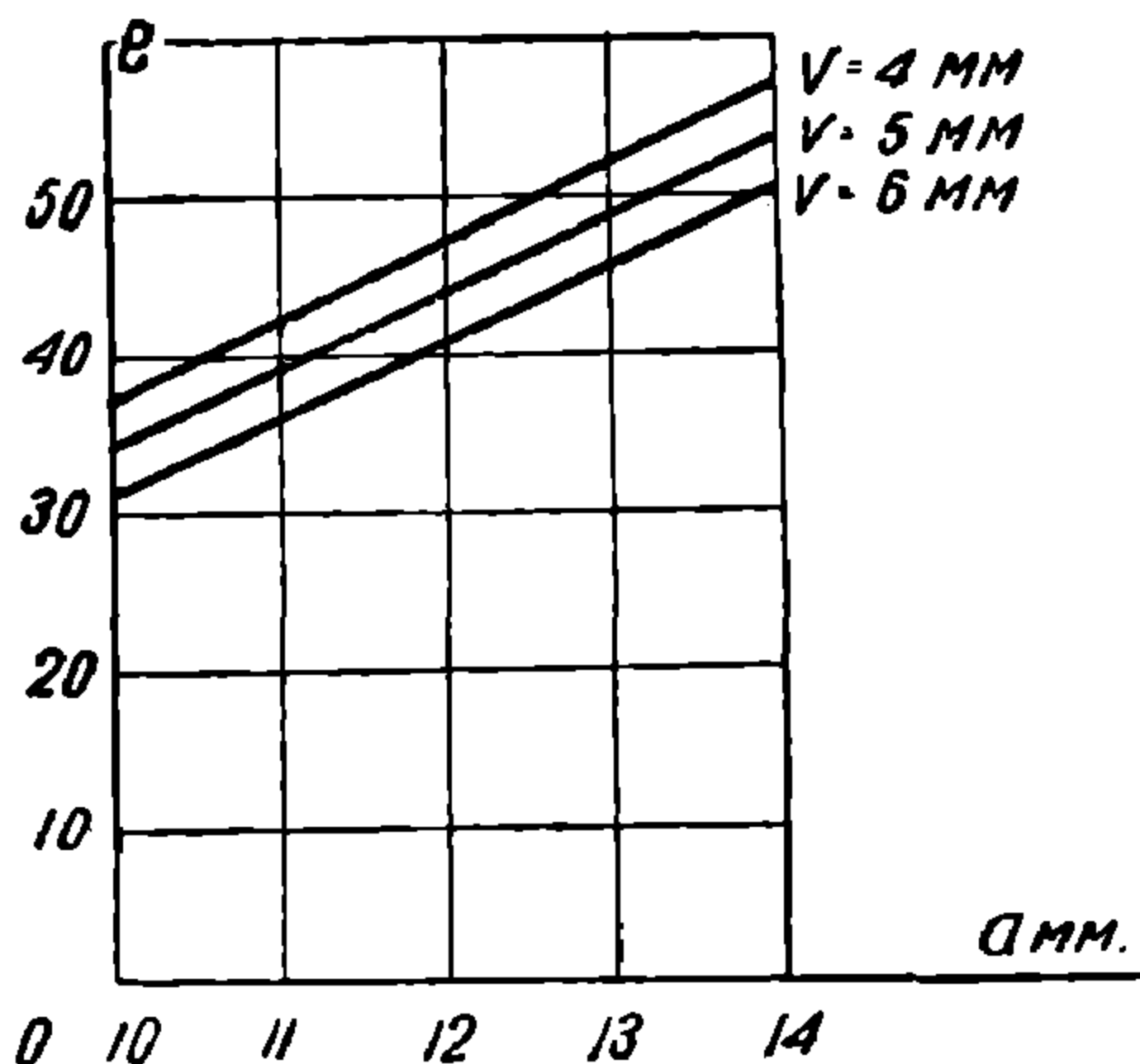
$$1) \quad r = e + a \frac{a - \frac{v}{2}}{1 - \cos \frac{\omega}{2}},$$

где  $\omega$  — угол отсечки, связанный, в свою очередь, с отсечкой  $v$  уравнением:

$$2) \quad \cos \omega = 1 - 2\varepsilon.$$

Для отыскания угла отсечки  $\omega$  можно пользоваться следующей таблицей:

Отсечка $\epsilon$	Угол отсечки $\omega$	Отсечка $\epsilon$	Угол отсечки $\omega$
0,10	36°,8	0,55	95°,7
0,15	45°,5	0,60	101°,5
0,20	53°,1	0,65	107°,5
0,25	60°,0	0,70	113°,6
0,30	66°,4	0,75	120°,0
0,35	72°,5	0,80	126°,9
0,40	78°,5	0,85	134°,4
0,45	84°,3	0,90	143°,1
0,50	90°	0,95	154°,2



Фиг. 136. Диаграмма зависимости перекрыши и впуска от впускного окна  $a$  и  $v$ .

Вычисления представим в виде следующей таблицы:

$a$ мм	$v$ мм	$e$ мм	$a$ мм	$v$ мм	$e$ мм	$a$ мм	$v$ мм	$e$ мм
10	4	37	12	4	47,0	14	4	56,7
10	5	34	12	5	43,7	14	5	53,7
10	6	31	12	6	41,0	14	6	50,7
11	4	42	13	4	52	—	—	—
11	5	40	13	5	49	—	—	—
11	6	36	13	6	46	—	—	—

По этой таблице составлена диаграмма зависимости  $e$  от  $v$  и  $a$  (фиг. 136). Как видно из этой таблицы и диаграммы, увеличение впускного окна вызывает увеличение перекрыши впуска  $e$ ; наоборот, увеличение ливейного предварения впуска  $v$  вызывает уменьшение перекрыши впуска  $e$ .

**Задача 47.** Определить размеры золотника и размеры машины паровоза типа 1-5-1 с нагрузкой на сцепные оси по 20 т, если паровоз должен при скорости  $v = 40$  км/час развивать силу тяги  $F_t = 12000$  кг; при отсечке  $\epsilon = 0,3$  пароперегреватель мелкотрубный, типа Элеско, с числом жаровых труб 130.

**Решение.** Для определения нужных величин воспользуемся данными паровоза с идентичным перегревателем. Это будет паровоз Т<sup>Б</sup> типа 1-5-1 (американской постройки) завода Балдвина.

Индикаторные коэффициенты этого паровоза представлены на фиг. 137, а величина открытия впускного окна в функции отсечки — на фиг. 138. Данные этого паровоза следующие: диаметр цилиндра  $d_T = 700$  мм; ход поршня  $h_T = 760$  мм; диаметр золотника  $d_1^T = 305$  мм; диаметр сцепных колес  $D_T = 1500$  мм. Давление пара в котле  $p_k^T = 14$  ат.

НТ  
ДМУЖТ

Диаметр цилиндра 2-цилиндрового паровоза определяется по формуле:

$$d = \sqrt{\frac{F_i D}{\xi h \cdot p_k}},$$

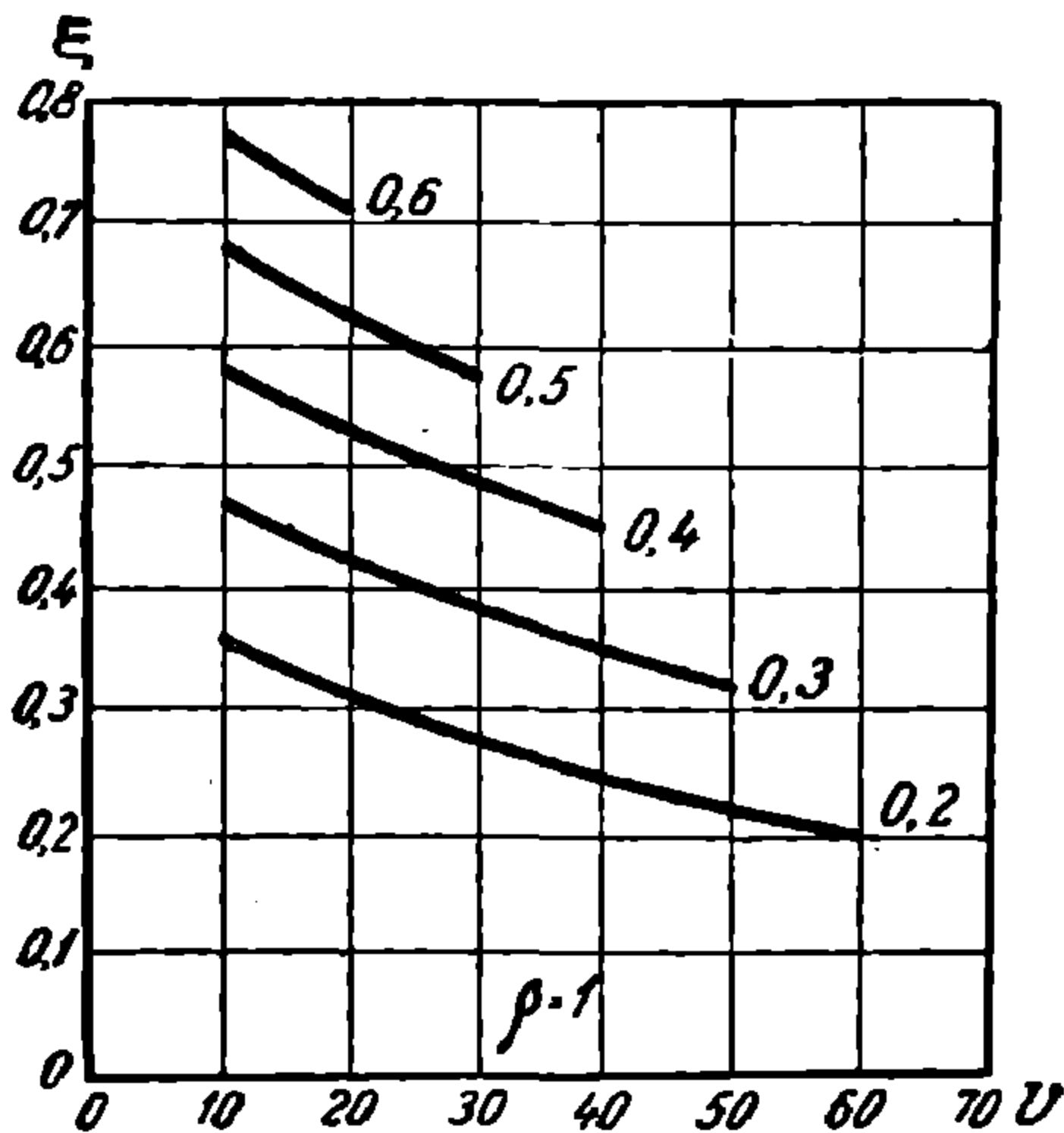
где

$$\xi = \frac{p_i}{p_k} \text{ — индикаторный коэффициент.}$$

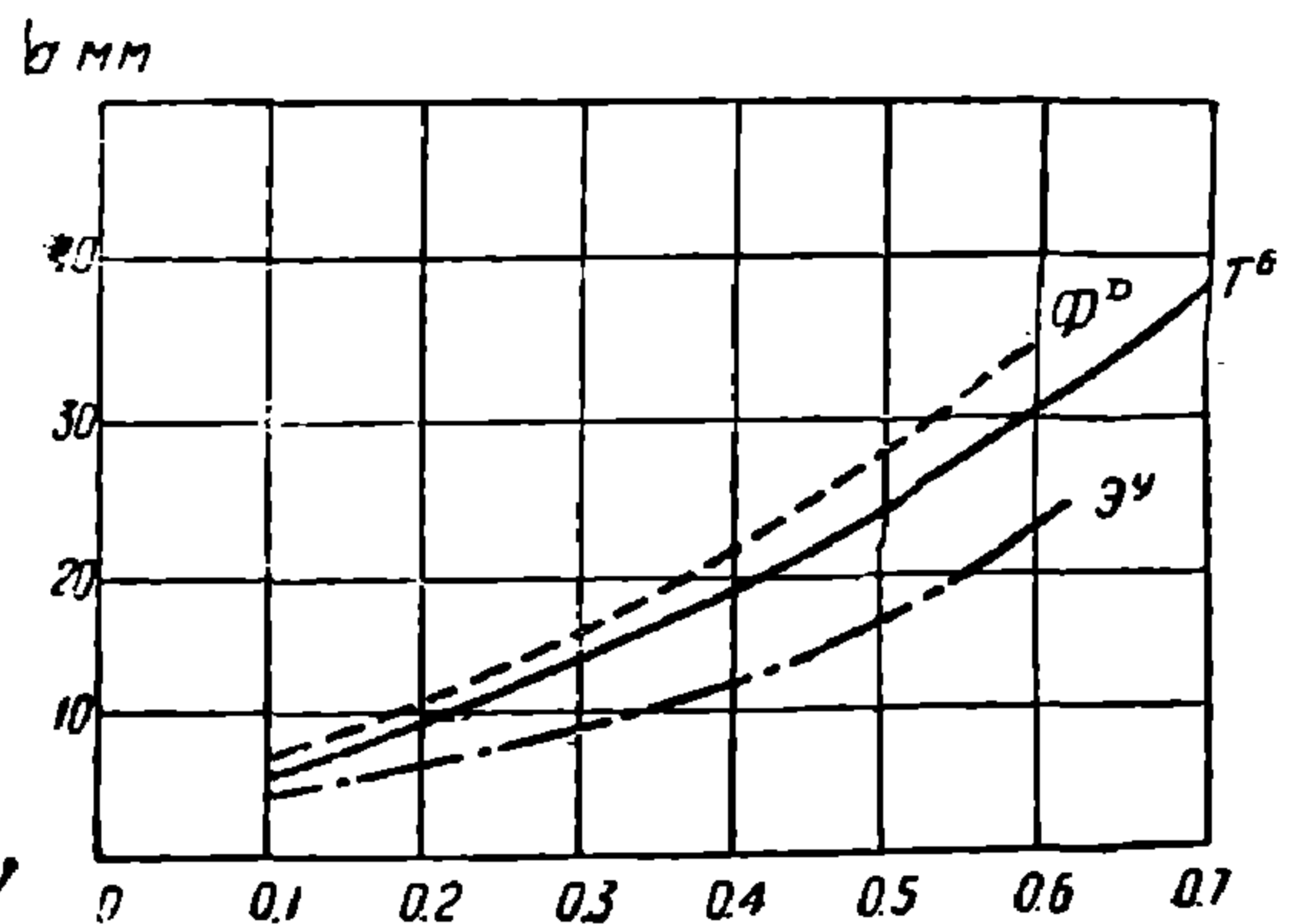
Отношение  $\frac{h}{D} \cong 0,55 \div 0,50$  для товарных паровозов и  $\frac{h}{D} = 0,3 \div 0,35$  — для курьерских.

Возьмем  $\frac{h}{D} \cong 0,515$  или  $D = 1 + 0,8 v_{max} \text{ км/час} = 1 + 0,8 \cdot 60 = 1,48 \cong 1,5 \text{ м}$ ,  $h = 0,515 \cdot 1,5 = 0,77 \text{ м}$ .

Задаемся давлением в котле  $p_k = 15 \text{ ат}$ .



Фиг. 137. Индикаторный коэффициент паровоза серии ТБ.



Фиг. 138. Открытие впускных окон различных паровозов при различных отсечках.

Что же касается выбора  $\xi$ , то мы можем взять его такой же, как и паровоза ТБ, т. е. считая его одинаковым при одинаковой скорости поршня; соотношение скоростей этих паровозов при одинаковой скорости поршня следующее:

$$v = v_T \frac{D h_T}{D_T h} = v_T \frac{1,5 \cdot 760}{1,5 \cdot 770} \cong 0,99 v_T \cong v_T,$$

все величины с индексом Т — относятся к паровозу ТБ, а без индекса — к проектному.

Индикаторный коэффициент паровоза ТБ при скорости  $v = 40 \text{ км/час}$  и отсечке  $\Sigma = 0,3$  равен  $\xi = 0,35$ . Беря это значение и для нашего проектного паровоза и подставляя численные значения, получим:

$$d = \sqrt{\frac{12000}{0,35 \cdot 15 \cdot 0,52}} = 67 \text{ см.}$$

Для полученного диаметра цилиндра находим соответствующий диаметр золотника, размер которого влияет на индикаторный коэффициент.

Диаметр золотника  $d_3$  определяется по формуле, дающей соотношение скоростей паровоза проектного и сравниваемого образца, при одинаковой скорости протекания пара через впускное окно, при одинаковых отсечках\*:

$$v = v_T \frac{d_T^2 h_T D}{d^2 h D_T} \frac{d_3 a}{d_T^2 a_T} \sqrt{\frac{p_k}{p_k^T}}$$

где  $a_T = 13$  мм; величина впускного окна паровоза серии Т<sup>Б</sup> при отсечке  $\varepsilon = 0,3$ ;  $d_3^T$  — диаметр золотника Т<sup>Б</sup>, равный 305 мм. Задаваясь открытием окна проектного паровоза  $a = 14$  мм, будем иметь:

$$d_3 = \frac{v d^2 h D_T d_T^2 a_T}{v_T d_T^2 h_T D a} \sqrt{\frac{p_k^T}{p_k}} = \frac{40 \cdot 670^2}{40 \cdot 700^2} =$$

$$= \frac{770}{760} \cdot \frac{305 \cdot 1500}{1500} \frac{13}{14} \sqrt{\frac{14}{15}} = 254 \text{ мм.}$$

\* Обоснование этой формулы таково:

Для условия нерзрывности потока объем цилиндра за время отсечки должен быть равен объему входящего пара, т. е. должно быть следующее соотношение:

$$F l_1 = f \cdot w \cdot t, \quad (1)$$

где:

- $F$  — площадь поршня в  $\text{м}^2$ ;
- $l_1$  — длина части хода поршня на длине отсечки в  $\text{м}$ ;
- $f$  — площадь впускного окна (средняя), равная  $= a \cdot b = a\beta \pi d_1$ ;
- $a$  — ширина впускного окна (средняя), равная обычно 0,7 от максимального;
- $\beta$  — 0,7 ÷ 0,75 — фактор сужения;
- $d_3$  — диаметр золотника;
- $w$  — скорость протекаемого пара в  $\text{м/сек}$ ;
- $t$  — время наполнения или продолжительность впуска, связанные, в свою очередь, со скоростью поршня

$$t = \frac{l_1}{C_1}, \quad (2)$$

причем скорость поршня  $C_1$  берется средняя за время отсечки.

Значение  $C_1$  может быть выражено в зависимости от  $C$  — средней скорости поршня за весь ход следующим уравнением, как это следует из фиг. 139, где нанесена зависимость  $\frac{C_1}{C}$  в функции отсечки  $\varepsilon$ :

$$C_1 = (0,5 + \varepsilon) C \quad (3)$$

в пределах отсечек  $\varepsilon = 0,2$  до  $\varepsilon = 0,6$  и

$$C_1 = 1,1 C \quad (4)$$

в пределах  $\varepsilon = 0,65$  ÷ 0,9.

Подставляя это значение  $C_1$  и  $t$  в формулу (1), получим выражение, служащее для определения диаметра золотника:

$$d_3 = \frac{F \cdot C (\varepsilon + 0,5)}{\beta \pi a w}. \quad (5)$$

Полученный размер золотника можно проверить по формуле:

$$d_3 = \frac{F \cdot (0,5 + \Sigma) C}{\beta \pi a \cdot 0,7 w},$$

где:

$$F = \frac{\pi d^2}{4} \text{ — площадь поршня;}$$

$C$  — средняя скорость поршня в м/сек;

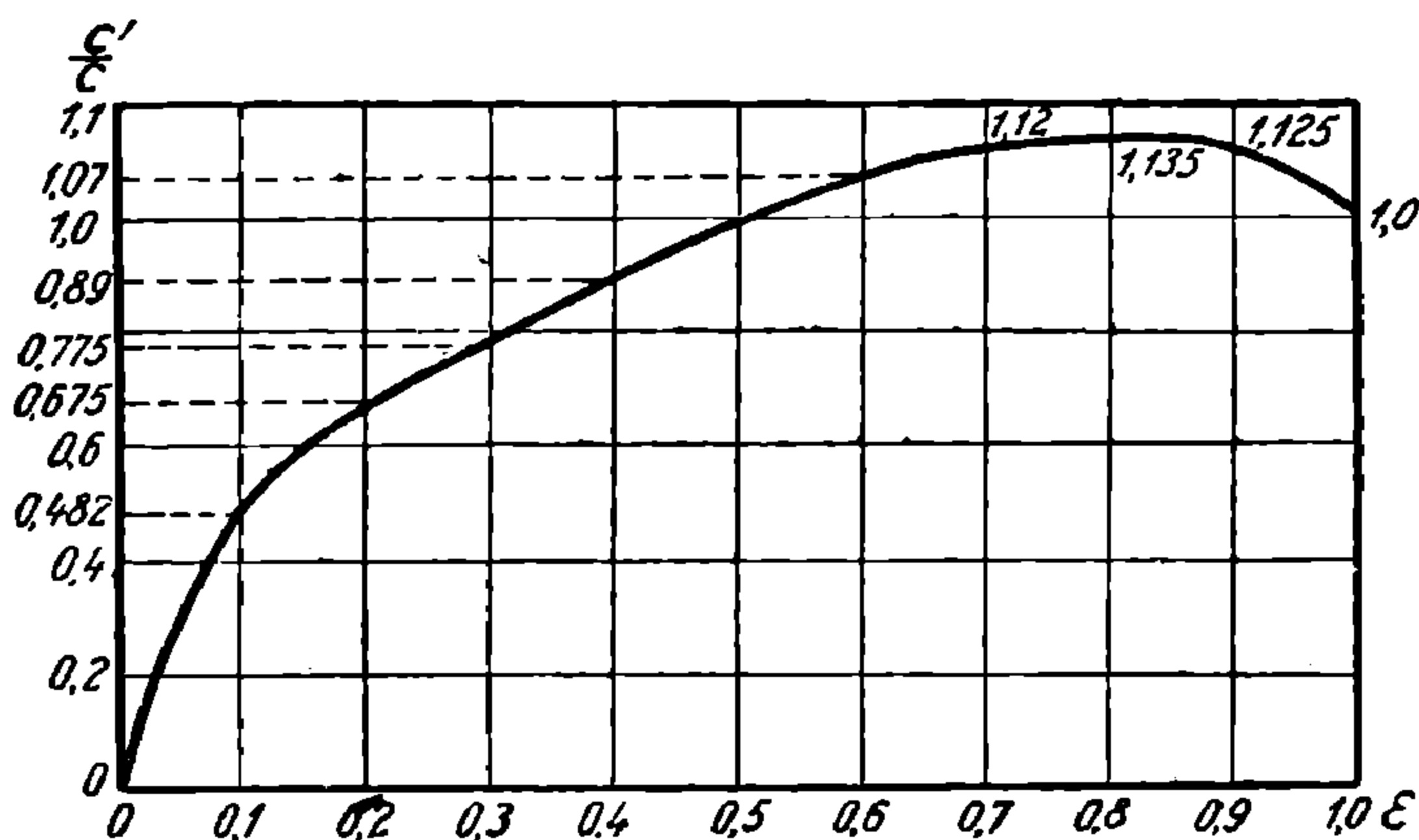
$$\beta = 0,7 \div 0,75;$$

$w = 190 \text{ м/сек}$  для отсечки 0,3 при индикаторном коэффициенте;

$\xi = 0,35$  (фиг. 140). Диаграмма составлена автором на основании опытных данных и дает зависимость индикаторного коэффициента  $\xi = \frac{P_i}{P_k}$  для различных отсечек в зависимости от сред-

ней скорости пара  $w$  за время наполнения; причем давление пара было взято  $P_k = 13 \div 12 \text{ ат}$ ; дальнейший переучет скорости в зависимости от давления может быть произведен по формуле:

$$w' = w \sqrt{\frac{P_k}{13}}.$$



Фиг. 139. Соотношение скоростей  $\xi$  для различных отсечек.

Подставляя цифровые значения для данного случая, получим:

$$d_3 = \frac{\pi 67^2 \cdot 0,8 \cdot 3,63}{\pi 4 \cdot 0,75 \cdot 14 \cdot 0,7 \cdot 190} \sqrt{\frac{13}{15}} \cong 240 \text{ мм},$$

где

$$C = \frac{hn}{30} = 0,177 \nu \cdot \frac{h}{D} = 0,177 \frac{40 \cdot 0,77}{1,5} = 3,63 \text{ м/сек},$$

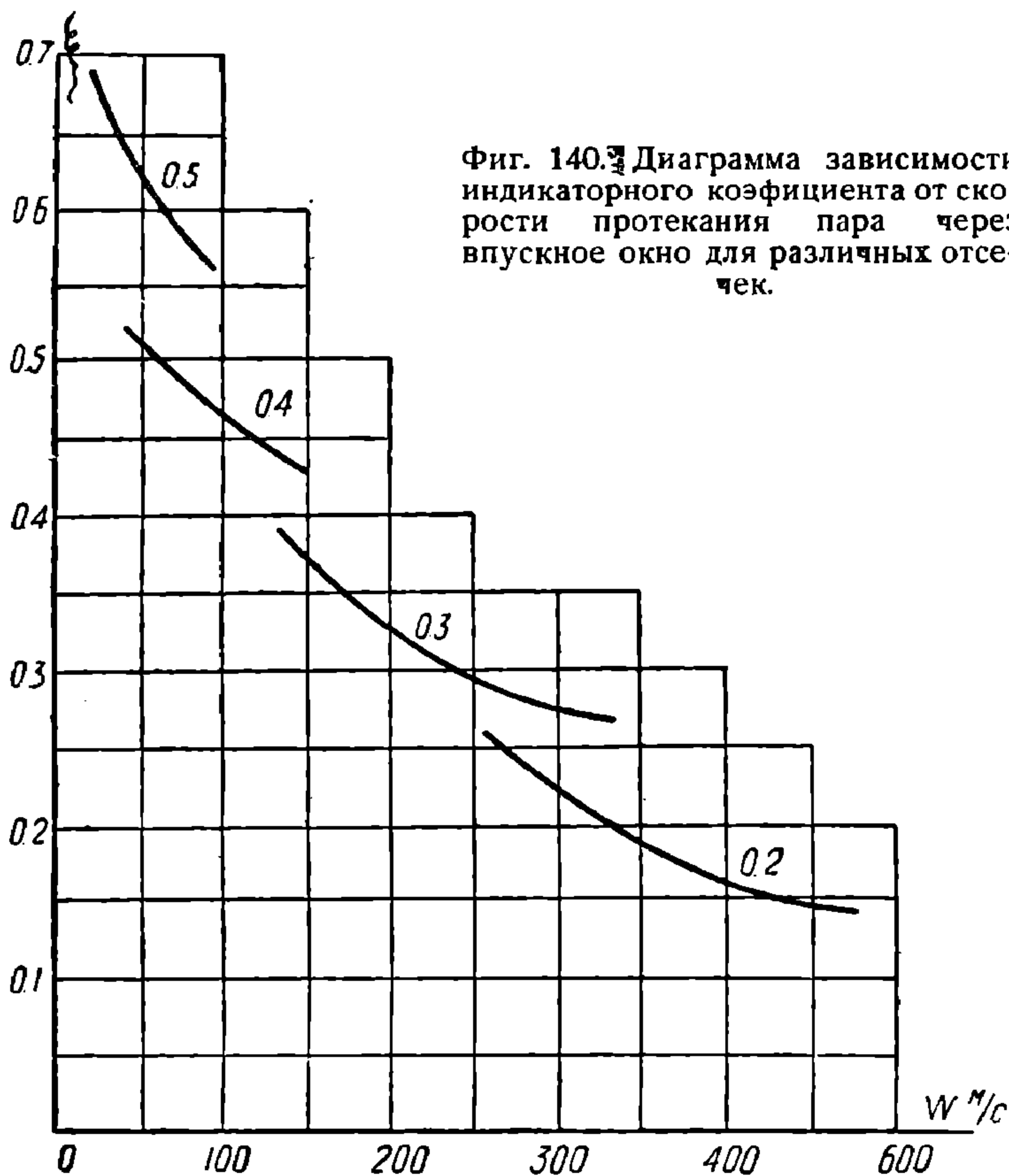
а  $0,75 \cdot 14$  — средняя ширина впускного окна для данной отсечки.

Таким образом диаметр золотника данного паровоза мог бы быть взят в 250 мм. Если теперь перейти к перестройке тяговых характеристик проектного паровоза, то можно сказать, что они

будут идентичны с кривыми силы тяги паровоза серии Т<sup>Б</sup>. Нужно только перестроить их в отношении модулей:

$$\frac{M_T}{M} = \frac{P_k^T d_T^2 h_T}{D_T} \cdot \frac{D}{P_k d^2 h} = \frac{14}{15} \cdot \frac{70^2 \cdot 76}{67^2 \cdot 77} \cong 1,01.$$

Однако нужно заметить, что из сравнения индикаторных коэффициентов паровозов серии Т<sup>Б</sup> и проектного (который в данном случае



по своим размерам машины подходит к паровозу серии ФД, но имеет диаметр золотника меньше, а именно 250 мм против 330 мм), видно, что индикаторный коэффициент паровоза серии Т<sup>Б</sup> при отсечках 0,5 и 0,4 выше, чем у ФД; при отсечке же 0,2 и меньшей, наоборот, индикаторный коэффициент паровоза Т<sup>Б</sup> меньше, чем ФД. Это объясняется тем фактом, что при больших расходах пара (при  $\varepsilon = 0,5$  и 0,4) на мятие пара оказывает большое влияние пароперегреватель, который у паровоза ФД на 25% меньше, чем у Т<sup>Б</sup> (у ФД — число труб жаровых 130, у Т<sup>Б</sup> — 166). При меньших расходах пара (начиная примерно с  $\varepsilon = 0,25$ ) на мятие пара оказывает влияние впускное окно, а не пароперегреватель (влияние пароперегревателя см. в следующей задаче).

НТБ  
ДНЖТ



Зная величину открытия впускного окна  $a$  при данной отсечке  $s$ , находим перекрышу впуска  $e$ , задаваясь линейным предварением впуска  $v$ ; для данного примера имеем  $v = 5$  мм и при  $s = 0,3$   $a = 14$ .  
Находим  $e$  по формуле:

$$e + a = \frac{a - \frac{v}{2}}{1 - \cos \frac{\omega}{2}};$$

$$e + 14 = \frac{14 - 2,5}{1 - \cos \frac{66^\circ 4}{2}},$$

откуда  $e = 53,7$  мм:

Что касается ограничения, то нужно заметить, что, всматриваясь в диаграмму открытия впускного окна (фиг. 138) паровоза ФД и паровоза Э, имея в виду, что первым величинам окна паровоза ФД соответствует ограничение отсечки  $s = 0,56$ , вторым  $s = 0,8$ , можно прийти к следующему заключению: брать величины впускных окон больше, чем у паровоза ФД, не следует, чтобы не получилось еще большего ограничения отсечки, т. е. меньше 0,56.

Формулой (5) можно пользоваться для перестройки кривых силы тяги, причем в основание было положено равенство индикаторных коэффициентов (совпадение которых будет при одинаковой скорости протекания пара через окна, а не только средней скорости поршня).

$$w = \frac{FC(s + 0,5)}{\beta \pi d_3 a} = a \sqrt{P_k}. \quad (6)$$

Для проектного паровоза аналогично будем иметь:

$$w_n = \frac{F_n C_n (e_n + 0,5)}{\beta \pi d_3^n a_n} = a \sqrt{P_k^n}. \quad (7)$$

Беря отношение уравнений (6) и (7) и заменяя значение  $C$  через выражение

$$C = \frac{h \cdot n}{30} = 0,177 \frac{v h}{D},$$

получим при одинаковой отсечке соотношение скоростей паровоза:

$$v_n = v \frac{d^2 h D_n}{d_n^2 h_n D} \cdot \frac{a_n d_3^n}{a \cdot d_3} \sqrt{\frac{P_k^n}{P_k}}, \quad (8)$$

где индекс  $n$  относится к проектному паровозу. Таким образом на величину индикаторного коэффициента влияют не только средняя скорость поршня—член  $\frac{h D_n}{h_n D}$ , но и размер машины, далее размер

золотника и, наконец, давление в котле  $\left( \sqrt{\frac{P_k^n}{P_k}} \right)$ .

**Задача 48.** Выяснить влияние перегревателя паровоза серии ФД на индикаторный коэффициент.

**Решение.** Возьмем для сравнения паровоз серии Т<sup>Б</sup> типа 1-5-1, у которого такой же однолинейный перегреватель (мелкотрубный типа Элеско) с числом жаровых труб 166 против 130 труб паровоза ФД.

Соотношение скоростей паровоза ФД и Т<sup>Б</sup> при одинаковой скорости поршня будет следующее:

$$v_{\Phi D} = v_T \frac{h_T D_{\Phi}}{h_{\Phi} D_T} = v_T \frac{760 \cdot 1500}{770 \cdot 1500} = 0,99 v_T \cong v_T,$$

т. е. скорости почти одинаковые. Если же просмотреть индикаторные коэффициенты, то они сильно разнятся. Кривые эти показаны на фиг. 142, где кривая 1 относится к паровозу Т<sup>Б</sup>, а 2—к паровозу ФД. Эти кривые нанесены по опыту.

Если же предположить, что паровоз ФД имеет такой же перегреватель (по количеству жаровых труб), как и Т<sup>Б</sup>, то соотношение скоростей паровозов при одинаковой скорости пара [по формуле (8)] будет следующее:

$$v_{\Phi 166} = v_T \frac{d_T^2 h_T D_{\Phi}}{d_{\Phi}^2 h_{\Phi} D_T} \frac{a_{\Phi} d_1^{\Phi}}{a_T d_1^T} \sqrt{\frac{P_{\kappa}^{\Phi}}{P_{\kappa}^T}}.$$

Беря значения открытия окон этих паровозов из фиг. 138, находим соотношение скоростей паровозов для различных отсечек, при которых они будут иметь одинаковые индикаторные коэффициенты. Результаты нанесены на фиг. 142 в виде кривой 3. Заштрихованные площадки показывают потери, происшедшие в перегревателе. Обращает на себя внимание тот факт, что при отсечках 0,2 и меньше пароперегреватель в деле мятия роли не играет.

Для подтверждения этого обстоятельства проверим вновь диаметр золотника паровоза ФД, беря за сравнение данные паровоза ЕФ, у которого диаметр цилиндра  $d = 635$  мм, ход поршня  $h = 711$  мм, диаметр колес  $D = 1320$  м, давление пара в котле 12,7 ат.

Индикаторный коэффициент, равный  $\xi = 0,35$ , у паровоза ЕФ, при отсечке  $\sigma = 0,3$ , получается при скорости  $v = 33,5$  км/час, причем впускное окно открывается на величину 9 мм.

Подставляя эти значения, будем иметь:

$$v_{\Phi D} = v_E \frac{63,5^2}{67^2} \cdot \frac{71,1}{77} \cdot \frac{14}{9 \cdot 305} \cdot \sqrt{\frac{15}{12,7}},$$

откуда

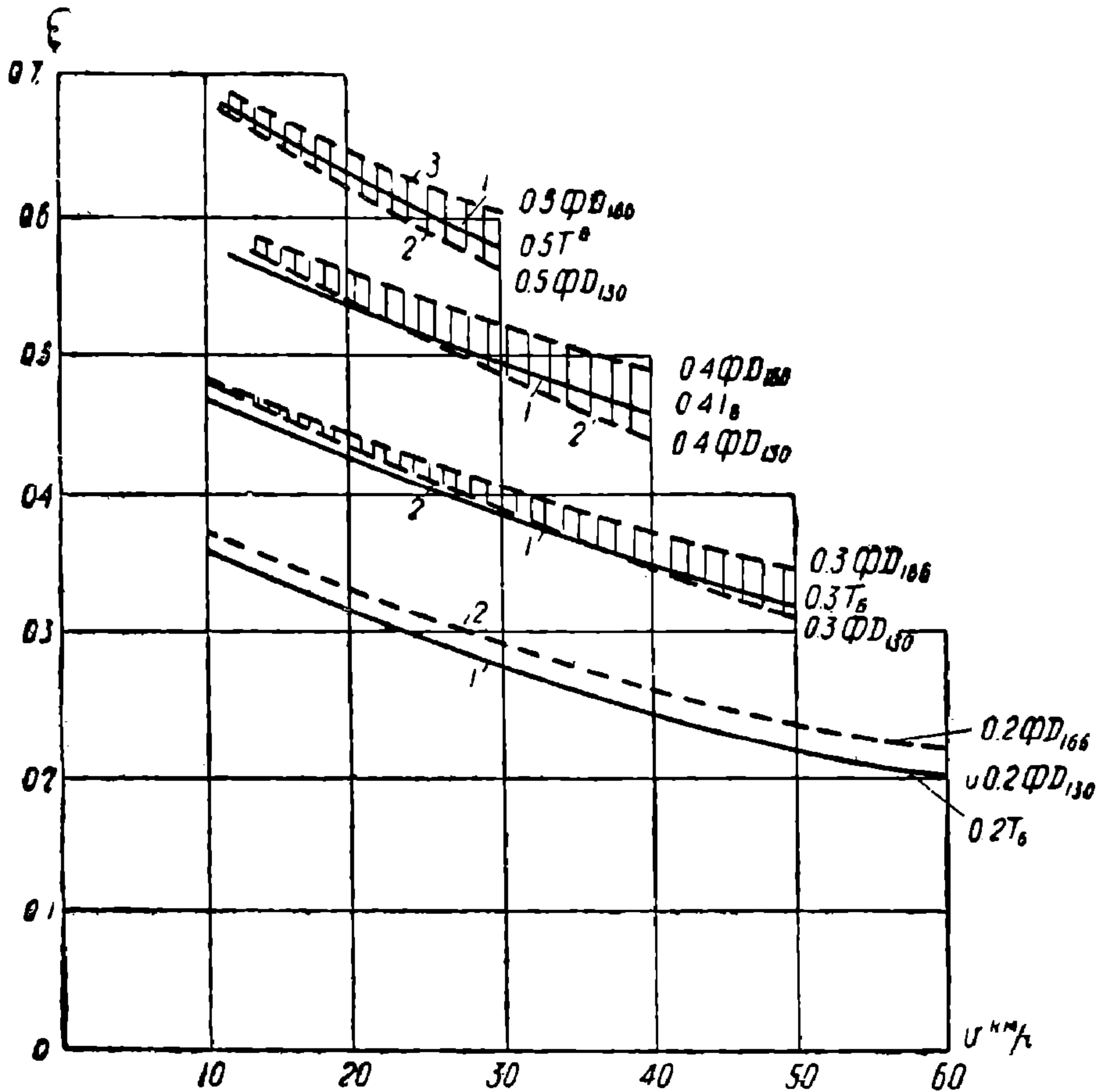
$$d_3 = 275 \text{ мм.}$$

Получился размер больше, чем при расчете по Т<sup>Б</sup>; однако, разница может быть отнесена за счет большего сопротивления передвигателя; дело в том, что у паровоза Т<sup>Б</sup> мелкотрубный перегреватель типа Элеско с числом элементов  $\frac{166}{2} = 83$ , а у паровоза ЕФ—перегреватель Шмидта с числом элементов 28. Пользуясь формулой стр. 125, найдем

влияние перегревателя паровоза ЕФ по сравнению с перегревателем Т<sup>Б</sup>.

Как было найдено, индикаторный коэффициент  $\xi = 0,35$  паровоза ЕФ соответствует скорости 33,5 км/час; у паровоза же Т<sup>Б</sup> таковой получается при скорости 40 км/час, и, следовательно, формула стр. 125 примет вид:

$$v_E = v_T \frac{d_T^2 h_T D_E}{d_E^2 h_E D_T} \frac{d_E^E a_E}{d_T^T a_T} \sqrt{\frac{P_K^E}{P_K^T} \frac{R_E}{R_T}},$$



Фиг. 141 и 142. Индикаторные коэффициенты паровозов ФД и Т<sup>Б</sup> при различных отсечках.

где член  $\frac{R_E}{R_T}$  представляет отношение сопротивлений перегревателей; Отсюда находим:

$$\frac{R_E}{R_T} = 1,17,$$

т. е. сопротивление перегревателя у паровоза ЕФ больше, чем у паровоза Т<sup>Б</sup>; отсюда, исключая влияние перегревателя паровоза ЕФ, находим:

$$d_3 = \frac{275}{1,17} \cong 240 \text{ мм},$$

т. е. как раз тот, который получился при предыдущем расчете, и следовательно, пароперегреватель паровоза ФД (а, следовательно, и ИС) недостаточен, а золотник—преувеличен.

Для подтверждения этого обстоятельства обратимся к расходу пара, заметив, что у обоих паровозов ФД и Т<sup>Б</sup> перегреватель пара одноступенчатый (Элеско), но у паровоза Т<sup>Б</sup> число элементов 166, а у ФД — 130; при отсечке  $\varepsilon = 0,5$  и скорости (для паровоза ФД):

1)  $V = 10 \text{ км/час}$ , удельный расход пара  $\left(\frac{U}{N_k}\right) = 10 \text{ кг}$ ; сила тяги  $F_k = 21\,000$ , что составит часовой расход пара:

$$U = \frac{F_k v}{270} \left(\frac{U}{N_k}\right) = \frac{21\,000 \cdot 10 \cdot 10}{270} = 7\,800 \text{ кг}.$$

2) При  $V = 30 \text{ км/час}$  и силе тяги  $18\,800 \text{ кг}$ , удельный расход пара будет:

$$\left(\frac{U}{N_b}\right) = 8,5 \text{ кг и (часовой):}$$

$$U = 8,5 \frac{18\,800 \cdot 30}{270} = 17\,600 \text{ кг}.$$

3) При отсечке  $\varepsilon = 0,4$  и  $V = 10 \text{ км/час}$ ;  $\left(\frac{U}{N_k}\right) = 10$ :

$$U = \frac{20\,000 \cdot 10}{270} \cdot 10 = 7\,425 \text{ кг}.$$

4) При отсечке  $\varepsilon = 0,3$  и  $V = 10 \text{ км/час}$ ;  $\left(\frac{U}{N_b}\right) = 10,3$ ;

$$U = \frac{16\,500 \cdot 10}{270} \cdot 10,3 = 6\,300 \text{ кг}.$$

5) При  $V = 60 \text{ км/час}$ ;  $\left(\frac{U}{N_b}\right) = 7,6$ ;

$$U = \frac{9\,400 \cdot 60}{270} \cdot 7,6 = 15\,800 \text{ кг}.$$

6) При отсечке  $\varepsilon = 0,2$  и  $V = 10$ ;  $\left(\frac{U}{N_k}\right) = 11,4$ :

$$U = \frac{12\,500 \cdot 10}{270} \cdot 11,4 = 5\,300 \text{ кг},$$

и  $V = 60 \text{ км/час}$ ;  $\left(\frac{U}{N_k}\right) = 7,6$ :

$$U = \frac{7\,300 \cdot 60}{270} \cdot 7,6 = 12\,300 \text{ кг}.$$

Как видно, расход пара при больших отсечках и больших скоростях паровоза довольно значительный, почему и происходит мятие пара в перегревателе.

Таким образом, нужно обращать внимание на то обстоятельство, чтобы пароперегреватель у паровоза был достаточно развит, чтобы не вызывать мятия пара, как это сделано у ФД и ИС.

Из изложенного ясно, что увеличением диаметра золотника повысить индикаторный коэффициент при больших отсечках невозможно (т. е. компенсировать сопротивление перегревателя нельзя). Далее нужно отметить, что полученный размер золотника 250 мм может быть несколько увеличен за счет уменьшения открытия впускного окна; дело в том, что если на диаграмму открытия впускного окна в функции отсечки, построенной для паровоза серии Т<sup>Б</sup>, нанести такую же зависимость для прежних паровозов, например ЭУ (фиг. 139), то видно, что впускное окно открывается у мощных паровозов примерно на 40% больше, чем у прежних, правда, и индикаторный коэффициент у первых значительно выше. Но тут возникает вопрос, что увеличение индикаторного коэффициента может быть достигнуто как увеличением диаметра золотника, так и увеличением открытия впускного окна; увеличение диаметра золотника до 310 мм не представляет больших затруднений в смысле динамических сил, вызываемых им при своем движении; кроме того, увеличение объема золотниковой коробки очень благоприятно влияет на сохранение более постоянного давления в период впуска пара в цилиндр. Недостатком же является возможность большого пропуска пара и большой конденсации. Однако и увеличение впускного окна имеет то последствие, если не считать, что большее открытие окна вызывает значительный ход золотника и динамическое напряжение, что для данного паровоза появляется невозможность получить отсечку выше 0,5—0,6, т. е. вводится так называемая ограниченная отсечка.

## ГЛАВА VIII

### ПАРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ КУЛИСНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

**Кулиса Гейзингера. Определение основных размеров кулисы; определение стороны подкатки скатов; поверка кулисы. Кулиса Стефенсона**

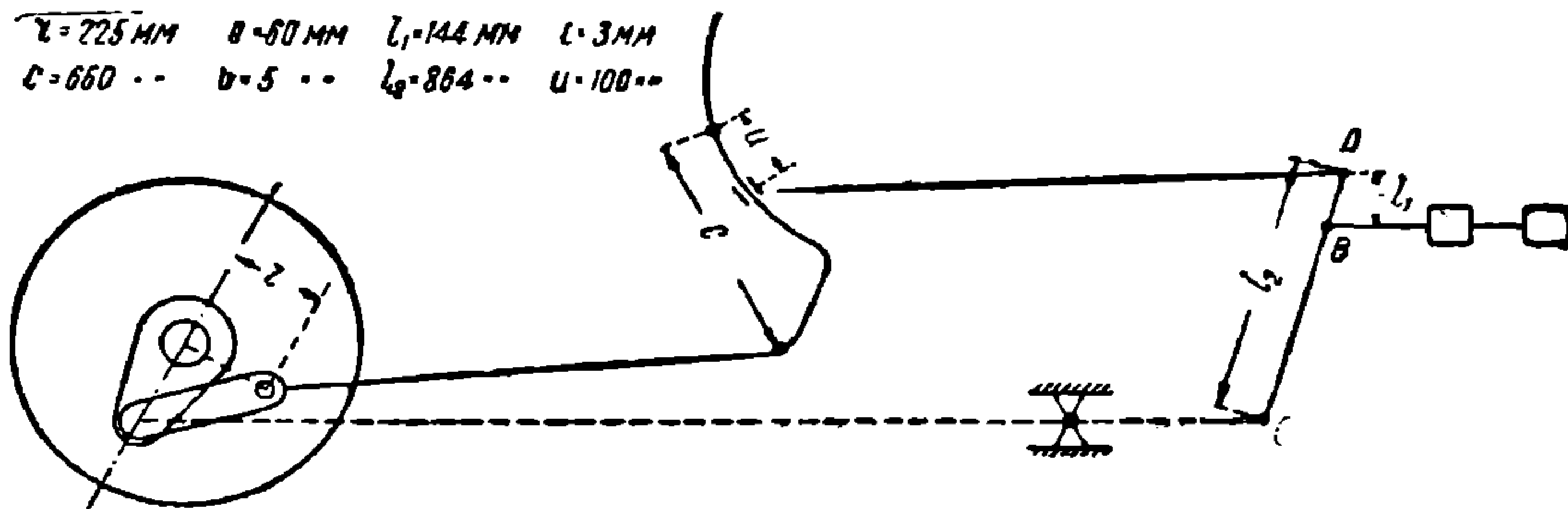
**Задача 49.** По данной схеме кулисного механизма Гейзингера (фиг. 143) (паровоз ФД) определить:

- 1) Какой впуск пара имеет золотник—внутренний или внешний?
- 2) Направления движения паровоза (ход вперед или назад).
- 3) Чему равна отсечка, если камень перемещен от середины кулисы на 100 мм?
- 4) Чему равно перемещение камня в кулисе, если максимальная отсечка равна 60%, перекрыша впуска  $e = 60$  мм и линейное предварение впуска  $v = 5$  мм?
- 5) Чему равна отсечка, если камень находится в центре?

б) Построить кривую зависимости открытия впускного окна от отсечки.

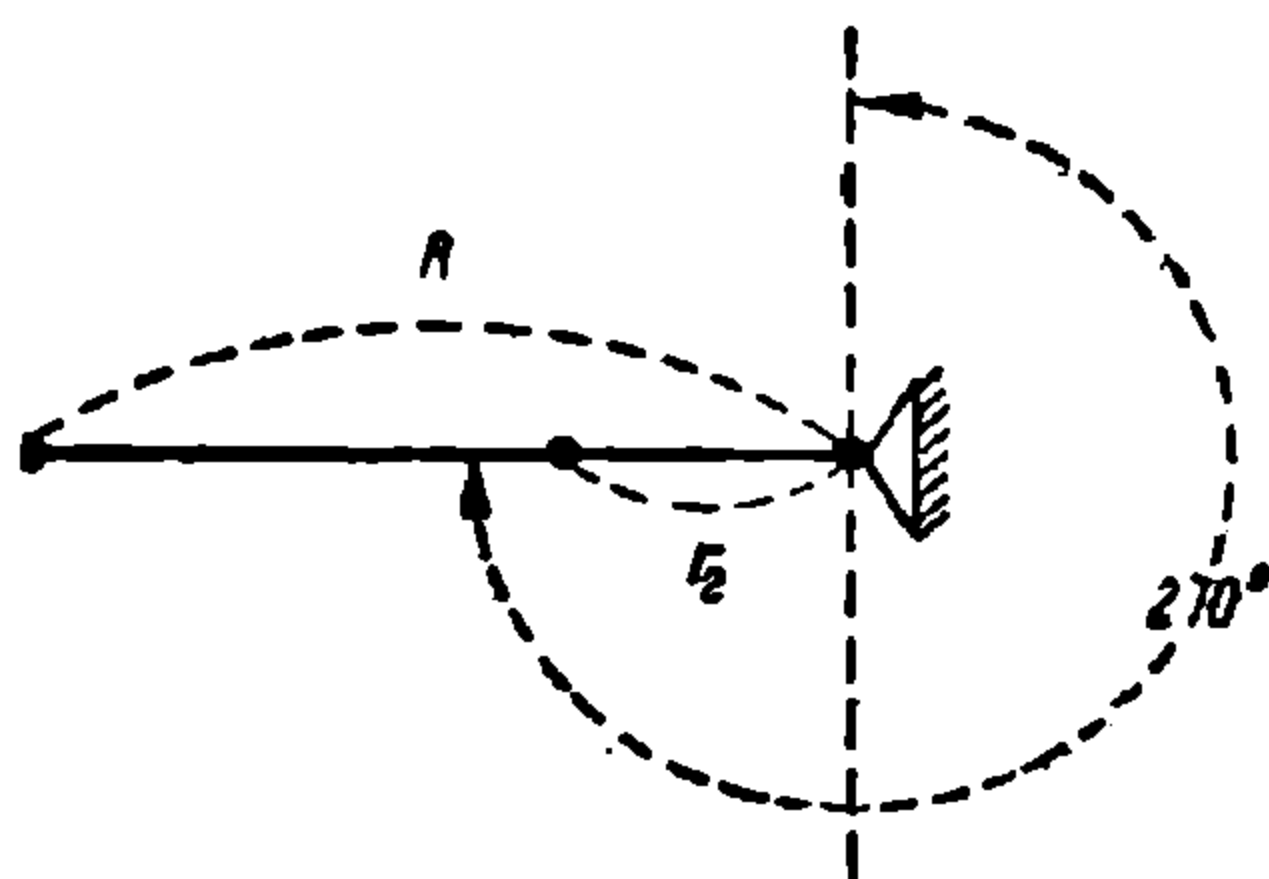
*Решение.* 1) и 2) Впуск пара определяется схемой соединения маятника с золотником и с кулисой: если золотник соединен с промежуточной точкой  $B$  маятника, а верхний его конец  $A$  соединен с камнем, то это указывает на внутренний впуск; как известно, внутренний впуск определяется эксцентриком опережения, представляющим собой в кулисе Гейзингера маятник с крейцкопфом; при внутреннем впуске этот эксцентрик  $r_2$  имеет угол опережения

$$\begin{aligned} r_2 &= 225 \text{ мм} & b &= 50 \text{ мм} & l_1 &= 144 \text{ мм} & l &= 3 \text{ мм} \\ c &= 660 \text{ мм} & d &= 5 \text{ мм} & l_2 &= 864 \text{ мм} & u &= 100 \text{ мм} \end{aligned}$$



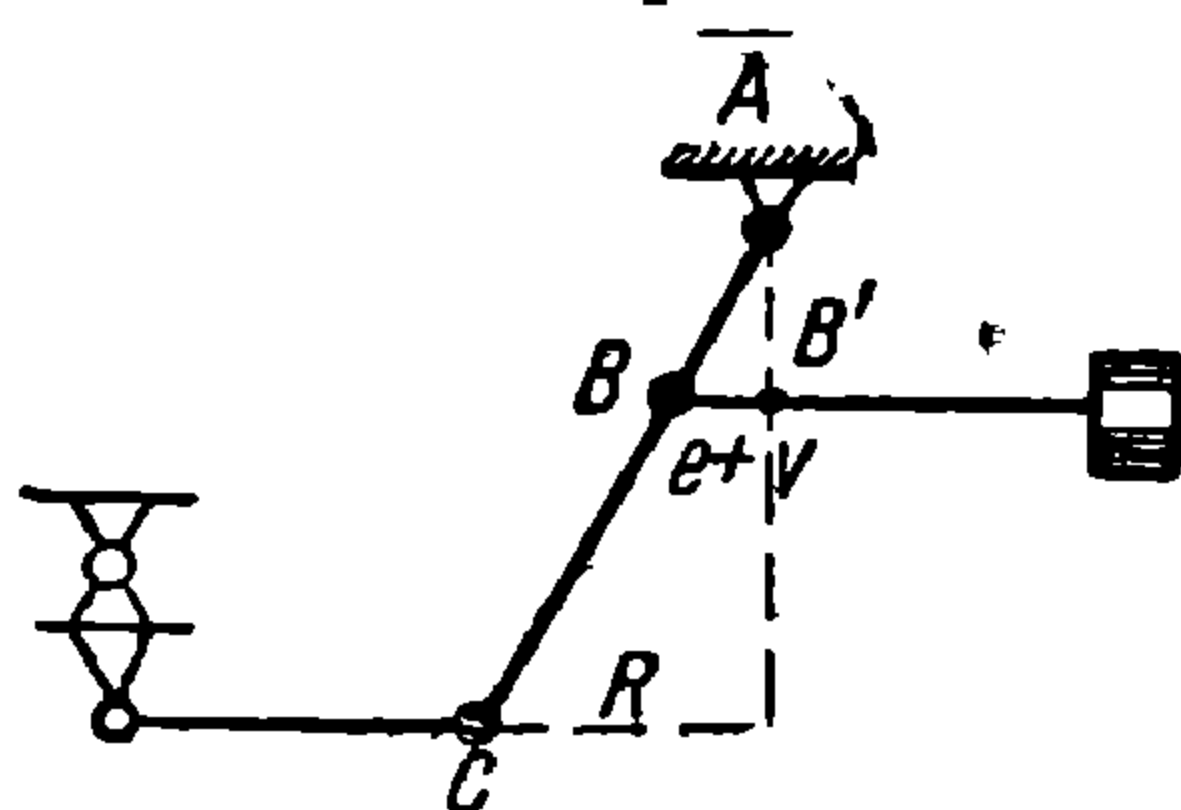
Фиг. 143. Схема кулисного механизма Гейзингера.

$270^\circ$  (фиг. 144). Этот угол, а также и величину эксцентриситета, можно найти следующим рассуждением: золотник получает движение от точки  $B$ , которая, в свою очередь, получает перемещение благодаря перемещениям двух точек  $A$  и  $C$ . Исследуя сперва перемещение от точки  $C$  при неподвижной точке  $A$  (фиг. 145), имеем:



Фиг. 144. Угол опережения, эксцентриситета опережения.

$$BB' = R \frac{v_1}{l_2} = e + v.$$



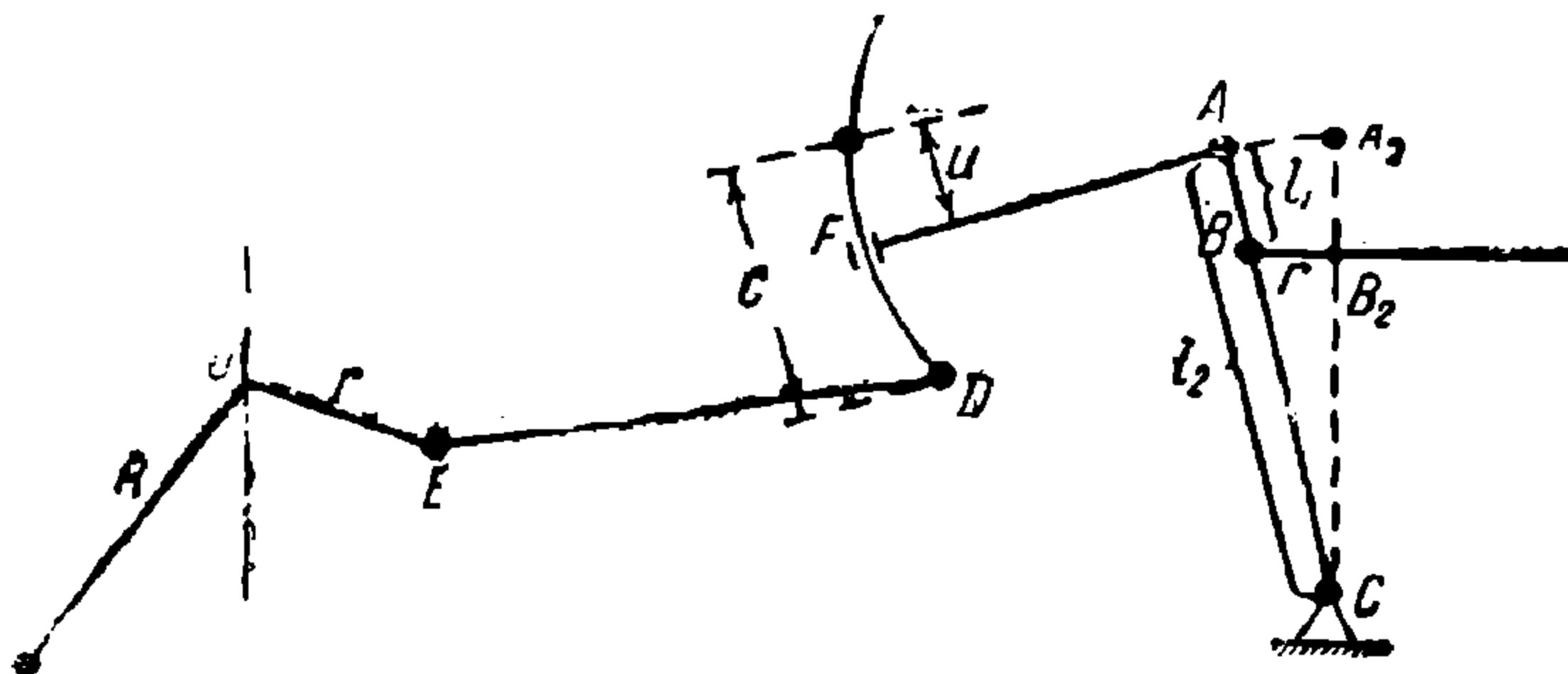
Фиг. 145. Движение золотника от эксцентрика опережения.

где  $R$  — отклонение нижнего конца маятника  $C$  от середины, т. е. положение  $AC$  маятника соответствует его крайнему положению и такому же положению золотника; при этом положении золотник должен отстоять от среднего своего положения на величину  $e + v$ , где  $e$  — перекрыша впуска, а  $v$  — линейное предварение впуска; это следует из того, что при мертвом положении поршня впускное окно должно быть открыто на величину линейного предварения впуска  $v$ , и это открытие относится только за счет перемещения точки  $C$ , так как при положении камня в центре кулисы золотник полу-

чает перемещение только за счет перемещения точки  $C$ . Следовательно, имеем:

$$r_2 = BB' = R \frac{l_1}{l_2} = e + v.$$

Если заменить движение золотника, получаемое от маятника, движением от простого эксцентрика, то, очевидно, это можно было бы осуществить путем посадки эксцентрика  $r_2 = e + v$  на кривошипе;



Фиг. 146. Движение золотника от эксцентрика отсечки.

считая угол опережения от вертикали при левом мертвом положении кривошипа, получим угол в  $270^\circ$  (фиг. 144). Исследуя, далее, перемещение золотника при движении точки  $A$  (при неподвижной

точке  $C$ , фиг. 146), имеем: перемещение точки  $E$ , или точки  $D$  от среднего положения, равно  $r = OE$ ; перемещение камня  $F$  — равно  $r \frac{u}{c}$ ; это же перемещение

будет и у точки  $A$  маятника  $AA_2 = r \frac{u}{c}$

Перемещение же точки  $B$ , или все равно, что золотника, будет:

$$r_1 = BB_2 = AA_2 \frac{l_2 - l_1}{l_2} = r \frac{u}{c} \frac{l_2 - l_1}{l_2}.$$

Если также заменить это перемещение золотника от кулисы перемещением от простого эксцентрика, то величина его была бы

$$r_1 = r \frac{u}{c} \frac{l_2 - l_1}{l_2},$$

а угол опережения  $\delta_1 = 180^\circ$  (фиг. 147).

Складывая оба найденных (составляющих) эксцентрика, получим результирующий эксцентрик  $r_i$  с углом опережения  $\delta_i$  (фиг. 148):

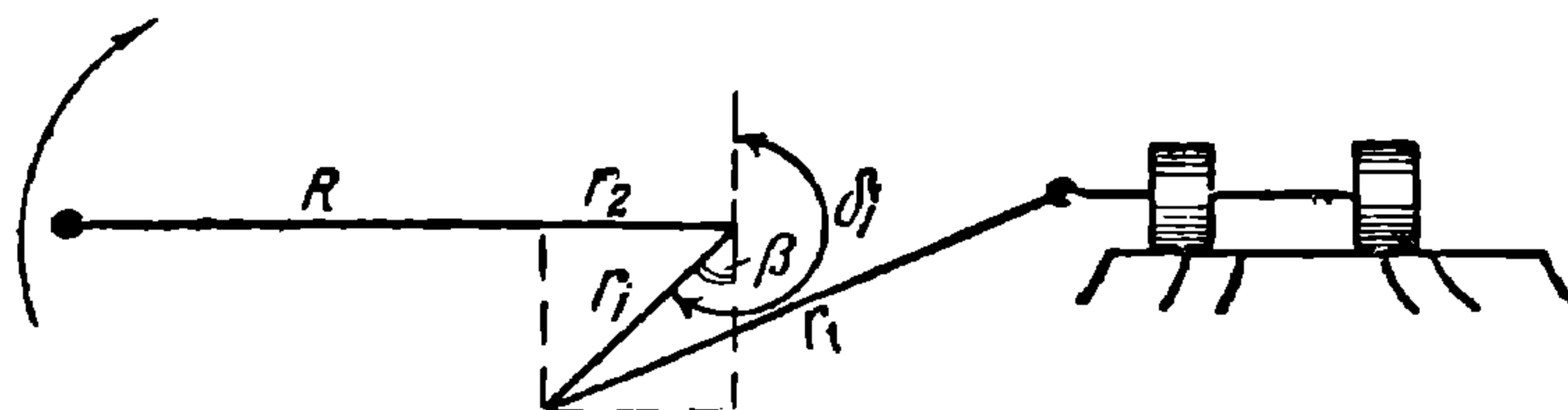
$$r_i = \sqrt{r_1^2 + r_2^2} \quad \text{и} \quad \delta_i = 180 - \beta,$$

где

$$\text{tg } \beta = \frac{r_2}{r_1}.$$

Полученная схема с острым углом между кривошипом  $R$  и эксцентриком  $r$ , указывает на внутренний впуск и ход паровоза по часовой стрелке (ход вперед).

Нужно отметить, что впуск пара определяется только эксцентриком опережения, т. е. схемой соединения маятника с золотником. Направление же движения паровоза можно только в том случае, если будут налицо три фактора: какой впуск, каково расположение контркривошипа и положение камня в кулисе. Определение хода паровоза только по положению камня или по расположению контркривошипа не обосновано.



Фиг. 148. Нахождение идеального эксцентрика.

Если подставить численные значения, то получим:

$$r_2 = e + v = 60 + 5 = 65 \text{ мм};$$

$$r_1 = r \frac{u}{c} \frac{l_2 - l_1}{l_2} = 225 \frac{100}{650} \left( \frac{864 - 144}{864} \right) = 29,3 \text{ мм};$$

$$r_i = \sqrt{65^2 + 29,3^2} = 71,3 \text{ м.}$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{65}{29,4} = 2,22;$$

$$\beta = 65^\circ 20' \quad \text{и} \quad \delta_i = 180^\circ + 65^\circ 20' = 245^\circ 20'.$$

3) Определить величину наполнения (отсечку), соответствующую данному положению камня в кулисе.

а) Аналитический метод

Как известно, соотношение между  $r_i$  и отсечкой  $a$  выражается формулой:

$$r_i = a + e = \frac{a_s - \frac{v}{2}}{1 - \cos \frac{\omega_s}{r}},$$

где  $a_s$  — максим. открытие впускного окна, соответствующее данной отсечке  $a_s'$ ,  $\omega_s$  — угол отсечки, связанный с величиной отсечки  $a$  следующим уравнением:

$$\cos \omega_s = 1 - 2a_s;$$

$v$  — линейное предварение впуска.

Из указанного уравнения следует, что для определения  $\omega_s$  или  $a_s$  нужно знать  $a_s$ :

$$a_s = r_i - e = 71,3 - 60 = 11,3 \text{ мм};$$



следовательно:

$$11,3 = \frac{11,3 - 2,5}{1 - \cos \frac{\omega_{\text{г}}}{2}};$$

откуда

$$71,3 - 71,3 \cos \frac{\omega_{\text{г}}}{2} = 8,8;$$

$$\cos \frac{\omega_{\text{г}}}{2} = \frac{71,3 - 8,8}{71,3} = 0,876;$$

$$\frac{\omega_{\text{г}}}{2} = 28^{\circ}50'; \quad \omega_{\text{г}} = 57^{\circ}40'; \quad \cos \omega_{\text{г}} = 0,5348$$

и

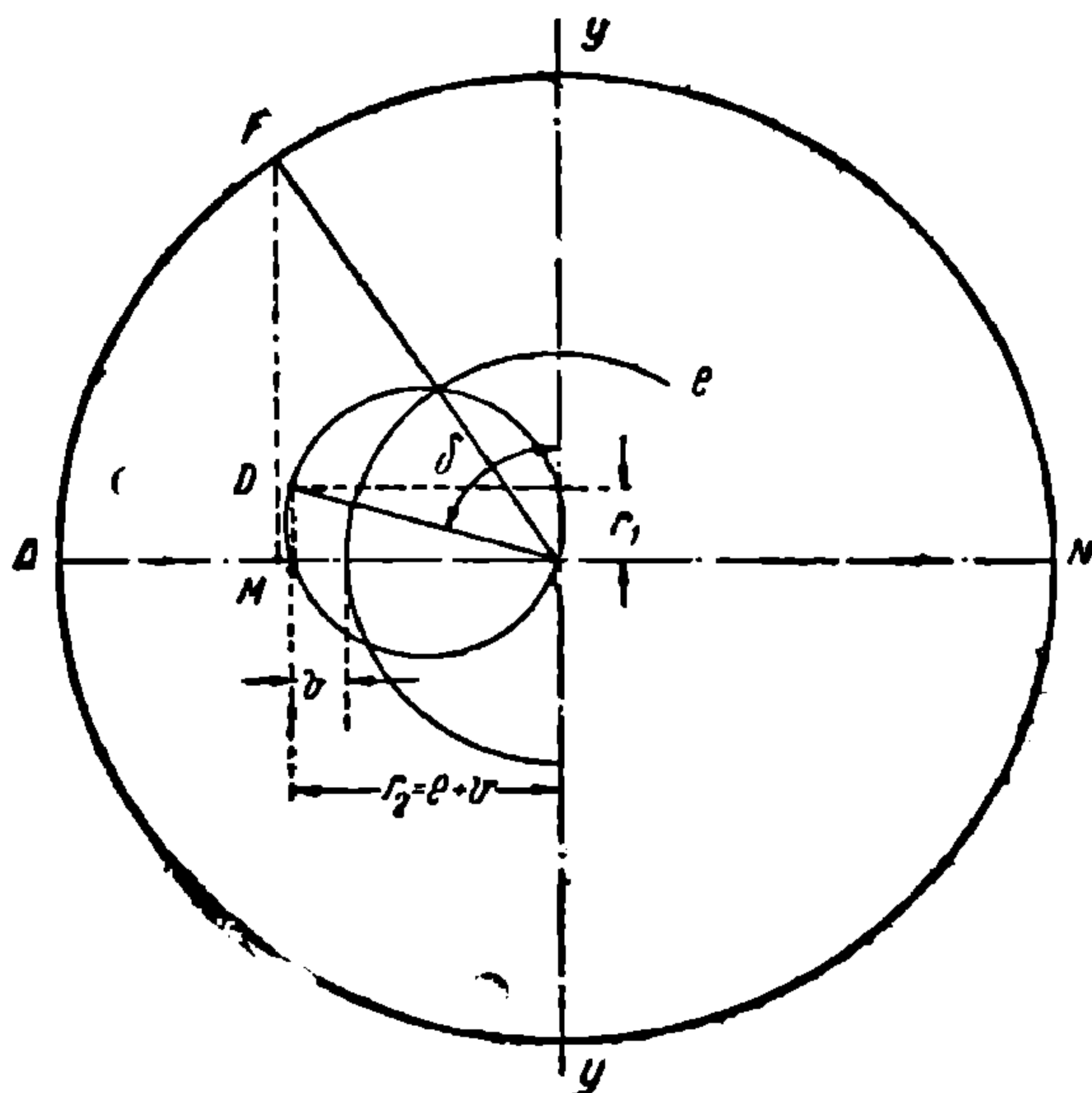
$$e_{\text{г}} = \frac{1 - \cos \omega_{\text{г}}}{2} = \frac{1 - 0,5348}{2} = 0,23$$

или

$$e = 23\%$$

#### б) Графический метод

Проводим окружность кривошипа радиуса  $R$  (в произвольном масштабе (фиг. 149) и затем откладываем на вертикальном диаметре  $OY$  величину  $r_1 = 28,3$  мм (в натуральную величину или в масштабе, причем масштаб этот может быть иной, чем масштаб окружности кривошипа); по горизонтальному диаметру  $XX$  откладываем  $r_2 = 65$  мм и описываем окружность  $e = 60$  мм из центра  $O$ ; на диаметре  $OD$ , равном гипотенузе эксцентрик  $r_1$  и  $r_2$ , описываем окружность Цейнера; точку пересечения этой окружности с окружностью  $e$  соединяем лучом  $OF$  до пересечения с окружностью кривошипа и проектируем точку  $F$  на диаметр  $XX$ , получим точку  $M$ ; отношение отрезка  $AM$  к диаметру  $MN$  и дает искомую отсечку  $e = \frac{AM}{MN}$ .



Фиг. 149. Нахождение величины отсечки диаграммой Цейнера.

Фиг. 149. Нахождение величины отсечки диаграммой Цейнера.

4) Определения перемещения камня в кулисе при условии получения отсечки в 60%.

#### а) Аналитический расчет

$$r_{60,8} = e + a_0 = \frac{a_0 - \frac{v}{2}}{1 - \cos \frac{\omega_{\text{г}}}{2}};$$

$$\cos \omega_{\text{г}} = 1 - 2e_0 = 1 - 1,2 = -0,2; \quad \omega_{\text{г}} = 101^{\circ}50'; \quad \cos 50^{\circ}55' = 0,63$$

и

$$60 + a_6 = \frac{a_6 - 2,5}{1 - 0,63},$$

откуда

$$a_6 = \frac{60 \cdot 0,37 + 2,5}{0,63} = 39,3 \text{ м}$$

и

$$r_{i_6} = 60 + 39,3 = 99,3 \text{ мм.}$$

Зная  $r_1$  и  $r_2$ , находим составной эксцентрик отсечки  $r_1$ .

$$r_1 = \sqrt{r_{i_6}^2 - r_2^2} = \sqrt{99,3^2 - 65^2} = 75 \text{ мм};$$

по формуле

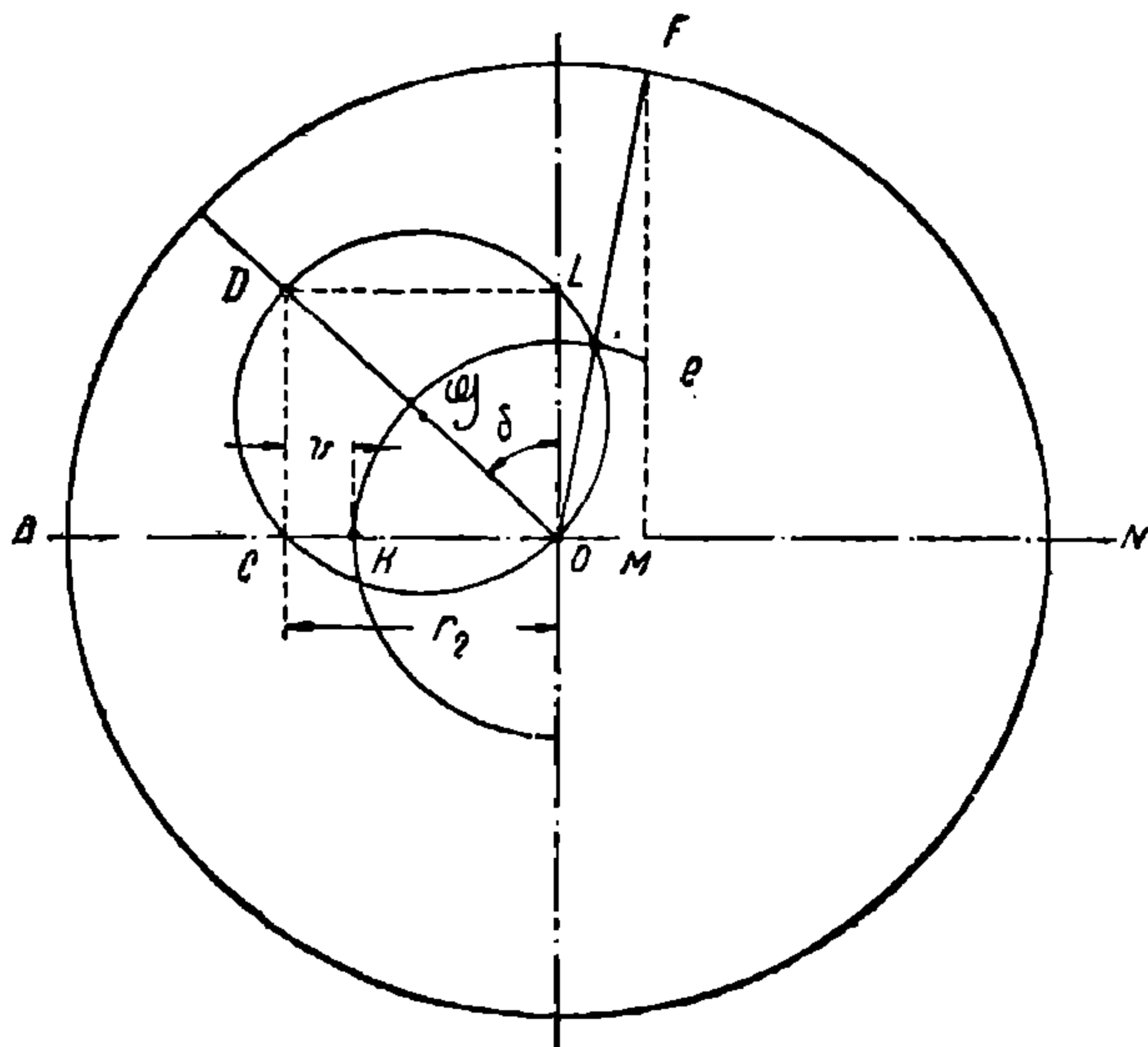
$$r_1 = r \frac{u}{c} \frac{l_2 - l_1}{l_2}$$

находим  $u$ :

$$u = \frac{r_1 \cdot c \cdot l_2}{r(l_2 - l_1)} = \frac{75 \cdot 650 \cdot 864}{225 \cdot 720} = 260 \text{ мм.}$$

б) Графический способ (фиг. 150).

Описывают окружность кривошипа радиуса  $R$ ; делят диаметр  $AN$  на 10 частей и берут отрезок  $AM = 0,6AN$ ; восставляя перпендикуляр  $MF$  к  $AN$ , получают точку  $F$ , которую соединяют с  $O$ ; описывают окружность радиуса  $e$ ; откладывают отрезок  $СК$  по горизонтальному диаметру от окружности  $e$  и через три точки  $C, O, B$  проводят окружность Цейнера, для чего делят отрезки  $OB$  и  $OC$  пополам и из середины этих сторон восставляют перпендикуляры; точка пересечения их дает центр  $G$  окружности. Отрезок  $OL$  на вертикальном диаметре  $OY$  дает величину эксцентрика отсечки  $r_1$ , равного



Фиг. 150. Определение перемещения камня от середины кулисы помощью диаграммы Цейнера

$$r_1 = r \frac{u}{c} \frac{l_2 - l_1}{l_2},$$

откуда и находят величину  $u$ .

б) При положении камня в центре кулисы, т. е. при  $u = 0$ , отсечка отнюдь не равна нулю. Действительно, при  $u = 0$

$$r_1 = 0,$$

НО

$$r_2 = r_i = e + v = 65 \text{ мм}$$

И

$$a_0 = v = 5 \text{ мм};$$

угол отсечки  $\omega_0$  найдется из уравнения:

$$r_{i_0} = \frac{a_0 - \frac{v}{2}}{1 - \cos \frac{\omega}{r}} = \frac{5 - 2,5}{1 - \cos \frac{\omega}{2}} = 65;$$

$$\cos \frac{\omega_0}{2} = \frac{65 - 2,5}{65} = 0,961;$$

$$\frac{\omega_0}{2} = 16^\circ \text{ или } \omega = 32^\circ.$$

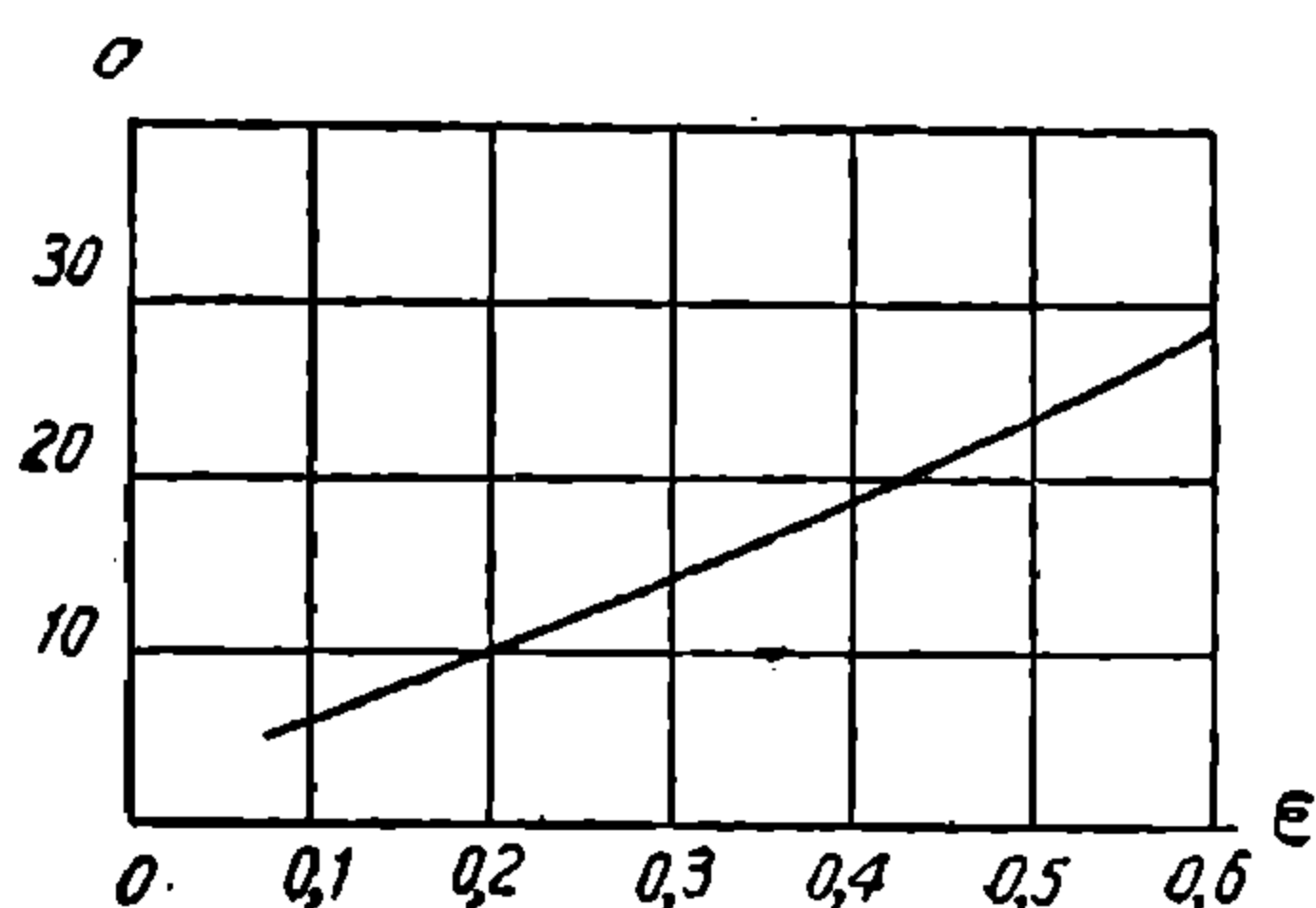
И

$$s_0 = \frac{1 - \cos \omega_0}{2} = \frac{1 - 0,818}{2} = \frac{0,182}{2} = 0,091$$

или

$$s_0 = 7,6\%$$

6) Построение зависимости открытия окна в функции отсечки выполнена на фиг. 151; для имеющихся данных этой задачи имеем:



$$s = 7,6\%, \quad a = 5 \text{ мм}$$

$$s = 23\%, \quad a = 11,3 \text{ „}$$

$$s = 60\%, \quad a = 39,3 \text{ „}$$

**Задача 50.** Для данной схемы кулисного механизма Гейзингера (фиг. 152) (паровоз Т<sup>Б</sup>) найти зависимость расстояния камня  $u$  от середины кулисы от величины открытия впускного окна  $a$ , соответствующего определенной отсечке  $s$ .

**Решение.** Возьмем отсечку  $s = 0,3$ ,  $v = 5 \text{ мм}$  и те же значения и найдем расстояние  $u$  камня от

середины кулисы для различных  $a$ .

Как известно, расстояние связано с размерами кулисы следующей формулой:

$$r_1 = r \frac{u}{c} \frac{l_2 l_1}{l_2},$$

где  $r_1$  — эксцентрик отсечки, равный

$$r_1 = r_i \cos \delta = \sqrt{r_i^2 - r_2^2},$$

где

$r_i$  — идеальный эксцентрик,

$\delta$  — угол опережения, соответствующий определенной (данной) отсечке;

НТБ  
ДНУЖТ

$r$  — эксцентриситет контркривошипа ( $r = 250$  мм);

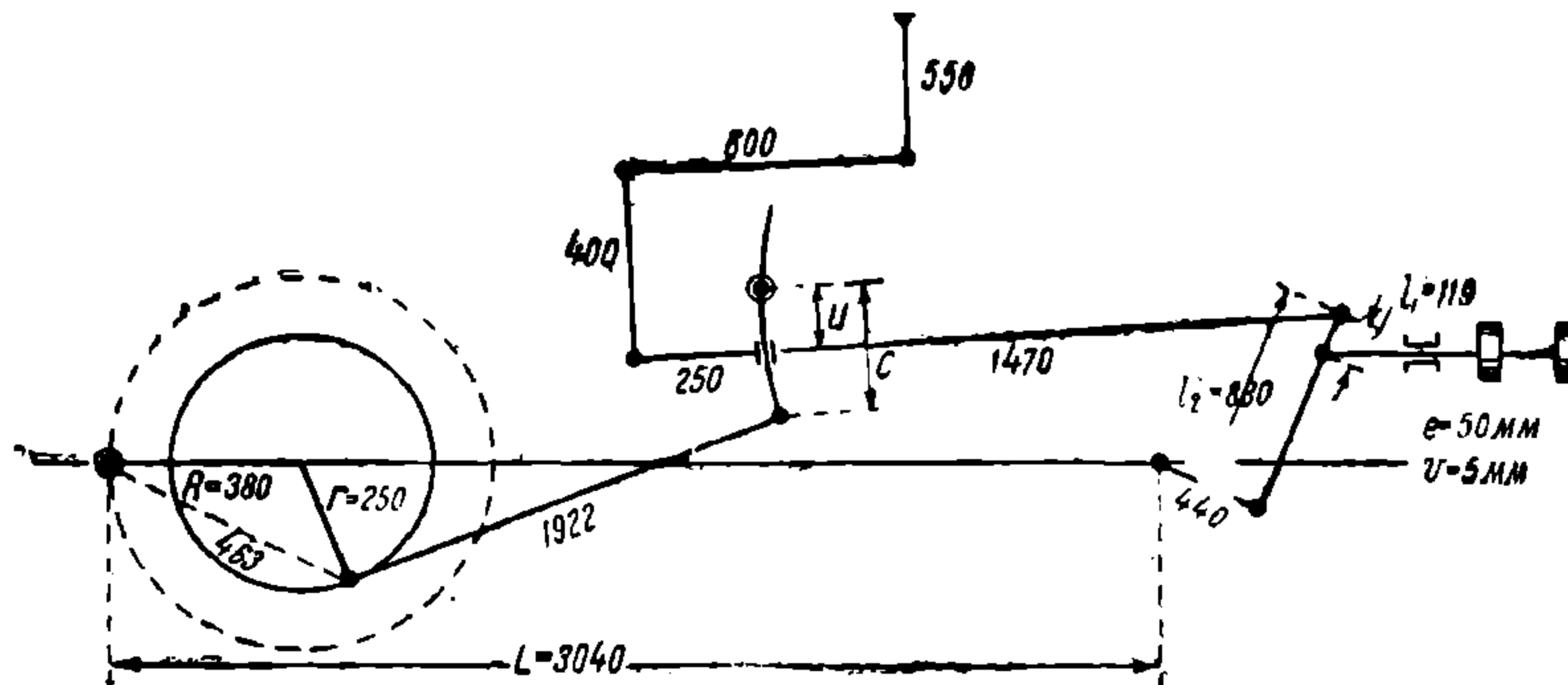
$c$  — длина полукулисы ( $c = 680$  мм);

$r_2$  — эксцентрик опережения ( $r_2 = e + v = R \frac{l_1}{l_2}$ );

$l_1$  и  $l_2$  — плечи маятника;  $l_1 = 119$  мм;  $l_2 = 880$  мм.

В свою очередь величина  $r_i$  для данной отсечки определяется, как известно, формулой:

$$r_i = e + a = \frac{a - \frac{v}{2}}{1 - \cos \frac{\omega}{2}}$$



Фиг. 152. Схема кулисы Гейзингера паровоза ТБ.

При данном  $v$ , задаваясь  $a$ , при данной отсечке  $v$ , найдем соответствующее значение  $e$  и  $r_i$ .

Так, для  $v = 0,3$  и  $v = 5$  мм.

При  $a = 10$  мм,  $e = 34$  мм,  $r_2 = e + v = 39$  мм,  $r_i = e + a = 44$  мм.

При  $a = 12$  мм,  $e = 43,7$  мм,  $r_2 = 48,7$  мм,  $r_i = 55,7$  мм

При  $a = 14$  мм,  $e = 53,7$  мм,  $r_2 = 58,7$  мм,  $r_i = 67,7$  мм.

Нужно отметить, что с изменением  $e$  должны изменяться как составной эксцентрик опережения  $r_2 = e + v$ , так и соотношение плеч маятника; так, между последними существует равенство:

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{e + v}{R} = \frac{r_2}{R}. \quad (1)$$

Подставляя это значение  $\frac{l_1}{l_2}$  в уравнение (1) и определяя, получим следующую зависимость:

$$\begin{aligned} u &= \frac{r_i c}{r} \frac{l_2}{l_2 - l_1} = \frac{r_i}{r} \cos \delta \frac{c}{1 - \frac{l_1}{l_2}} = \frac{r_i \cdot c}{r \left(1 - \frac{e + v}{R}\right)} \cos \delta = \\ &= \frac{r_i c \cdot R}{r_i [R - (e + v)]} \cos \delta. \end{aligned}$$

Значение  $\cos \delta$  найдется из соотношения:

$$\cos \delta = \frac{\sqrt{r_4^2 - r^2}}{r_4} \left( \text{или } \sin \delta = \frac{r_2}{r_4} \right).$$

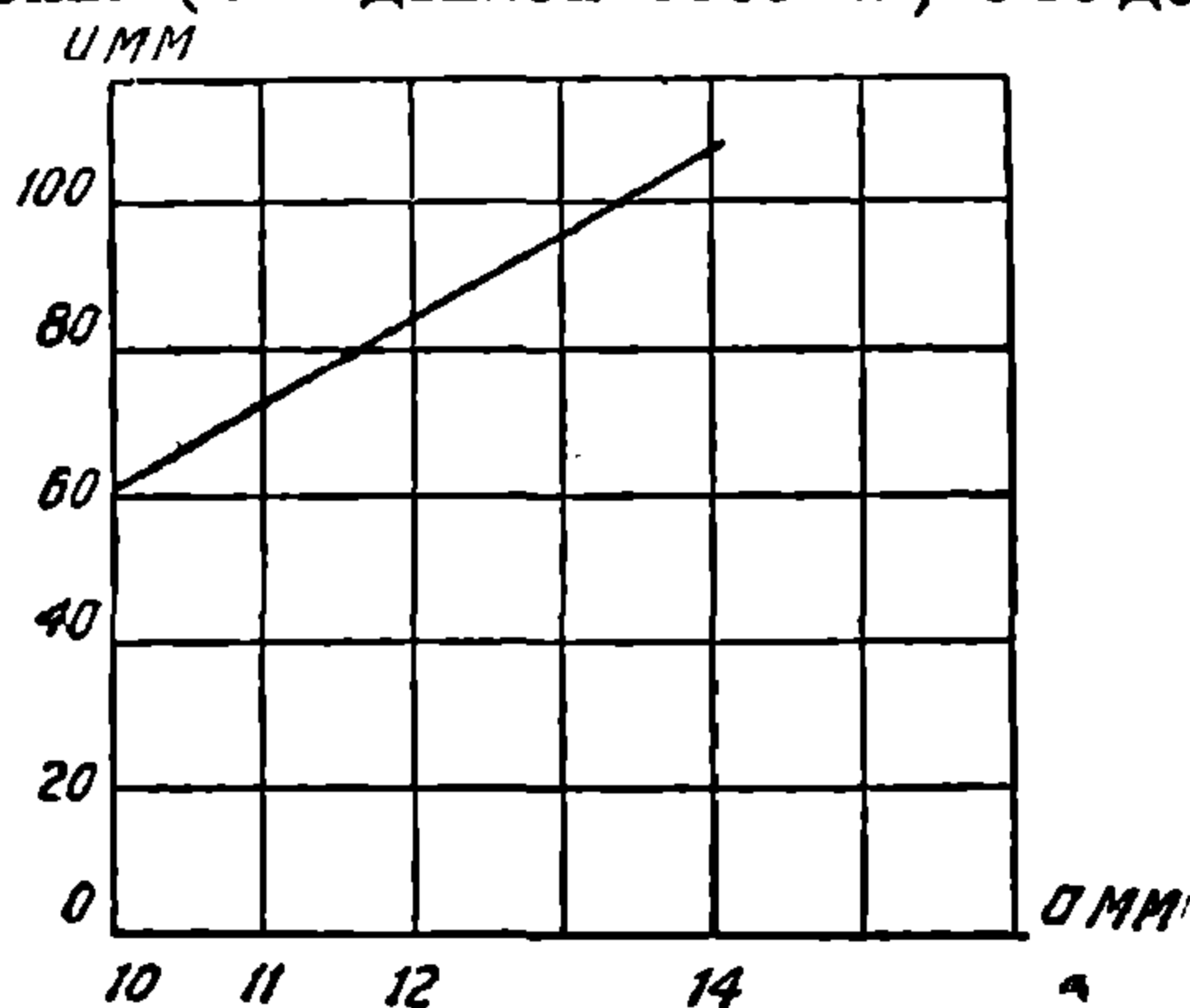
Задаваясь  $c = 680$ , находим  $u$ :

$$u = \frac{680 \cdot 380 r_4}{250 \cdot [380 - (e + v)]} \cos \delta;$$

$$e = 0,3, \quad v = 5 \text{ мм.}$$

$e$ мм	$r_4$ мм	$\cos \delta$	$u$ мм	$\frac{l_1}{l_2}$	$l_2$ мм	$l_1$ мм
34	44	0,460	61,3	0,1025	880	90,2
43,7	55,7	0,484	84,0	0,128	880	112,5
53,7	67,7	0,498	108	0,155	880	136

Из этой таблицы следует, что увеличение открытия впускного окна (или данной отсечки) с 10 до 14 мм вызывает увеличение перекрыши и впуска с 34 до 53,7 мм, перемещение камня с 61,3 до 108 мм и увеличение плеча  $l_1$  с 90,2 до 136 мм.



Фиг. 153. Диаграмма зависимости перемещения камня  $u$  от открытия впускного окна.

Как видно из диаграммы (фиг. 153), закон изменения  $e$  и  $u$  от  $a$  прямолинейный:

$$e' = e + 4,85 \Delta a = 34 + 4,85 \Delta a$$

и

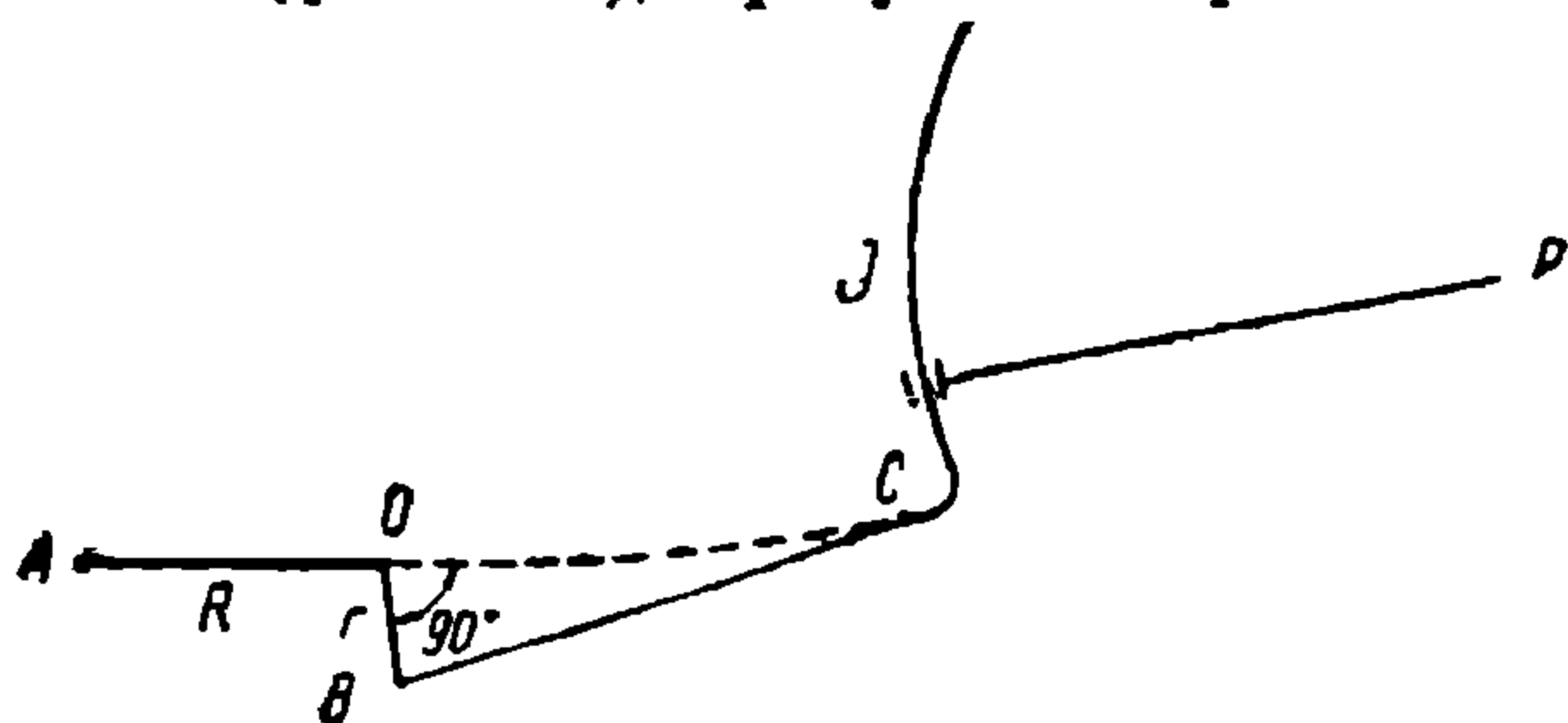
$$u' = u + 10,7 \Delta a = 61,3 + 10,7 \Delta a,$$

где  $\Delta a$  — приращение окна  $a$ .

**Задача 51.** Как найти погрешность в правильности установки контркривошипа и эксцентриковой тяги в кулисе Гейзингера.

**Решение.** В кулисном механизме Гейзингера эксцентрик контркривошипа  $r$  должен составлять угол  $90^\circ$  с линией, составляющей центр оси с точкой захвата кулисы (фиг. 154), т. е.  $BO \perp OC$ . Если тяга  $BC$  неверна, при обоих мертвых положениях, маятник (золотник) перемещается в одну и ту же сторону при перемещении камня вдоль кулисы, и, следовательно, погрешность уничтожается изменением только длины тяги. При отклонении маятника (золотника) в разные стороны погрешность падает на неправильный угол  $AOB$ , который может быть исправлен перепрессовкой контркривошипа. Практически небольшая ошибка не влияет на работу машины.

**Задача 52.** Имея схему ската (фиг. 155) и вид его с наружной стороны (фиг. 156), а также и схему соединения маятника с золотником (фиг. 157), требуется определить, какой стороной подкатить скат под паровоз, если дано условие, что паровоз должен иметь передний ход при положении камня в нижней части кулисы.

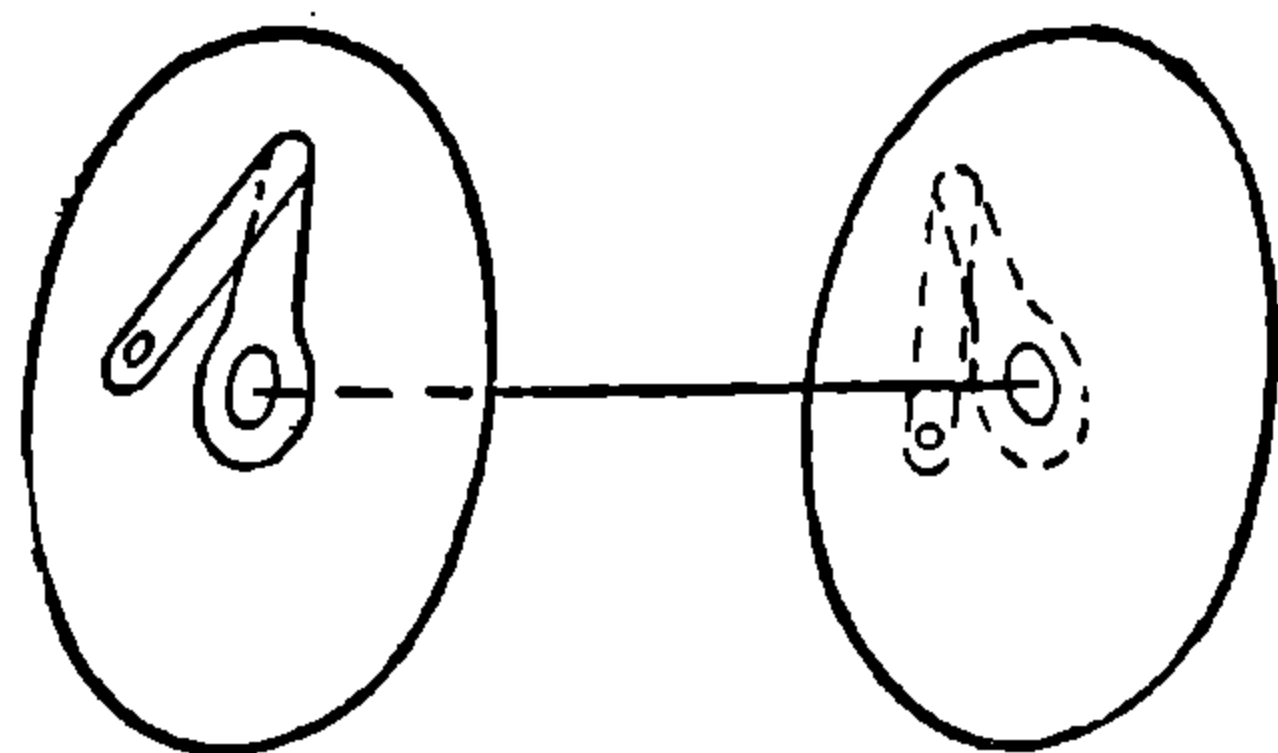


Фиг. 154. Определение правильной установки кулисы.

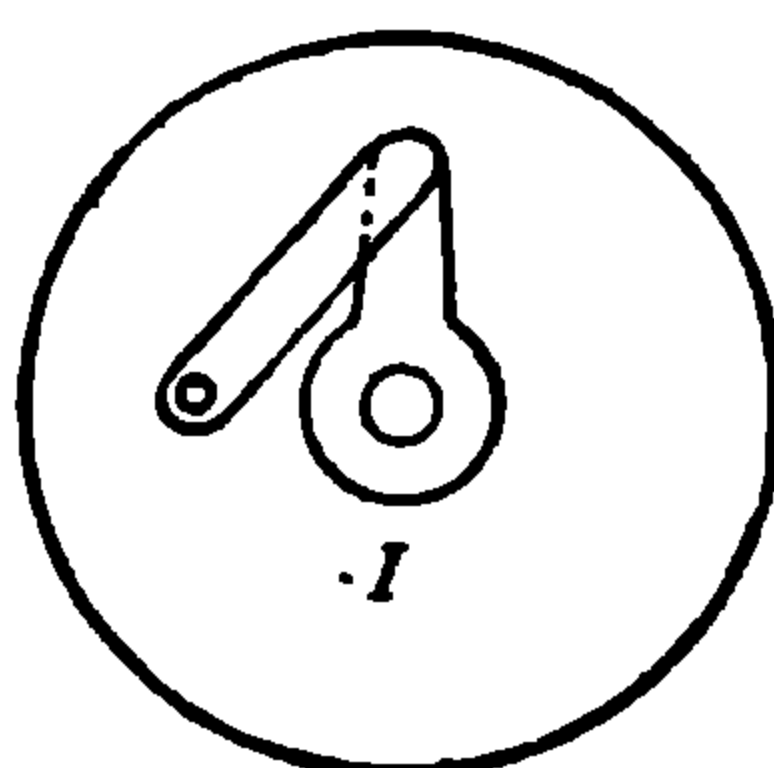
т. е. при крайнем левом положении кривошипа контркривошип должен находиться внизу (фиг. 158а), следовательно, правой стороной ската будет сторона, обозначенная I (фиг. 156).

**Решение.** Схема маятника, по которой верхний конец его A соединяется тягой с камнем и шарнир B—с золотником, дает указание на внутренний впуск пара; при заданном ходе паровоза вперед (если смотреть с правой стороны паровоза), что соответствует вращению кривошипа по часовой стрелке; расположение идеального эксцент-

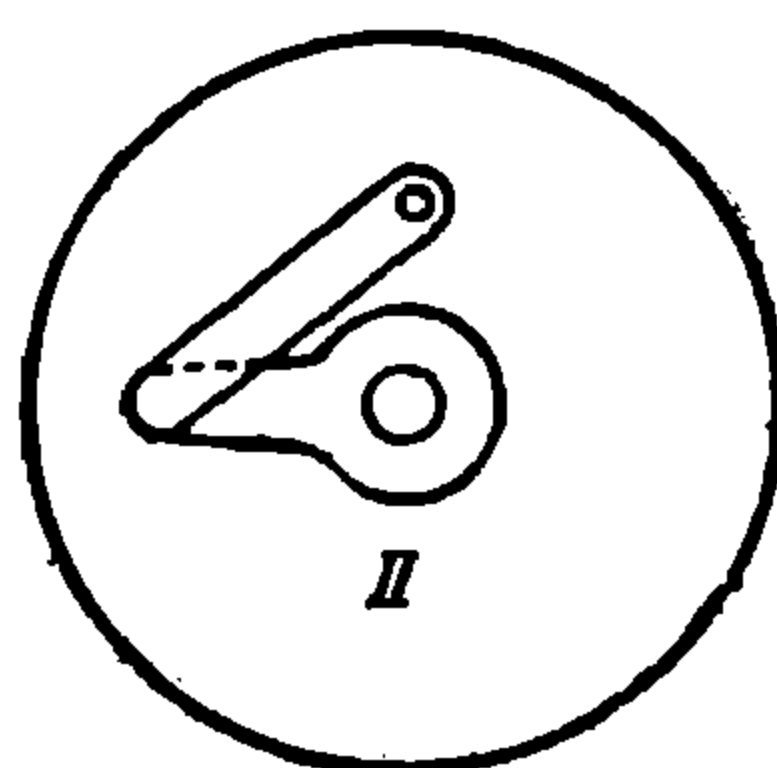
трика будет по фиг. 158, т. е. внизу, следовательно, и расположение контркривошипа этой (правой) стороны должно быть таковым же,



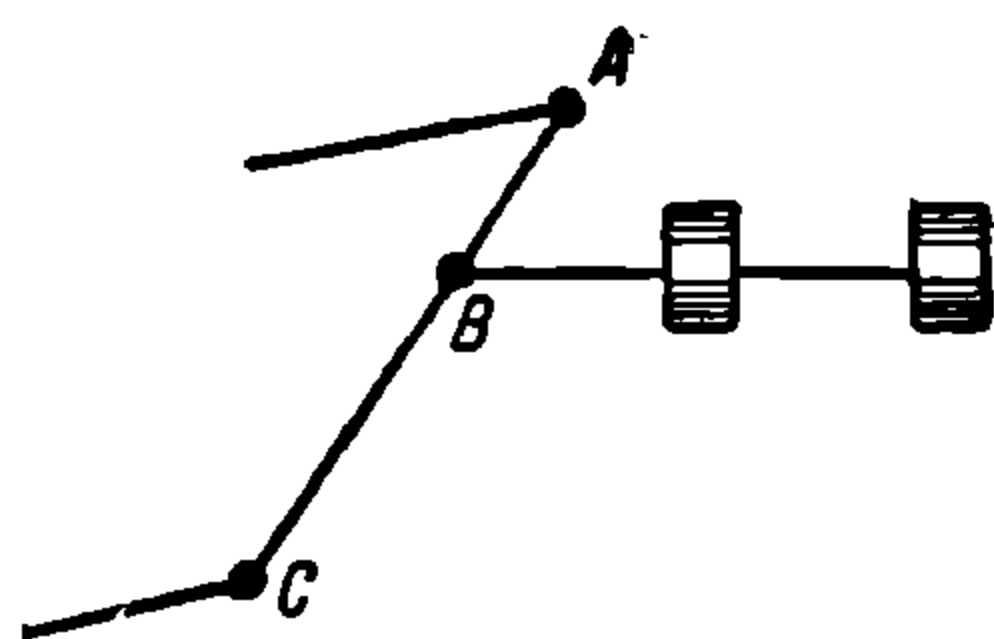
Фиг. 155. Общий вид ската 2-цилиндрового паровоза.



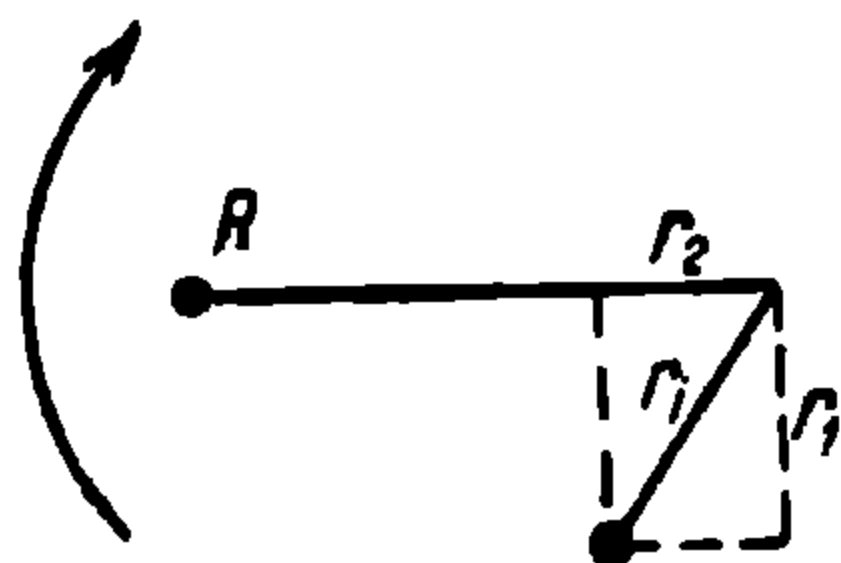
Фиг. 156. Взаимное расположение контркривошипов при кулисе Гейзингера.



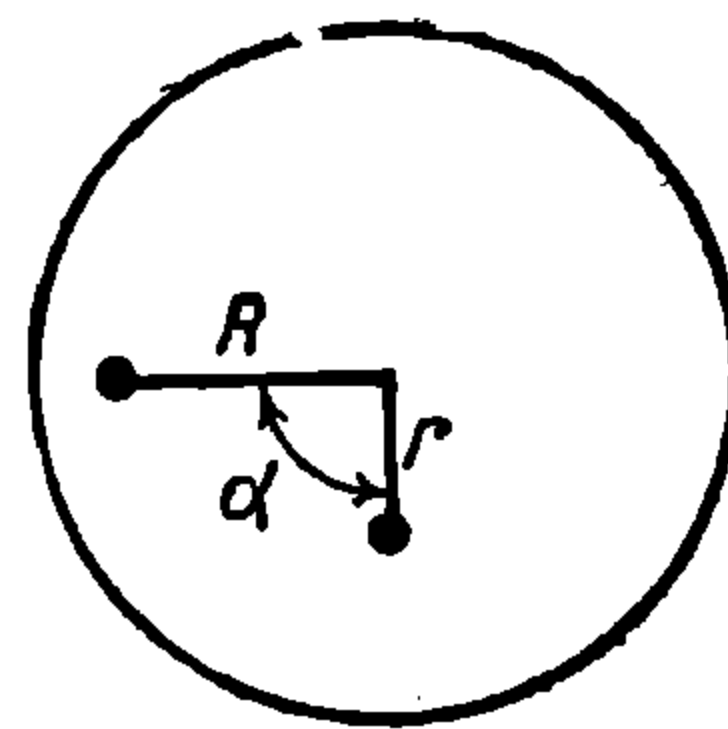
трика будет по фиг. 158, т. е. внизу, следовательно, и расположение контркривошипа этой (правой) стороны должно быть таковым же,



Фиг. 157. Схема маятника.



Фиг. 158. Расположение идеального эксцентрика.

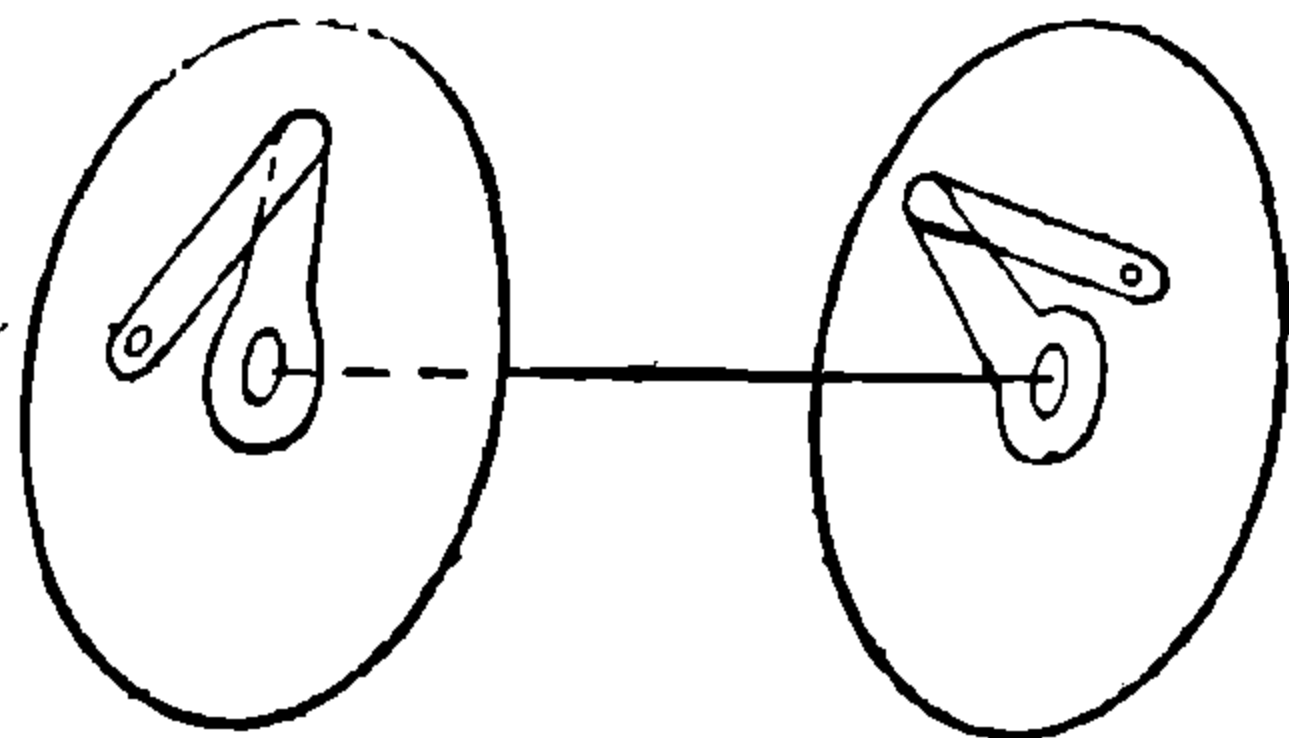


Фиг. 158а. Расположение контркривошипа.

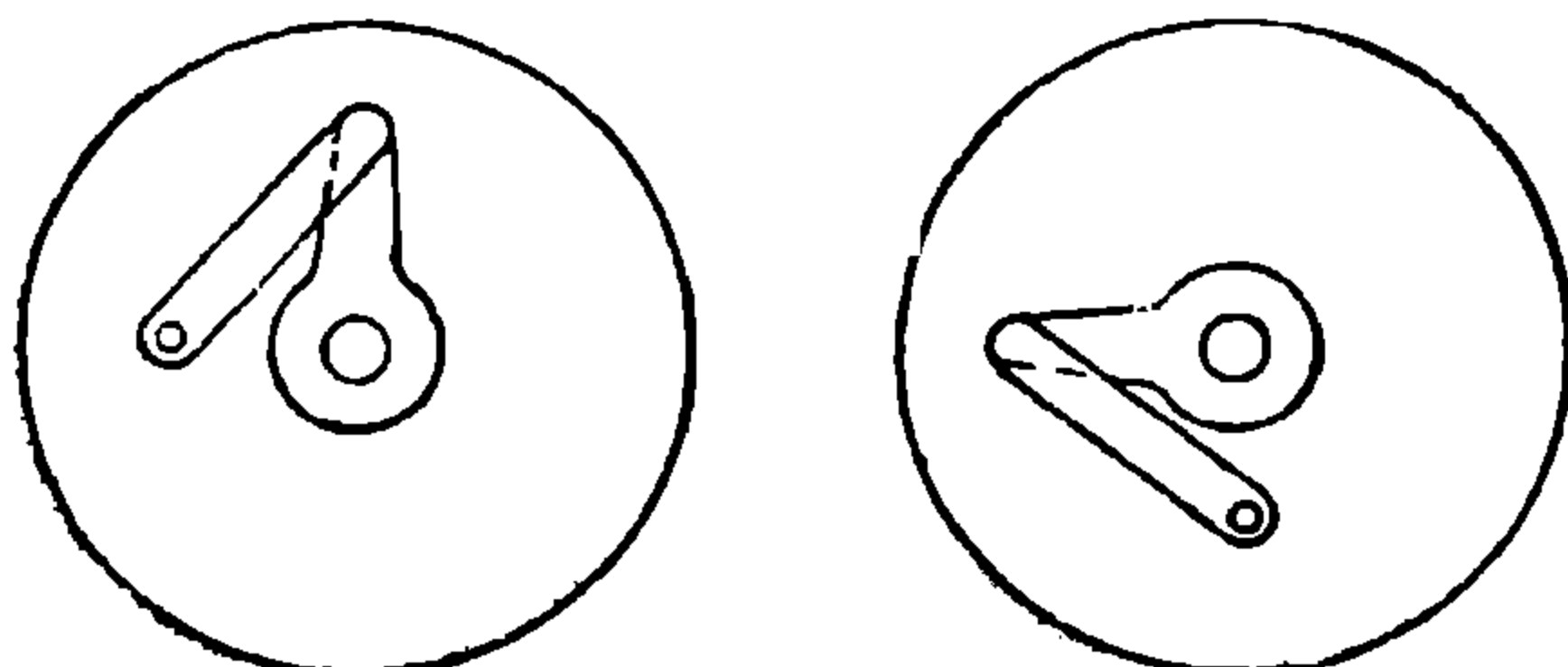
т. е. при крайнем левом положении кривошипа контркривошип должен находиться внизу (фиг. 158а), следовательно, правой стороной ската будет сторона, обозначенная I (фиг. 156).

**Задача 53.** По данным фиг. 160, а также и фиг. 159, представляющим расположение этих же кривошипов с наружной стороны скатов, и данным схемам маятников (фиг. 161) определить, какой маятник принадлежит правой стороне, если известно, что паровоз имел задний ход при положении камня в верхней части кулисы.

*Решение.* Ходу паровоза назад (считая это движение с правой стороны) при положении камня в верхней части соответствует вращение кривошипа по часовой стрелке; учитывая, что один из составных эксцентриков, а именно эксцентрик отсечки, расположен внизу, так как по условию камень находится в нижней части кулисы на передний ход и, следовательно, имеет расположение, одинаковое

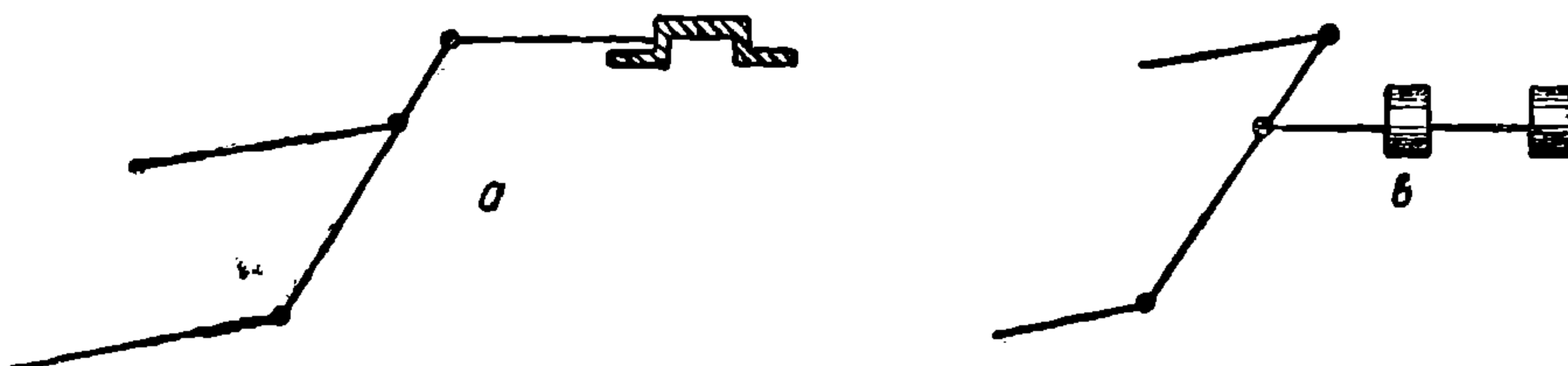


Фиг. 159. Общий вид ската.



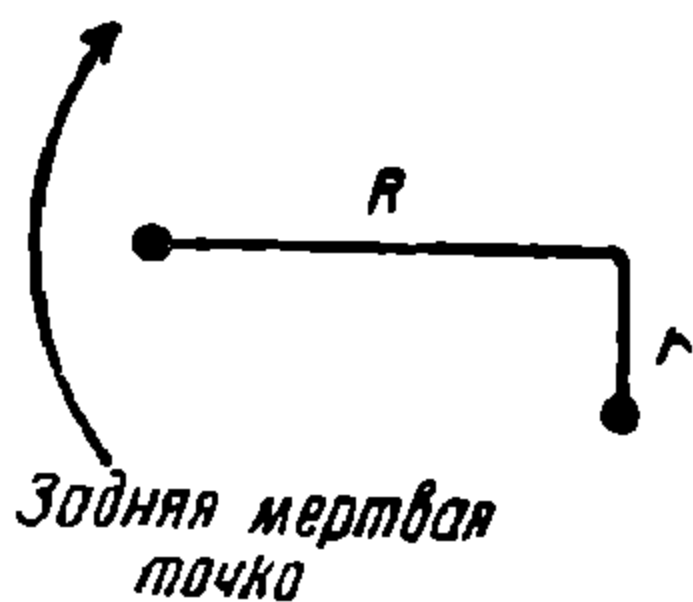
Фиг. 160. Относительное расположение контр-кривошипов ведущей оси.

с расположением контркривошипа, который по фиг. 162 имеет направление вниз; направлением вращения кривошипа и расположением одного составного эксцентрика определяется расположение идеаль-

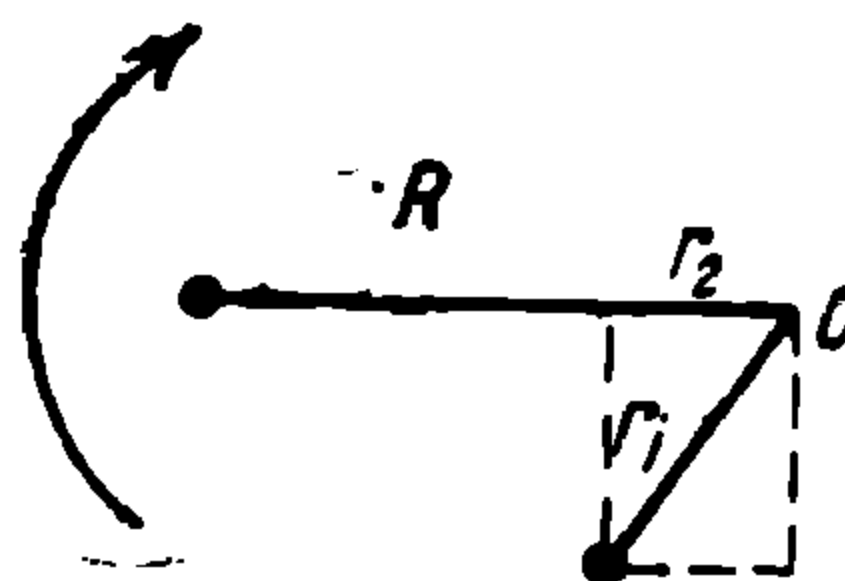


Фиг. 161. Схема маятников.

ного эксцентрика (фиг. 163); следовательно, второй составной эксцентрик, так называемый эксцентрик опережения, должен иметь расположение влево от точки  $O$  (оси кривошипа), а это соответствует



Фиг. 162. Требуемое расположение контркривошипа.



Фиг. 163. Расположение идеального эксцентрика.

внутреннему впуску, следовательно, правая сторона при заданном условии должна иметь маятник по фиг. 161-б (с внутренним впуском).

**Задача 54.** Можно ли поставить ведущий скат от паровоза, работающего с внутренним впуском, к паровозу с внешним впуском, если все размеры (кривошип, контркривошип, диаметр колес и угол насадки контркривошипа) одинаковы, и в чем выразится отличие?

НТБ  
ДНУЖТ

*Ответ.* Отличие будет состоять в том, что скат паровоза с внешним впуском нужно поставить обратной стороной, т. е. правую поставить на левую; если же скат поставить той же стороной, то изменится положение камня в кулисе для прежнего направления движения (хода паровоза), т. е. если у паровоза с внешним впуском при движении паровоза на передний ход камень находился в нижней части кулисы, то при постановке ската той же стороной к паровозу с внутренним впуском, при движении этого паровоза на передний ход, камень должен быть в верхней части кулисы.

*Задача 55.* Чем объяснить, почему в некоторых паровозах переводная гайка находится в переднем положении при движении, например, вперед, а у других для того же движения она находится в заднем положении?

*Ответ.* Положением или, вернее, расположением переводного колена.

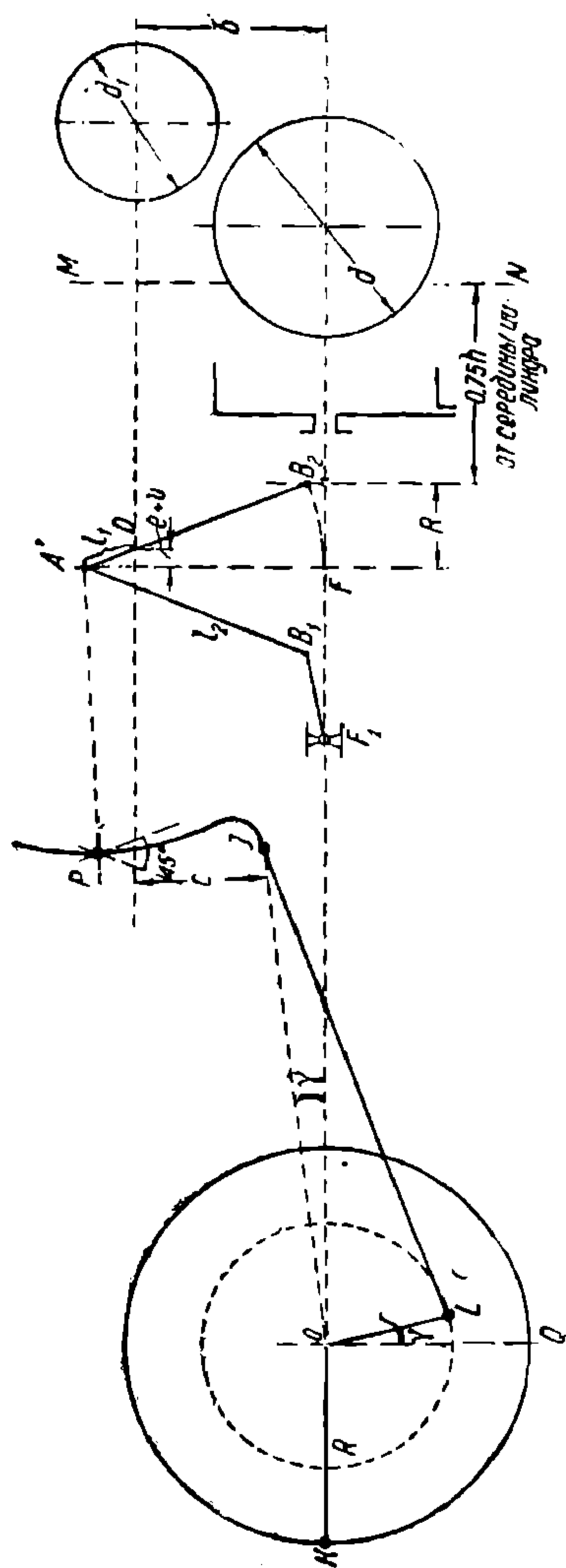
*Задача 56.* Какие тяги, скрещенные или открытые, должен иметь курьерский паровоз при кулисе Стефенсона?

*Ответ.* В зависимости от впуска пара: при внутреннем впуске тяги должны быть скрещенными, при внешнем—наоборот, так как в обоих случаях линейное предварение впуска увеличивается с уменьшением отсечки.

*Задача 57.* Определить основные размеры кулисы Гейзингера для паровоза типа 1-5-1, данные которого следующие: диаметр золотника  $d_1 = 300$  мм; ход поршня  $h = 770$  мм; диаметр цилиндра  $d = 670$  мм; диаметр колес  $D = 1500$  мм; перекрыша впуска  $e = 60$  мм; перекрыша выпуска  $i = 2$  мм; линейное предварение впуска  $v = 5$  мм; конструктивная скорость  $V = 60$  км/ч.

*Решение.* Имея диаметр цилиндра  $d$  и диаметр золотника  $d_1$ , взаимно располагаем их, как удобнее для данного случая с конструктивной стороны (фиг. 164).

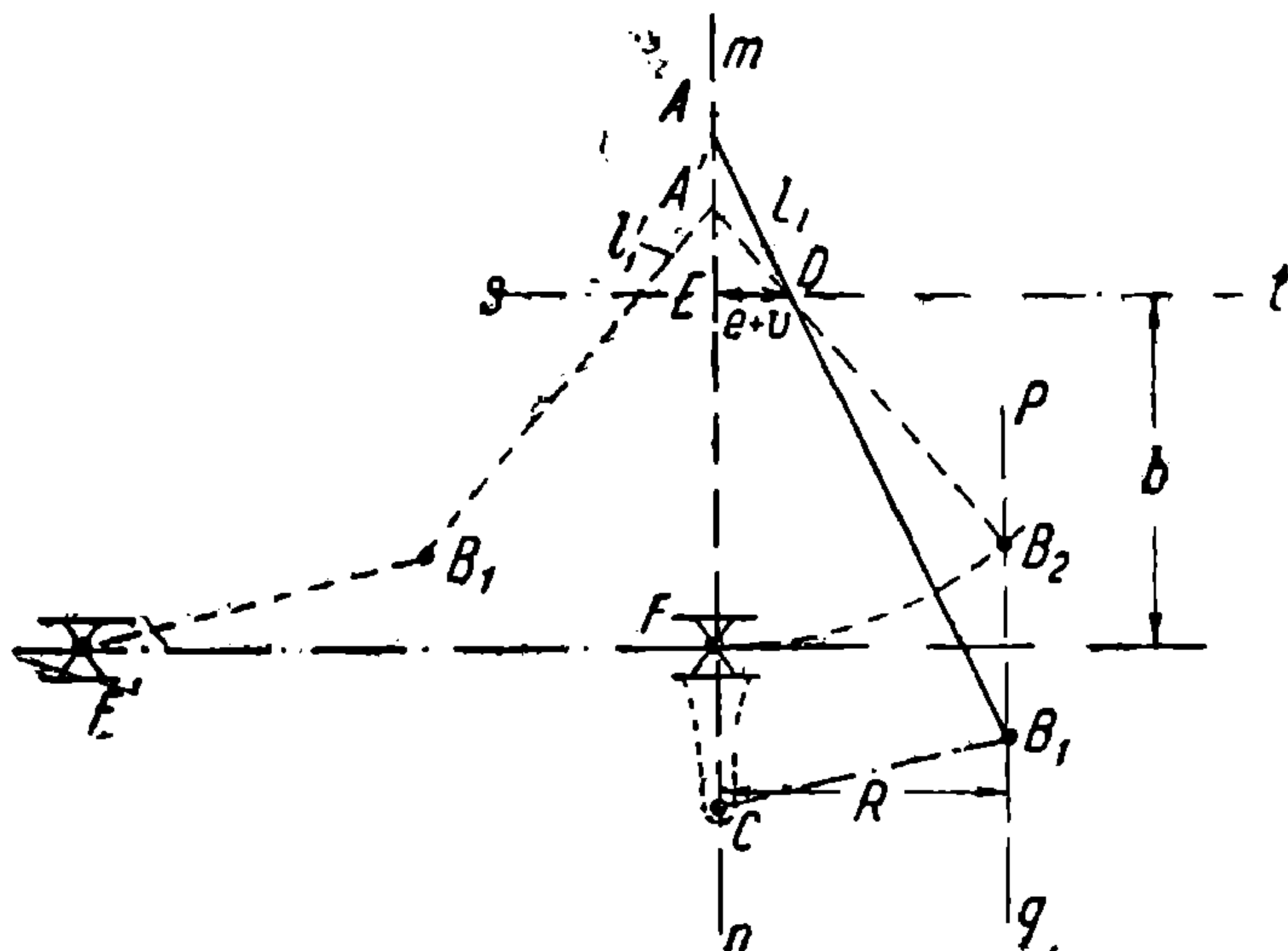
Далее, откладывая от середины цилиндра  $MN$  величину, равную приблизительно  $0,75 h$  ( $h$ —ход поршня), находим крайнее положение маятника (при отклоненном положении, чтобы не было удара в крышку цилиндра); откладывая затем величину, равную  $R = \frac{h}{2}$  (половине хода), найдем среднее положение  $mn$  маятника  $AB = l_2$



Фиг. 164. Взаимное расположение кулисы и цилиндров.



Далее приступают к выбору точки  $A$  (верхнего конца маятника) и вообще к определению длины маятника  $AB = l_2$ . Условия, которые здесь желательно выдержать, это—первое, чтобы угол отклонения маятника  $AB$  от среднего положения  $tn$  не был более  $25^\circ$  на сторону (или полный размах  $45^\circ$ ), как видно из фиг. 165; чем больше будет допущен размах маятника, тем короче он будет и тем меньше будет серьга  $FC$ , доходя даже до нуля в случае, когда маятник будет иметь угол отклонения  $FA_1B_2$ ; при более длинном маятнике серьга будет расти, угол отклонения уменьшается, и длина маятника увеличивается. Все эти величины очень легко найти графически путем следующего построения: от вертикали  $tn$  проводят

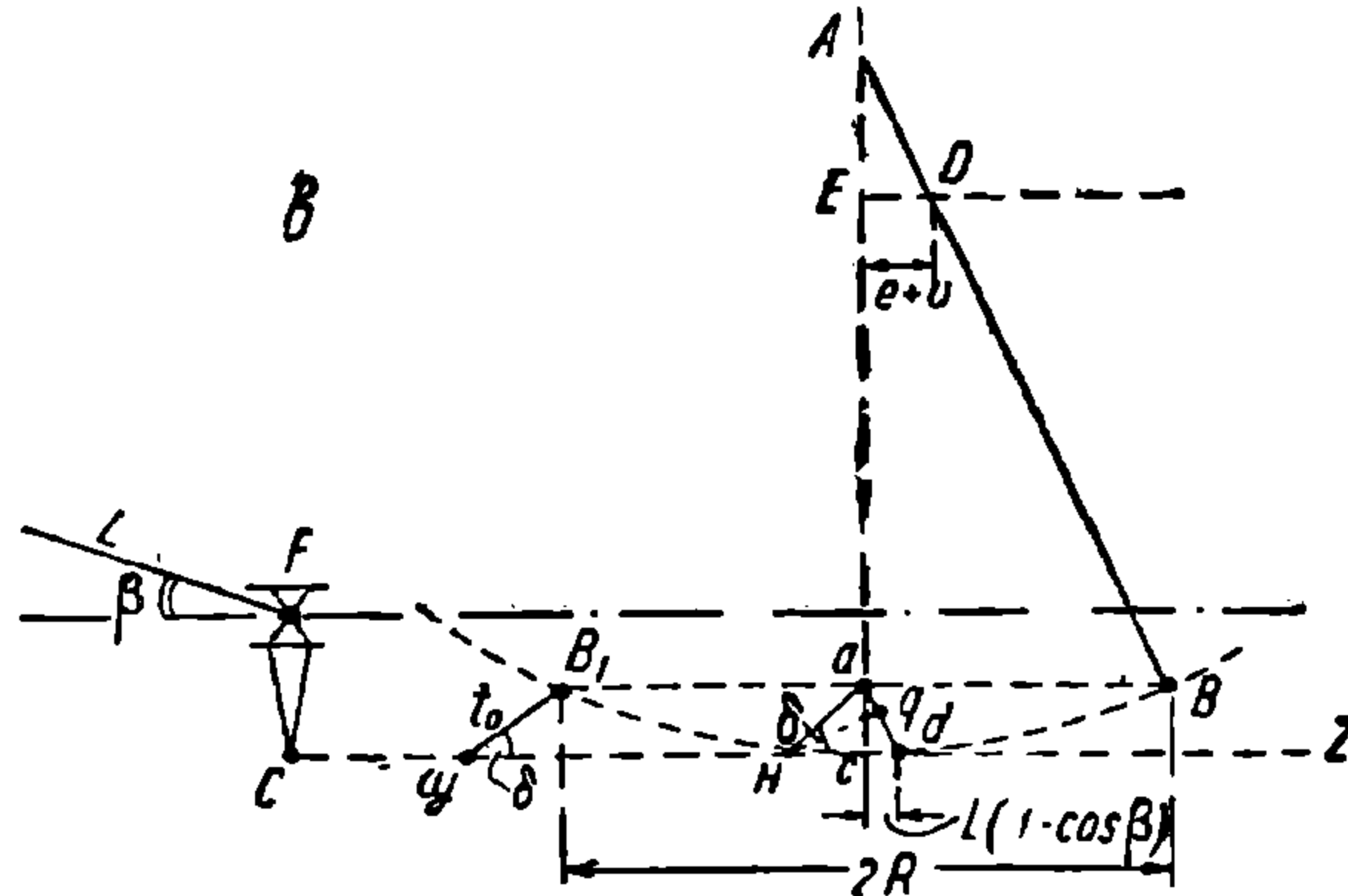


Фиг. 165. Определение длины маятника.

прямую  $pq \parallel tn$  на расстоянии, равном  $R$ ; затем через точку  $D$ , находящуюся на прямой  $st$  (оси золотника) на расстоянии  $e + v$  от вертикали  $tn$  проводят прямую  $A'B_2$  так, чтобы при вращении этого маятника около точки  $A'$  нижний конец его пришелся в точку  $F$ ; при такой длине маятника никакой серьги не потребуется; если же задаться предельной длиной серьги  $FC$ , то, проводя прямую  $AB$  через точку  $D$ , находим длину маятника и угол его отклонения; длины плеч маятника при этом будут  $AD = l_1$  и  $AB = l_2$ .

Имея точку  $A'$ , задаются положением точки  $P$ —центром качания кулисы—из тех соображений, что она должна находиться на прямой  $A'P$ , параллельной оси цилиндра, но это отнюдь не обязательно, а скорее в целях лучшего парораспределения точку  $P$  несколько опускают (на 100—150 мм) относительно точки  $A$ ; что же касается расположения точки  $P$  по горизонтали, то ее берут примерно на середине расстояния  $OF$ . Далее, выбирая конструктивно точку  $J$ , т. е. задаваясь длиной кулисы  $s$ , находят при максимальном отклонении кулисы от середины ( $20 \div 25^\circ$ ) величину  $r$  эксцентрика контркривошипа; обычно  $r = (0,5 \div 0,65) R$ ,  $s = (2,6 \div 3,2) r$ ; если точка

захвата кулисы  $J$  лежит выше оси ската, то угол  $QOL = \gamma = JOF$ , т. е.  $OL \perp OJ$ . Затем следует определение длины подвески (фиг. 166): на прямой  $cz \parallel$  оси цилиндров откладываем отрезок  $cd = L(1 - \cos \beta)$  от точки нижнего конца маятника при вертикальном его расположении; точку  $a$ , полученную от пересечения прямой  $BB_1$  с вертикалью  $AC$ , соединяют с точкой  $d$  и делят  $cd$  пополам; из точки  $q$  восставляют  $Hq$  перпендикулярно к прямой  $ad$  и точку  $a$  соеди-



Фиг. 166. Графическое определение длины подвески в кулисе Гейзингера.

няют с точкой  $H$ ; параллельно прямой  $aH$  проводят прямую  $GB_1$ , которая, как и  $Ha$ , представляет искомую длину подвески  $t_0 = GB_1 = Ha$ .

Действительно,  $Hc = Hd - cd = t_0 - t_0 \cos \delta = t_0 (1 - \cos \delta)$ , но, с другой стороны,  $cd = L(1 - \cos \beta)$  по построению; следовательно,  $L(1 - \cos \beta) = t_0 (1 - \cos \delta)$  представляет, как известно, искомое равенство, выражающее поправку от конечной длины шатуна. Полученная точка  $G$  не совпадает с  $C$ ; следовательно, либо нужно сделать серьгу в виде рычага  $FCG$ , либо удлинить шатун (отчего удлинится подвеска)  $t_0$  и точка  $G$  сольется с  $c$ , либо подвинуть прямую  $AC$  влево на величину  $CG$ , удлинив при этом шток поршня и золотника.

Расчетные веса паровоза 1-5-1 ФД

Число штук	П р е д м е т ы	Вес кг	Плечо м	Момент
<b>Котел</b>				
1	Барабан дымовой камеры (13 мм) . . . . .	1 450	14,120	20474,00
1	Подклеп. барабан дым. кам. сак. (16 мм) . . . . .	467	14,058	6565,09
1	Угольные дымовые камеры (100×100×16 мм) . . . . .	137	15,429	2113,77
1	Пер. лист. дым. камеры (12 мм) . . . . .	215	15,470	3326,03
1	Болт. соедин. пер. лист. с угол. . . . .	11	15,460	170,06
	Закл. 1-го шва (первого барабана с дым.) . . . . .	34	12,140	433,16
1	Передн. первый барабан (19 мм) . . . . .	1 912	11,656	22286,24
1	Наружн. накладн. первый барабан (19 мм) . . . . .	26	12,341	320,87
1	Внутр. наклад. первый барабан с н. (16 мм) . . . . .	312	11,454	3573,65
1	Сухопарн. комплек. (20/25) . . . . .	580	11,324	6561,92
1	Накладка подбрюшн. первого барабана (16 мм) . . . . .	35	11,602	638,11
1	Угольн. подбр. (150×100×16 мм) . . . . .	32	11,650	372,80
	Заклепки подбр. . . . .	28	11,624	325,47
1	Передняя решетка (16 мм) . . . . .	260	12,584	3276,84
1	Укрепл. (связи) пер. реш. . . . .	373	11,730	4375,29
	Заклеп. 2-го шва (первый барабан с реш.) . . . . .	38	12,636	480,17
	» 3-го шва (первый барабан со ст.) . . . . .	105	10,570	1109,85
1	Фланец пит. клапана . . . . .	16	11,324	181,18
	Задел. дым. кор. ком. . . . .	203	13,85	2811,55
1	Второй барабан (19,5 мм) . . . . .	1 965	9,573	18332,30
1	Наружн. наклад. второго барабана (19,5 мм) . . . . .	85	9,677	822,54
1	Внутр. наклад. второго бар. и закл. (16 мм) . . . . .	230	9,504	2185,92
1	Накл. подбр. второго барабана . . . . .	55	9,999	549,94
1	Угольн. подбр. второго барабана (150×100×16 мм) . . . . .	38	10,016	380,61
	Закл. подбр. второго барабана . . . . .	107	8,576	917,63
1	Третий барабан (21 мм) . . . . .	1 688	7,7772	13119,14
1	Наружн. наклад. третьего барабана (21,5 мм) . . . . .	29	8,302	240,76
1	Внутр. наклад. третьего барабана с закл. (16 мм) . . . . .	201	7,729	1553,53
1	Лаз. компл. (с закл.) . . . . .	200	7,574	1514,80
1	Накл. подбр. (16 мм) . . . . .	55	8,326	457,93
1	Угольн. (150×100×16 мм) . . . . .	38	8,343	317,03
	Заклепки третьего барабана . . . . .	119	—	836,57
1	Четвертый барабан (21,5 мм) . . . . .	1 732	—	10909,87
1	Наружн. наклад. четвертого барабана (19,5 мм) . . . . .	53	—	343,92
1	Внутр. » » » с закл. (16 мм) . . . . .	140	6,214	869,96
1	Накл. подбр. четвертого барабана . . . . .	55	6,759	371,74
1	Угольн. подбр. четвертого бар. (150×100×16 мм) . . . . .	38	6,776	257,49
	Закл. подбр. . . . .	28	6,750	189,00
199	» четвертого барабана с топк. (6-й шов) . . . . .	111	5,550	616,05
44	Дымогарные трубы (51×3) . . . . .	1 056	9,581	10117,54
44	Кольца дымогарных труб (51×2) . . . . .	2,2	6,587	14,49
130	Жаровые трубы (89×3,25) . . . . .	5 395	9,581	51889,48
130	Кольцо жаровых труб (75×2) . . . . .	10	6,587	65,87
1	Кожух потолочный (15) . . . . .	877	3,967	3479,06
2	Кожух топки боковой (13) . . . . .	1 280	3,785	4844,80
1	Ухватный лист кожуха (21,5) . . . . .	680	5,470	3719,60
1	Лобовой лист кожуха (13) . . . . .	565	1,124	1200,06

НТБ  
ДНУЖТ

Число штук	П р е д м е т ы	Вес кг	Плечо м	Момент
170	Закл. шов пот. и бок. лист . . . . .	46	3,844	176,82
86	» » ухватн. и бок. лист. кож.	33	5,333	175,99
113	» лобов. и бок. лист. кож. .	29	2,387	69,22
1	Рама топочная . . . . .	830	3,440	2888,32
	Закл. топочн. рамы (22×150) .	170	3,576	957,72
1	Потолок топки (10) . . . . .	616	4,495	2768,92
2	Шинельн. лист топки (10) . . .	586	3,751	2198,09
1	Ухватный лист топки (13) . . .	325	5,305	1724,12
1	Шуровочный лист топки (10) . .	275	2,183	600,33
1	Наружный лист камеры лог. (10) .	223	6,045	1348,04
1	Решетка огневая (14) . . . . .	142	6,557	933,93
100	Заклепка шва огнев. короб. . . .	14,5	6,445	93,45
100	» » шур. и бок. листа	12,5	2,300	28,75
140	Заклепки шва у бок. листа топки	1088	4,320	4700,16
726	Связи бок. листа топки . . . . .	4315	3,830	1206,45
169	» лоб. листа . . . . .	73	2,090	152,57
21	» ухватн. . . . .	10	5,235	52,35
56	» потолок, 1—4 ряд. . . . .	150	6,310	946,50
338	» » бок. лист. топки . . . . .	402	3,940	1583,88
308	» » кам. догоран . . . . .	46	5,615	258,29
104	» » ухв. листа . . . . .	111	5,325	591,08
82	» » лобов. листа . . . . .	89	2,190	194,91
	Связи прод. лобов. листа . . . . .	603	3,126	1884,98
10/20	Связи Тэта, ухв. листа . . . . .	210	6,420	1348,20
8	Люка компл. лоб. листа . . . . .	22	2,112	44,46
6	» » бок. » . . . . .	16	3,780	60,48
6	» » потолок. листа . . . . .	22	3,670	80,74
2	» » ухв. листа . . . . .	6	5,240	31,44
9	» » четвертого барабана . . . . .	28	6,400	179,20
3	» » первого барабана . . . . .	8	11,900	95,20
1	» » передней решетки . . . . .	3	12,580	37,74
3	Предохр. пробки . . . . .	1	5,280	5,28
4	Кипятильные трубы (80×89) . . .	20	3,687	748,46
		30 175	—	240256,13
<b>Пароперегреватель</b>				
33	Компл. элем. со креплен. . . . .	3 650	10,330	37704,50
1	Перег. короб. со стойк. . . . .	995	13,215	13148,93
		4 645	—	50853,43
<b>Обслужив. вес</b>				
—	Вода в котле при уровне 100 мм над топкой (от наив. топки) . . . . .	13 350	1,557	100885,95
—	Уголь на решетке (200 мм) . . . . .	1 400	3,536	4950,40
—	Песок в песочнице . . . . .	600	9,620	5772,00
—	Бригада . . . . .	225	1,200	270,00
		15 575	—	111878,35

Число штук	П р е д м е т ы	Вес кг	Плечо м	Момент
<b>Р а м а</b>				
2	Прод. рама со струн. башмаками и верт. болт. . . . .	9 250	9,946	92000,50
1	Буферный брус . . . . .	767	15,875	12176,13
2	Буфер . . . . .	313	16,54	6777,52
1	Сцепной крюк . . . . .	85	16,275	1383,37
1	Стяжка . . . . .	40	16,56	662,40
1	Опор. и вал. балансир. . . . .	82	14,395	1180,39
1	Баланс. между 1-й и бег. осью . . . . .		Перенесено	
1	Часть веса вод. тележки . . . . .	64	13,17	842,88
1	Междурамн. крепл. пер. 1-й оси . . . . .	394	12,96	5106,24
	Укрепл. тормозн. цилиндра . . . . .		Перенесено в тормоз	
2	Возвращ. приб. 1-й и 5-й осей . . . . .	596	9,25	5513,00
1	Укрепл. внизу 1-й оси . . . . .	42	12,145	510,09
1	Подбрюшн. первого барабана . . . . .	87	11,66	1014,42
1	Вертикальн. креплен. 2-й оси . . . . .	95	10,54	1001,30
1	Подбр. и крепл. 2 барабана . . . . .	300	10,62	3186,00
4	Скоб. продольн. бал. мен. 1-2-4-5 ось . . . . .	108	9,25	999,00
2	Укрепл. в выр. и пята подв. между 2-й и 3-й осью . . . . .	50	10,62	531,90
1	Вертик. крепл. 3-й оси . . . . .	95	8,87	842,65
1	Укреплен. внизу у 3-й оси . . . . .	40	8,83	353,20
1	Подбрюшник третьего барабана . . . . .	187	8,40	1570,80
2	Скоб. прод. бал. между 3-й и 4-й осями . . . . .	54	8,40	453,60
1	Вертикальное креплен. 4-й оси . . . . .	95	1,29	692,55
1	Подбр. четвертого барабана с крепл. . . . .	183	6,81	1246,23
1	Укрепл. внизу у 5-й оси . . . . .	40	6,36	254,40
2	Задняя рама . . . . .	1 256	3,48	4370,88
1	Передняя опора топк. котла . . . . .	420	5,32	2234,40
1	Рама задней тележки . . . . .	1 650	3,36	5544,00
2	Баланс. подвесн. задн. тележки . . . . .	286	4,50	1287,00
1	Крепл. под. зад. . . . .	115	2,19	231,85
2	Кронштейн и пл. сект. . . . .	187	2,15	402,05
2	Возвр. механ. задн. тележки . . . . .	95	2,15	204,25
1	Пята и шкив задн. тележки . . . . .	67	5,20	348,40
2	Букс струж. задн. тележки . . . . .	54	3,00	162,00
1	Задн. сток. ящ. . . . .	620	1,495	926,90
1	Радиальн. буфер . . . . .	230	0,72	165,60
2	Сцепл. межд. пар. к тенд. . . . .	200	1,50	300,00
	Задн. опора топки . . . . .	87	1,19	74,97
1	Путеочиститель . . . . .	133	16,33	2367,85
	Предохранит. крюч. и центр . . . . .	20	15,37	307,40
2	Кронштейн буферного бруса . . . . .	120	16,025	1923,00
2	Подножн. на буферн. брусе . . . . .	100	16,30	1630,00
		18 607	—	159197,76
<b>Г а р н и т у р к о т л а</b>				
1	Дымов. труб. с нап. дым. компл. . . . .	227	14,150	3212,05
1	Искроуловит. компл. . . . .	243	14,050	3414,15
1	Колосн. решет. компл. . . . .	1 727	3,516	6072,13
1	Топочный свод . . . . .	475	4,380	2080,50
1	Песочницы . . . . .	185	9,620	1179,70

Число штук	П р е д м е т ы	Вес кг	Плечо м	Момент
1	Механиз. песочницы . . . . .	48	6,20	297,60
1	Трубопроводные песочницы . . . . .	120	10,870	1304,40
1	Воздушные песочницы . . . . .	40	9,620	384,80
1	Кран воздухораспределит. песочн.	6	2,212	13,27
1	Трубопроводн. кран возд. песочн.	16	5,910	94,36
1	Дверка дымовой камеры	132	15,576	2054,71
1	Мусороочиститель . . . . .	55	14,960	822,80
1	Люк на дымовой коробке	15	14,960	224,40
1	Дверка топки . . . . .	180	1,950	351,00
1	Часть веса стокера	625	1,530	955,25
1	Зольник (комплект) . . . . .	590	3,00	1770,00
	Компл. механ. вольн. . . . .	180	2,750	495,00
1	Искрогаситель. . . . .	5	15,030	75,15
	Компл. механ. колосн. решетк.	183	2,700	494,10
		5 052	—	25895,57
	Б у д к а и н а с т и л			
1	Будка . . . . .	580	1,510	875,80
	Угольные будки . . . . .	246	1,650	405,90
	Настил. будки . . . . .	460	1,238	569,48
	Дерев. наст. будки . . . . .	145	1,170	169,68
2	Передн. окна будки . . . . .	19	2,790	53,01
4	Боков. окна будки . . . . .	34	1,490	50,66
4	Задвижн. окна будки . . . . .	97	1,480	143,56
6	Окна в фонаре . . . . .	31	1,700	52,70
3	Двери будки с деталями . . . . .	69	1,005	69,34
	Деревян. задел. стены . . . . .	62	1,550	96,10
2	Сидения машиниста и помощн. . . . .	60	1,030	61,80
	Водосточн. трубы и желоба . . . . .	18	2,110	37,98
	Ящик для будки машиниста . . . . .	3	1,100	3,30
2	Лестниц. будки . . . . .	180	0,465	83,70
2	Расп. связи под дым. камерой . . . . .	54	15,615	843,21
2	Боков. лестн. нас. опр. пар. . . . .	60	15,410	924,60
	Боковой настил . . . . .	620	10,001	6246,54
	Кронш. боков. настил. . . . .	260	9,25	2405,00
1	Средн. лестн. опр. пар. . . . .	22	15,70	—
		3 020	—	13432,70
	М а ш и н а			
2	Цилиндр . . . . .	6 360	14,15	89994,00
	Обшив. и изол. цилиндра . . . . .	390	14,15	5518,50
2	Передн. крышка цил. изол. . . . .	494	14,10	7261,80
2	Задн. крышка цил. изол. . . . .	592	13,58	8039,36
4	Зольн. втулки . . . . .	212	14,15	2999,80
4	Золотн. крыш. с выхл. тр. и об. . . . .	1 170	14,04	16426,80
2	Обшив. перед. золот. крыш. . . . .	52	14,90	774,80
2	Обшив. задн. золот. крыш. . . . .	10	13,53	135,30
2	Задн. сальн. цилиндр с маслен. . . . .	108	13,50	1458,00
1	Наружн. рама . . . . .	440	11,66	4990,48
2	Балк. и подшк. кулиса . . . . .	260	10,75	2495,00

Число штук	П р е д м е т ы	Вес кг	Плечо м	Момент
2	Подш. перевод вала . . . . .	155	11,00	1705,00
2	Золотник . . . . .	282	14,10	3976,20
2	Задн. золотн. сальн. . . . .	27	13,14	354,78
2	Парал. с маслен. . . . .	595	12,51	7443,45
2	Поршень . . . . .	433	14,15	6123,95
2	Скалка поршня . . . . .	302	13,41	4049,82
2	Крейцкопф . . . . .	518	12,49	6469,82
2	Часть веса ведущ. дышла . . . . .	370	12,41	4591,70
2	Повод. маятник . . . . .	15	12,55	188,25
2	Маятник . . . . .	86	12,78	1098,58
2	Кулач. золотн. скал. . . . .	34	12,78	434,52
2	Тяга кулис с подвес. . . . .	95	11,94	1134,30
2	Кулис. со смаз. приспособ. . . . .	245	11,07	2712,15
2	Часть веса эксцентр. тяги . . . . .	49	10,89	533,61
2	Подвесн. кулисные тяги . . . . .	23	11,34	260,82
1	Переводн. вал с пружиной . . . . .	260	11,00	2860,00
4	Предохр. клапан цилиндр. . . . .	34	14,15	481,10
6	Продув. кран. цилиндр. . . . .	40	14,15	566,00
1	Трубопроводн. цилиндр. кранов . . . . .	20	10,00	200,00
1	Кроншт. перев. винта . . . . .	22	1,85	40,70
1	Стойка перев. винта . . . . .	52	3,30	176,60
1	Винт перев. . . . .	90	2,77	249,30
1	Рычаг перев. вала . . . . .	123	11,17	1373,91
	Кроншт. рычаг с делен. . . . .	107	8,90	952,30
	Тяга длинная . . . . .	90	6,21	558,90
	Тяга короткая . . . . .	32	9,95	308,40
1	Масл. и зад. зап. крышки . . . . .	10	13,55	135,50
2	Масл. сальн. зад. цил. кор. . . . .	11	13,55	149,05
		14 208	—	189231,05
Обшивка и изоляция котла				
1	Изол. уд. вес 1,3 кг . . . . .	2 250	8,180	18405,00
1	Обшивка . . . . .	1 150	7,180	8257,00
		3 400	—	26652,00
Паропровод				
1	Конус со втул. компл. . . . .	130	14,151	1839,30
1	Паросушитель . . . . .	35	11,549	404,25
1	Главный запорн. клапан . . . . .	140	11,549	1616,86
1	Прив. к главн. зап. клапан . . . . .	75	11,795	884,53
1	Поддерж. ручн. регулят. . . . .	22	21,52	47,34
1	Сегмент и ручка регулят. . . . .	14	2,140	29,93
	Детали регулятора . . . . .	77	8,400	651,42
1	Регулят. труба . . . . .	95	12,325	100,87
1	Флан. регулят. труба . . . . .	27	12,556	338,98
2	Паров. труб. фланц . . . . .	268	14,064	3709,15
	Защита паров. труб . . . . .	64	14,150	908,00
		947	—	11658,46

Число штук	П р е д м е т ы	Вес кг	Плечо м	Момент
<b>Арматура</b>				
1	Кран ле-Шателье	6	2,157	12,94
1	Кран свистка . . . . .	17	6,106	103,80
1	Двойн. пар. вентиль . . . . .	16	2,687	42,99
1	Свисток . . . . .	27	6,106	164,86
3	Водопробн. кран и жел. . . . .	9	2,312	20,81
1	Искрогас. в дым. кам. . . . .	6	15,050	90,30
2	Инжектор № 11 . . . . .	112	1,892	211,90
3	Предохранит. клап. на топке . . . . .	40	5,706	268,24
1	Механизм крана вод. ст. . . . .	3	2,142	6,43
	Краны водом. стекла . . . . .	32	2,370	75,84
2	Пресс-масленка . . . . .	97	13,40	1299,80
1	Пароразборн. колонка . . . . .	63	2,086	109,22
2	Манометр и пирометр . . . . .	10	2,372	23,72
2	Спускные краны топки . . . . .	75	5,305	398,85
1	Клапан сифон и см. ап. . . . .	14	10,640	148,96
	Механизм сифон к 2 пор. . . . .	152	10,02	1523,04
	Механизм свистка . . . . .	16	4,25	68,00
	Стойка манометра . . . . .	71	2,962	24,58
	Кран маном. с штуд. . . . .	2	2,342	4,74
	Паропровод-пресс . . . . .	24	13,250	318,00
1	Клапан Лопушинского . . . . .	20	13,930	362,18
	Детали клапана ле-Шателье . . . . .	48	7,412	355,78
	Приспособл. для тушения золы . . . . .	20	1,932	38,64
	Колено и трубка сифона . . . . .	7	14,150	99,05
2	Питательные трубы инжектора . . . . .	75	5,712	428,40
2	Фланцы инжектора . . . . .	42	2,182	91,64
2	Паровые трубы инжектора . . . . .	10	2,362	23,62
2	Всасыв. » » . . . . .	22	1,712	37,66
2	Вестов. » » . . . . .	24	1,797	43,13
2	Часть веса соед. рукав. . . . .	32	0,422	23,10
	Детали пароразб. колонки . . . . .	7	2,680	18,76
		1 045	—	6501,48
<b>Тормоз</b>				
1	Паров. насос, компл. . . . .	340	15,82	5378,80
2	Тормозн. цилиндр 13 . . . . .	260	12,00	3120,00
1	Кронштейн возд. насос . . . . .	110	15,82	1740,20
2	Тормозн. холодн. с башм. пр. 1-й оси . . . . .	56	11,64	651,84
2	Тормозн. холодн. с пр. 2-й оси . . . . .	56	10,02	561,12
2	» » » » 3-й » . . . . .	56	8,40	470,40
2	» » » » 4-й » . . . . .	56	6,78	319,68
2	» » » » 5-й » . . . . .	56	5,16	288,96
1	Предохр. скоба у 1 й оси . . . . .	6	12,185	73,11
1	» » » 2-й » . . . . .	6	10,745	64,47
1	» » » 3-й » . . . . .	6	9,120	34,72
1	» » » 4-й » . . . . .	6	7,695	46,17
1	» » » 5-й » . . . . .	6	7,07	36,42
1	Поддержив. скоба . . . . .	2	4,88	9,76
1	Тормозн. вал с рычаг. . . . .	255	12,63	3220,65
2	Отторм. пружина . . . . .	3	12,29	36,87

НТБ  
ДНУЖТ



Число штук	П р е д м е т ы	Вес кг	Плечо м	Момент
2	Подвески тормозн. хол. 1-й оси . . . . .	144	11,67	1680,48
2	» » » 2-й » . . . . .	110	10,05	1103,50
2	» » » 3-й » . . . . .	110	8,43	927,30
2	» » » 4-й » . . . . .	110	6,81	749,10
2	» » » 5-й » . . . . .	144	5,19	747,36
2	Балас со скобами 1-й оси . . . . .	31	11,83	366,73
2	« » » 2-й » . . . . .	28	10,18	285,04
2	» » » 3-й » . . . . .	23	8,56	196,88
2	» » » 4-й » . . . . .	19	6,93	131,67
1	Поперечина 1-й оси . . . . .	44	11,56	508,64
1	» 2-й » . . . . .	44	9,94	437,36
1	» 3-й » . . . . .	44	8,33	363,52
1	» 4-й » . . . . .	44	6,71	395,24
1	» 5-й » . . . . .	45	5,00	325,00
2	Тяги тормозн. 1-й оси . . . . .	67	13,82	925,94
2	» » 2-й » . . . . .	60	12,395	743,70
2	» » 3-й » . . . . .	51	10,765	349,02
2	» » 4-й » . . . . .	43	9,145	393,24
2	» » 5-й » . . . . .	26	7,41	192,66
1	Главн. возд. резерв. . . . .	225	9,42	2119,50
1	Часть веса соедин. рукав. . . . .	3	0,70	2,10
1	Соедин. рукав. и кран. на буф. . . . .	6	16,30	97,80
1	Манометр и кран маш. . . . .	26	2,40	54,60
1	Резервуар крана маш. . . . .	18	2,40	43,20
	Трубопроводн. тормоза . . . . .	250	8,70	2175,00
	Паровой кран тормоза . . . . .	7	2,20	15,40
	Тройной клапан и воздухорасп. . . . .	57	6,50	370,50
2	Укреплен. тормозн. цил. . . . .	65	12,00	730,00
		3 188	—	32618,65

Поправка веса на увеличение толщины котельных листов и труб

Число штук	П р е д м е т ы	Вес кг	Плечо м	Момент
1	Барабан дымов. камеры . . . . .	56	14,120	790,72
1	Подклепк. бар. дымов. камеры . . . . .	14	14,058	196,81
1	Передн. лист дымов. камеры . . . . .	9	15,470	139,23
1	Передн. первый барабан . . . . .	50	11,656	382,80
1	Наружн. накл. второго барабана . . . . .	1	12,341	12,34
1	Внутр. накл. второго барабана . . . . .	8	11,454	91,83
1	Решетка огневая . . . . .	5	6,517	32,83
1	Накладн. подбрюш. . . . .	2	11,502	23,20
1	Передняя решетка . . . . .	8	12,584	100,67
1	Второй барабан . . . . .	49	9,573	469,08

Число штук	П р е д м е т ы	Вес кг	Плечо м	Момент
1	Наружн. накл. второго барабана . . . . .	2	9,667	19,33
1	Внутр. накл. второго барабана . . . . .	4	9,504	38,02
1	Накладн. подбр. второго барабана . . . . .	2	9,999	20,00
1	Третий барабан . . . . .	40	7,772	310,88
1	Наружн. накл. третьего барабана . . . . .	1	8,302	8,30
2	Внутр. накл. третьего барабана . . . . .	5	7,729	38,64
1	Накл. подбрюш. . . . .	2	8,326	16,05
1	Четвертый барабан . . . . .	40	6,299	251,96
1	Наружн. накл. четвертого барабана . . . . .	1	6,489	6,49
1	Внутр. накл. четвертого барабана . . . . .	3	6,214	18,64
1	Накл. подбрюш. четвертого барабана . . . . .	2	6,750	13,52
4	Дымогарн. труб. 5% . . . . .	53	9,581	507,79
130	Жаровые трубы 5% . . . . .	209	9,581	2577,29
1	Кожух потолочн. . . . .	29	3,907	115,04
2	Кожух боковой . . . . .	49	3,785	185,46
1	Ухват. лист. кожуха . . . . .	16	5,470	67,52
1	Лобовой лист кожуха . . . . .	22	2,124	46,73
1	Потолок топки . . . . .	31	4,495	139,34
2	Щипальн. листы топки . . . . .	29	3,751	108,78
1	Ухват лист топки . . . . .	12	5,305	63,66
1	Шуровочн. лист топки . . . . .	14	2,183	30,56
1	Нижн. лист камер. догорания . . . . .	11	6,045	66,50
		839	—	7110,43

Число штук	П р е д м е т ы	Вес кг
	<b>Мертвый вес</b>	
	<b>Передняя тележка</b>	
1	Ось с колесами . . . . .	1 250
2	Букса (комплект) . . . . .	201
1	Рама тележки . . . . .	374
1	Люлька тележки . . . . .	127
2	Сектор » . . . . .	100
2	Рессора и подвеш. . . . .	185
2	Поперечн. крепл. рам. т. . . . .	37
1	Часть веса водильн. тел. . . . .	60
1	Стакан со шкворн. . . . .	103
1	Часть веса продольн. балан. между тел. и 1-й осью . . . . .	140 2 577
	<b>1-я сцепная ось</b>	
1	Ось с колесами . . . . .	3 000
2	Пальцы . . . . .	52
2	Букс (комплект) . . . . .	565

НТБ  
ДНУЖТ  
153

Число штук	Предметы	Вес кг
2	Часть веса пер. сцепл. . . . .	139
2	Рессор. с упорками . . . . .	297
2	Подвесн. прод. баланс . . . . .	38
1	Поперечн. баланс. . . . .	65
2	Хомут. испр. баланс . . . . .	28
2	Задняя подвесн. рессор. . . . .	55
2	Часть веса баланс I и II . . . . .	29
1	Часть веса продол. баланс. между тел. и 1-й осью	146 4 414
2-я сцепная ось		
1	Ось с колесами . . . . .	3 150
2	Пальцы . . . . .	58
	Часть веса 1 и 2 сцепл. . . . .	270
2	Букс (комплект) . . . . .	520
2	Рессора . . . . .	237
2	Упорки рессоры . . . . .	50
2	Подвески 1 и 2 . . . . .	54
2	» 2 и 3 . . . . .	50
2	Часть веса баланс. 1-й и 2-й осью	28 4 417
3-я ведущая ось		
1	Ось с колесами . . . . .	5 300
2	Пальцы и кривошип . . . . .	440
2	Часть веса поршня дыш. . . . .	203
2	» » 2-й и 3-й сц. дыш. . . . .	514
2	» » эксцентр. тяги . . . . .	32
2	Букс (комплект) . . . . .	660
2	Рессоры . . . . .	237
2	Упорки рессорные . . . . .	43
2	Подвески между 2-й и 3-й осью . . . . .	50
2	» » 3-й и 4-й » . . . . .	52
2	Часть веса баланс. 3-й и 4-й осью	24 7 615
4-я сцепная ось		
1	Ось с колесами . . . . .	3 150
2	Пальцы . . . . .	58
2	Часть веса 3-й и 4-й сц. дыш. . . . .	290
2	Буксы (комплект) . . . . .	520
2	Рессоры . . . . .	237
2	Упорки рессорные . . . . .	50
2	Подвески между 3-й и 4-й осью . . . . .	57
2	» » 4-й и 5-й » . . . . .	54
2	Часть веса баланс. 3-й и 4-й осью . . . . .	31
2	» » » 4-й и 5-й » . . . . .	28 4 475

Число штук	Предметы	Вес кг
<b>5-я сцепная ось</b>		
1	Ось с колесами	3 000
2	Пальцы . . . . .	58
2	Часть веса 4 задн. сц. дыш.	139
2	Букс (комплект) . . . . .	665
2	Рессоры . . . . .	237
2	Упорки рессорные . . . . .	60
2	Подвески рессор. 4-й и 5-й оси.	55
2	» » 5-й » . . . . .	25
2	Часть веса баланс. 4-й и 5-й осью	29
2	Поперечная балка . . . . .	50
2	Подвес. и баланс. задн. тележки	88
		4 306
<b>Задняя тележка</b>		
1	Ось с колесами	2 100
2	Букс (комплект)	345
2	Рессоры . . . . .	237
2	Подвеска баланс . . . . .	35
2	Задняя рессорн. подвеска	41
		2 788

Число штук	Предметы	Вес кг	Плечо м	Момент
	Окраска . . . . .	250	7,50	—
	Разн. пред. . . . .	200	5,50	—
	Обшивка дополнит. . . . .	100	—	—

Примечание. Момент берется относительно заднего буферного бруса.

ДИИТ  
**ЗЕБЛИОТЕМА**  
 № 29168

НТБ  
 ДНУЖТ  
 155

Цена книги 2 руб. 20 к. Переплет 60 к.

Редактор *А. Н. Фомин*                      Техн. редакторы *И. Пошешулин* и *И. Н. Фомин*  
Уполн. Главлита В—101544              ЖДИЗ 1413              Ж—1а              Зак тип. 8851  
Тираж 5155 экз.      Разм бум. 62×94<sup>1</sup>/<sub>16</sub>      объем 9<sup>3</sup>/<sub>4</sub> п. л.      48960 зн. в п. л.  
Сдано в набор 11/1-1935                      Подписано к печати 13/V-1935

---

5-я типография Трансжелдориздата НКПС. Москва, Каланчевский тупик, д. 3/5

НТБ  
ДНУЖТ

Цена 2 р. 80 н.



---

**И з д а н и я  
Трансжелдориздата  
продаются в магазинах  
Книгообъединения  
ОГИЗа.**

**Единичные экземпляры  
высылают наложенным  
платежом  
„Книга—почтой“  
Москва, 64**

---