

ПРОФ. В. А. ШЕВАЛИН

**РАЗГРУЗКА ОСЕЙ
И КОЭФИЦИЕНТ
ИСПОЛЬЗОВАНИЯ
СЦЕПНОГО ВЕСА
ЭЛЕКТРОВОЗОВ**



ТРАНСЖЕЛТОРИЗДАТ • 1936

Шевалин
Проф. В. А. ШЕВАЛИН

РАЗГРУЗКА ОСЕЙ И КОЭФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СЦЕПНОГО ВЕСА ЭЛЕКТРОВОЗА



ГОСУДАРСТВЕННОЕ
ТРАНСПОРТНОЕ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ 1936

Настоящий труд теоретически освещает разгрузку сцепных осей и дает количественное выражение разгрузки осей для электровозов рамных и двухтележечных. В этом отличие данной работы от ряда журнальных статей наших авторов, ограничивающихся рассмотрением явления разгрузки только для электровозов 0-3+3-0, работающих на сети ж. д. СССР.

В книге систематизированы все необходимые указания при проектировании новых электровозов для получения необходимого эффекта в отношении использования сцепного веса.

Книга рассчитана для ИТР железнодорожников и электровозной промышленности и может быть пособием для студентов при проектировании электровозов.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Участие в испытаниях электровоза С-10 Научно-исследовательским Институтом электрификации жел. дор. в 1932 г. побудило автора заняться анализом причин разгрузки осей и снижения использования сцепного веса электровозов. Данному вопросу посвящен ряд работ, опубликованных как в нашей, так и в иностранной технической литературе. Статьи советских авторов (Д. К. Минов, А. А. Шацилло и П. Ф. Горкин) ограничиваются рассмотрением электровозов типа C_0-C_0 , работающих на нашей сети в настоящее время. Из иностранных работ кардинальным является труд Lindner'a „Gewichtsverlegung und Ausnutzung des Reibungsgewichtes bei elektrischen Lokomotiven mit Einzelachsentrieb“. Представляя собой работу „...“

ГЛАВНЕЙШИЕ ОПЕЧАТКИ

к книге: «В. А. Шевалин, Разгрузка осей и коэффициент использования сцепного веса электровоза»

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
53	Формула (119), числитель 4-й член	$\mu_{\text{с}} a^2 \left(\varphi_1 \varphi_2 - \frac{\delta}{\lambda + b} \right)$	$\mu_{\text{с}} a^2 \left(\varphi_1 - \varphi_2 - \frac{\delta}{\lambda + b} \right)$
81	13 стр.	от U_0	то U_0
86	14 стр. номер формулы	(10)	(160)

познакомиться с проблемой лично, изучающему ее вновь, а также в целях обобщения вопрос изложен автором систематически от самого начала. В связи с этим в работу вошли частично сведения, уже опубликованные ранее в технической литературе.

Настоящий труд теоретически освещает разгрузку сцепных осей и дает количественное выражение разгрузки осей для электровозов рамных и двухтележечных. В этом отличие данной работы от ряда журнальных статей наших авторов, ограничивающихся рассмотрением явления разгрузки только для электровозов 0-3+3-0, работающих на сети ж. д. СССР.

В книге систематизированы все необходимые указания при проектировании новых электровозов для получения необходимого эффекта в отношении использования сцепного веса.

Книга рассчитана для ИТР железнодорожников и электровозной промышленности и может быть пособием для студентов при проектировании электровозов.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Участие в испытаниях электровоза С-10 Научно-исследовательским Институтом электрификации ж.д. дор. в 1932 г. побудило автора заняться анализом причин разгрузки осей и снижения использования сцепного веса электровозов. Данному вопросу посвящен ряд работ, опубликованных как в нашей, так и в иностранной технической литературе. Статьи советских авторов (Д. К. Минов, А. А. Шацко и П. Ф. Горкин) ограничиваются рассмотрением электровозов типа С₀-С₀, работающих на нашей сети в настоящее время. Из иностранных работ кардинальным является труд Lindner'a „Gewichtsverlegung und Ausnutzung des Reibungsgewichtes bei elektrischen Lokomotiven mit Einzelachsentrrieb“. Представляя собою весьма ценный вклад в изучение данного вопроса, эта работа недостаточно полно рассматривает тележечные электровозы, имеющие для нас наибольший практический интерес, ибо в них расчет разгрузки осей связан с наибольшими трудностями. Достаточно указать, что Lindner не касается электровозов с тремя (двумя эквивалентными) опорами кузова на каждой тележке, не рассматривает также электровозов, имеющих зазор в сочленении. Таким образом, область применения формул Lindner'a ограничена.

Предлагаемые автором формулы дают возможность рассчитать разгрузку осей для любого рамного или двухтележечного электровоза, применение которого может оказаться необходимым при современном состоянии техники. Автор также выясняет, как следует строить электровозы для получения наилучшего эффекта в отношении использования сцепного веса. В главе VII эта задача подробно разрешается для случая, когда электровоз предназначен для одиночной тяги. Для того, чтобы дать возможность познакомиться с проблемой лицу, изучающему ее вновь, а также в целях обобщения вопрос изложен автором систематически от самого начала. В связи с этим в работу вошли частично сведения, уже опубликованные ранее в технической литературе.

ГЛАВНЕЙШИЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- a — расстояние между опорами кузова на тележке.
 b — расстояние крайней опоры кузова от центра упругости.
 C — эквивалентная база рессорного подвешивания.
 F — сила тяги, создаваемая одной сцепной осью.
 H — высота сцепки над уровнем головки рельса.
 h — высота междутележного сочленения над уровнем головки рельса.
 ΔK — силы, передаваемые через пятники кузова при двух опорах кузова на каждой тележке и при отсутствии зазора в сочленении (см. стр. 44).
 L — база двигателя.
 n — число сцепных осей в рамном электровозе или в одной тележке тележного электровоза.
 P — полный вес электровоза.
 P_c — сцепной вес электровоза.
 R — радиус ведущего колеса.
 S — реакция рессоры,
 T — сила, создаваемая на носике двигателя при трамвайной подвеске.
 U — вертикальное усилие, создаваемое в междутележном сочленении.
 x — плечи, отсчитанные от центра упругости.
 x_0 — " " " " междутележного сочленения.
 y — прогиб рессор.
 y_0 — вертикальное перемещение центра упругости при прогибе рессор.
 α — отношение нагрузки рессоры бегунка к нагрузке сопряженной рессоры сцепной оси.
 β — соотношение между силой T и силой тяги F .
 γ — соотношение жесткостей рессор бегунка и сцепной оси.
 δ — величина зазора в междутележном сочленении.
 ε — коэффициент использования сцепного веса,

ζ — коэффициент пропорциональности между разгрузкой оси и силой тяги (см. стр. 11).

λ — расстояние между тележечного сочленения от центра упругости.

φ — угол поворота рамы при работе тяговых электродвигателей.

ψ_0 — коэффициент сцепления оси.

ψ — коэффициент сцепления электровоза.

mc — жесткость рессоры.

mc_n — жесткость пружинной опоры кузова.

mc_0 — жесткость рессор гибкого сочленения.

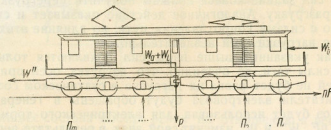
Π — давление оси на рельс в статическом состоянии.

$\Delta\Pi$ — изменение давления оси на рельс при работе двигателей.

1. РАЗГРУЗКА ОСЕЙ ЭЛЕКТРОВОЗА ПРИ РАБОТЕ ТЯГОВЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Предположим, что при выключенных электродвигателях электровоз, находящийся в покое, имеет совершенно определенное давление Π каждой отдельной оси на рельс. Сумма этих давлений $\Sigma\Pi$, очевидно, равна весу электровоза P .

При работе тяговых электродвигателей благодаря реализации силы тяги (или тормозной силы при торможении) давление на отдельные оси электровоза изменится так, что сумма новых давлений всех осей будет попрежнему равна полному весу электровоза P . Изменение давления осей будет тем больше, чем больше сила тяги (или тормозная сила), реализуемая электровозом.



Фиг. 1.

Разгрузка одних осей электровоза и перегрузка других являются совершенно неизбежным обстоятельством. Они наблюдаются в каждом локомотиве (паровозе, тепловозе, электровозе и т. д.). В этом легко убедиться, рассматривая совокупность внешних сил, действующих на локомотив (фиг. 1). К этим силам относятся:

- 1) сопротивление движению состава поезда W'' , действующее на крюке электровоза;
- 2) сила инерции W_0 , действующая в том случае, если электровоз имеет ускорение, и приложенная в центре тяжести электровоза;
- 3) сила сопротивления подъема W_0 , действующая на электровоз, также приложенная в центре его тяжести;
- 4) сопротивление воздуха движению электровоза W_1 ; его можно считать приложенным в центре тяжести лобовой поверхности электровоза;

5) реакции рельсов $\Pi_1, \Pi_2 \dots \Pi_n$, равные и прямо противоположные давлениям осей на рельс;

6) силы сцепления F колес с рельсами. Если электровоз имеет n сцепных осей, то суммарная сила сцепления будет равна nF , если предполагать, что характеристики всех двигателей электроваз идентичны и диаметры сцепных колес равны.

На фиг. 1 не представлялось возможным нанести те силы, которые возникают в связи с сопротивлением пути движению поезда (вследствие прогиба верхнего строения, сопротивления стыков и т. д.), а также было затруднительно показать влияние трения качения колеса по рельсу.

Полная сила сцепления nF колес с рельсом может быть расчленена на два слагаемых:

$$nF = nF' + nF''.$$

Сила nF'' появляется в результате наличия сопротивления пути при движении электровоза и трения второго рода колеса и рельса. Она сравнительно мала. Величина же $nF' = -(W'' + W_a + W_i + W_s)$. Мы видим, что сила nF' и силы W'' , $W_a + W_i$ и W_s составляют совместно три пары сил, в нашем случае вращающие локомотив против часовой стрелки. Эти пары могут быть уравновешены только реакцией рельса. Таким образом, в результате действия этих пар сил задние колеса должны получить перегрузку, а передние—разгрузку. Аналогичное действие оказывает и сила nF'' совместно с силами сопротивления пути, но влияние этих сил на изменение нагрузки осей незначительно.

Так как указанные выше пары сил появляются только при наличии силы тяги, то очевидно, что нагрузка осей при работе двигателей не будет равна их нагрузке в статическом состоянии. Если двигатели электровоза будут обращены в генераторы и электровоз будет использован для электрического торможения, то силы nF , W'' и W_a изменят свой знак, в результате чего перегрузку получат передние оси.

Нашей задачей является определение изменений нагрузки осей электровоза при выключенных двигателях. Эта задача не представляет никакого труда в случае двухосных электровозов.

Схема сил, действующих на двухосных электровоз, дана на фиг. 2.

В данном случае $n=2$, а потому, пренебрегая действием сопротивления пути движению электровоза, получим:

$$2F = W'' + W_a + W_i + W_s; \quad (1)$$

$$P = \Pi_1 + \Pi_2. \quad (2)$$

Предположим, что в состоянии покоя электровоз имеет одинаковые давления на оси, т. е. центр тяжести его отстоит на равных расстояниях от осей. Для определения давления передней оси на рельс при включенных двигателях нужно, очевидно, взять

уравнение моментов сил относительно точки b . Пренебрегая влиянием сопротивления пути, получим:

$$\frac{PB}{2} - W''H - (W_a + W_i)h_0 - W_s h_s - \Pi_1 B = 0,$$

т. е.

$$\Pi_1 = \frac{P}{2} - \frac{W''H + (W_a + W_i)h_0 + W_s h_s}{B}. \quad (3)$$

Пологая:

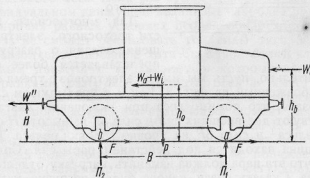
$$W''H + (W_a + W_i)h_0 + W_s h_s = (W'' + W_a + W_i + W_s)rH, \quad (4)$$

имеем:

$$\Pi_1 = \frac{P}{2} - (W'' + W_a + W_i + W_s) \frac{rH}{B}. \quad (5)$$

Согласно уравнению (1):

$$\Pi_1 = \frac{P}{2} - \frac{2FrH}{B}. \quad (6)$$



Фиг. 2.

Если вес состава поезда велик по отношению к весу электровоза, то r близко к единице. Тогда:

$$\Pi_1 = \frac{P}{2} - \frac{2FH}{B}. \quad (7)$$

Таким образом, мы приближенно предполагаем, что все силы сопротивления движению приложены на высоте сцепки.

Берея уравнения моментов сил относительно точки a , аналогичным образом получим:

$$\Pi_2 = \frac{P}{2} + \frac{2FH}{B}. \quad (8)$$

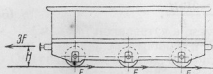
Так как в состоянии покоя при выключенных двигателях давление каждой оси на рельс было $\frac{P}{2}$, то очевидно, что при работе двигателей передняя ось получит разгрузку, так как:

$$\Delta \Pi_1 = -\frac{2FH}{B}, \quad (9)$$

а задняя ось—перегрузку той же величины.

Мы видим, что разгрузка осей зависит от постоянных параметров электровоза (H и B) и изменяется пропорционально силе тяги F . Совершенно естественно, что разгрузка $\Delta\Pi$ не зависит от веса электровоза. Она определяется лишь парой сил, имеющей момент $2FH$. В виду этого, определяя в дальнейшем величину $\Delta\Pi$, мы не будем рассматривать веса электровоза, а будем вводить в расчет только те силы, которые возникают в связи с реализацией силы тяги.

Изложенный выше вывод показал, что в случае двухосной повозки давление осей на рельс определяется очень просто. Разгрузка осей при работе двигателей не зависит ни от системы движущего механизма, ни от расположения тяговых двигателей в электровозе. Система движущего механизма и положение двигателей могут оказать влияние только на нагрузку отдельных рессор. Это будет видно из дальнейшего.



Фиг. 3.

Для многоосного, в частности трехосного, электровоза решение задачи о разгрузке осей представляется более сложным. Действительно, пусть мы имеем электровоз с тремя сцепными осями, изображенный на фиг. 3. Как и в предыдущем случае, мы можем сказать, что помимо веса при включении двигателей на него действуют две внешних силы: сила $3F$ на высоте H от уровня головки рельса¹ и сила $3F$ на уровне головки рельса. Таким образом, машина находится под действием пары сил. Совершенно очевидно, что эта пара должна изменить нагрузку отдельных осей электровоза. Сказать сразу, какова будет нагрузка каждой оси, не представляется возможным: эта нагрузка будет зависеть от системы движущего механизма, схемы сопряжения рессор, а иногда и от их жесткости. Аналогичное положение дел мы будем иметь, если число осей электровоза будет более трех.

II. КОЭФФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СЦЕПНОГО ВЕСА ЭЛЕКТРОВОЗОВ

В электровозах с индивидуальным движущим механизмом разгрузка сцепных осей при работе двигателей влечет за собою снижение предельной силы тяги, которая может быть реализована электровозом, и, таким образом, приводит к ухудшению использования сцепного веса. Если мы будем повышать силу тяги, то при индивидуальном движущем механизме наиболее разгруженная ось при прочих равных условиях первая обнаружит буксование. Электровоз не сможет реализовать той силы тяги, при которой будет превышено сцепление хотя бы одной оси. В электровозах с групповым движущим механизмом, в которых все оси соединены спарниками, разгрузка отдельных осей не имеет столь существенного значения, так как при нарушении сцепления разгруженной оси получаемый ею вращающий момент через дышло передается соседним, более нагруженным осям. Если электровоз с групповым движущим механизмом не изменяет суммы нагрузок сцепных осей при работе двигателей, т. е. не понижает величины сцепного веса (например, электровозы без бегунков), то такой электровоз будет иметь при работе двигателей полное использование сцепного веса. Если оси электровоза с групповым движущим механизмом разделены на группы и каждая группа имеет свой отдельный групповой движущий механизм, то в таком электровозе может иметь место уменьшение суммарной нагрузки осей какой-либо из групп. В связи с этим также будет иметь место снижение предельной силы тяги.

Разгрузка $\Delta\Pi$ наиболее разгруженной оси, как мы видели, пропорциональна силе тяги, т. е.:

$$\Delta\Pi = -\xi \cdot F. \quad (10)^1$$

Коэффициент ξ определяется конструкцией электровоза (схемой сопряжения рессор, расположением двигателей, расстоянием между осями и проч.).

Пренебрегая различием характеристик двигателей и разностью диаметров сцепных колес, можно считать, что в электровозах с индивидуальным движущим механизмом все оси развивают одну и ту же силу тяги F .

¹ Формула (10) нуждается в коррективах для случая тележечных электровозов с зазором в междутележечном сочленении (см. стр. 56).

¹ Как и ранее, мы приблизительно полагаем равным единице.

Таким образом, разные оси будут работать при различных коэффициентах сцепления. В связи с этим будем различать два коэффициента сцепления: коэффициент сцепления оси ψ_0 и коэффициент сцепления электровоза φ .

$$\psi_0 = \frac{F}{\Pi + \Delta\Pi} \quad (11)$$

$$\varphi = \frac{F}{\Pi} = \frac{nF}{P_c} \quad (12)$$

При данной скорости движения поезда, данном состоянии рельсов и проч. коэффициент сцепления оси ψ_0 для всех типов электровозов с достаточной точностью можно считать одним и тем же. Коэффициент сцепления электровоза φ зависит от типа электровоза. В виду этого исходной данностью для расчетов должен служить коэффициент сцепления оси.

Практический интерес представляет задача определения сцепного веса электровоза, если задана полная сила тяги nF и допустимый коэффициент сцепления оси ψ_0 .

Имея ψ_0 , получаем потребное давление наиболее разгруженной оси на рельс при работе двигателей. Оно будет равно:

$$\Pi + \Delta\Pi = \frac{F}{\psi_0}$$

Пользуясь соотношением (10), находим:

$$\Pi = \frac{F}{\psi_0} + \xi F. \quad (13)$$

Потребный сцепной вес должен быть:

$$P_c = n\Pi = nF \left(\frac{1}{\psi_0} + \xi \right). \quad (14)$$

Если бы разгрузка сцепных осей отсутствовала и сцепной вес при работе двигателей не менялся бы, потребный сцепной вес мог бы быть:

$$P_c = \frac{nF}{\psi_0}$$

Избыток сцепного веса, вызванный разгрузкой осей, будет:

$$\Delta P_c = \xi nF. \quad (15)$$

Относительный избыток сцепного веса, таким образом, составит:

$$\Delta\varphi = \frac{\xi}{\frac{1}{\psi_0} + \xi} = \frac{\xi\psi_0}{1 + \xi\psi_0} \quad (16)$$

¹ Мы предполагаем одинаковое давление всех сцепных осей на рельс.

Сила тяги, которую может реализовать электровоз с индивидуальным движущим механизмом, будет согласно формуле (14) равна:

$$nF = \frac{P_c}{\frac{1}{\psi_0} + \xi} = \frac{P_c\psi_0}{1 + \xi\psi_0}$$

При отсутствии разгрузки сцепных осей в этом электровозе мы имели бы силу тяги:

$$nF_u = \psi_0 P_c$$

Таким образом, разгрузка осей вызывает уменьшение силы тяги и снижение использования сцепного веса. Использование сцепного веса в этом отношении может быть охарактеризовано коэффициентом использования сцепного веса ε :

$$\varepsilon = \frac{F}{F_u} = \frac{1}{1 + \xi\psi_0}, \quad (17)$$

или в процентах:

$$\varepsilon = \frac{100}{1 + \xi\psi_0}. \quad (18)$$

Найдем теперь связь между коэффициентом сцепления электровоза и коэффициентом сцепления оси. Так как:

$$nF = \varphi P_c = \frac{P_c\psi_0}{1 + \xi\psi_0},$$

то:

$$\varphi = \frac{\psi_0}{1 + \xi\psi_0}, \quad (19)$$

или:

$$\varphi = \varepsilon\psi_0. \quad (20)$$

В нашей и иностранной технической литературе под коэффициентом использования сцепного веса часто понимают величину:

$$\varepsilon' = \frac{\Pi + \Delta\Pi}{\Pi} = 1 + \frac{\Delta\Pi}{\Pi}$$

Так как:

$$\Delta\Pi = -\xi F,$$

то:

$$\varepsilon' = 1 - \frac{\xi F}{\Pi}$$

При расчете ε' принимают $F = \psi_0 \Pi$.

Тогда:

$$\varepsilon' = 1 - \xi\psi_0.$$

Это неверно: силу тяги $F = \psi_0 \Pi$ ось реализовать не может. Принимая $F = \varphi \Pi$, мы преувеличиваем разгрузку оси, ибо предельная разгрузка при этом предположении принимается равной $\xi\psi_0 \Pi$, тогда как практически она будет равна $\xi\psi_0 (\Pi + \Delta\Pi)$, где $\Delta\Pi$ —величина отрицательная.

III. СИЛЫ, СОЗДАВАЕМЫЕ ДВИЖУЩИМ МЕХАНИЗМОМ

Выше мы указываем, что в многоосных электровозах разгрузка осей зависит от системы движущего механизма. В этом отношении все движущие механизмы могут быть разбиты на два класса:

а) движущие механизмы, при действии которых на раму и колесные пары не возникает вертикальных сил;

б) движущие механизмы, при работе которых эти силы создаются.

К первому классу относится большинство движущих механизмов, применяемых в электровозах. Как пример, можно указать на индивидуальные механизмы с подвеской двигателей над осью (системы Westinghouse'a, Buchli и пр.), а также групповые движущие механизмы, устраняющие возможность появления вертикальных сил между дышлом и рамой (система Кандо, система с отбойным валом и ряд других). В этих

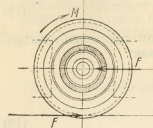
механизмах применяются, так называемые, рамные двигатели. К этому же классу относится движущий механизм с осевыми двигателями (фиг. 4).

Наиболее часто встречающимся механизмом второго класса является индивидуальный движущий механизм с жесткой связью двигателя с осью, или так называемый трамвайный движущий механизм.

Рассмотрим усилия, создаваемые механизмами той и другой группы.

Действие движущих механизмов, не создающих вертикальных сил

К числу этих движущих механизмов прежде всего относится индивидуальный движущий механизм с осевыми двигателями. На каждую сцепную ось такого механизма действуют два равных и прямо противоположных момента (фиг. 4). Первый момент есть вращающий момент M ротора двигателя. Он совпадает по знаку с направлением вращения колес электровоза. Второй момент создается парой сил F . Одна из них есть сила сцепления, действующая

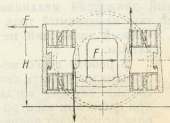


Фиг. 4.

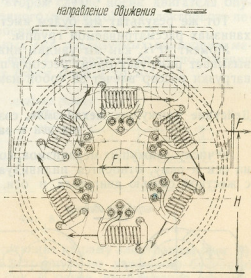
в точке касания колеса и рельса; вторая сила F представляет собою силу нажатия встречной буксовой челюсти на буксу. Очевидно, что $M = FR$, где R —радиус колеса.

К раме электровоза (фиг. 5) будет применен момент M , равный и прямо противоположный моменту M , действующему на ротор. Этот момент реализуется в виде пары сил, приложенных к полюсам. Кроме того на буксовую челюсть со стороны буквы действует сила F . Все силы сопротивления движению, как и на стр. 9, будем считать приложенными на высоте сцепки H , т. е. величину H приблизительно примем равной единице.

Силы F , действующие на челюсть и сцепку, составляют пару, имеющую момент $F(H - R)$. Таким образом, каждая сцепная ось вызовет действие на



Фиг. 5.



Фиг. 6.

раму двух вращающих моментов: $F(H - R)$ и момента M . Моменты имеют одинаковый знак. Суммарный момент, действующий на раму, будет:

$$F(H - R) + M = F(H - R) + FR = FH.$$

Отсюда очевидно, что если в электровозе мы имеем n сцепных осей, то при полной силе тяги nF , реализуемой электровозом, рама его будет находиться под действием вращающего момента, равного nFH .

К тому же выводу мы придем, рассматривая любой движущий механизм, не создающий вертикальных усилий, действующих на ось и раму. Рассмотрим, например, движущий механизм с одним или двумя двигателями, расположенными над осью (механизм с гибкой муфтой, полый вал с передачей движения оси с помощью пружин и т. п.). В этом случае большое зубчатое колесо через посредство пружин или гибкой муфты передает вращающий момент M сцепной оси. Со стороны буксовой челюсти и рельса ось подучит встречный момент аналогично фиг. 4. Рама будет

иметь момент $F(H - R)$ от силы, действующей на уровне сцепки, и силы, приложенной к буксовой челюсти. К нему добавляется момент $M = FR$, воспринимаемый полым валом или большим зубчатым колесом от оси. Он передается либо через пружины, установленные между полым валом и колесным центром (фиг. 6), либо через гибкую муфту. Результирующий момент, действующий на раму, как и в предыдущем случае, будет:

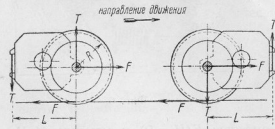
$$F(H - R) + FR = FH.$$

Тот же результат мы будем иметь и в других движущих механизмах рассматриваемой группы.

Момент nFH , как мы увидим ниже, создает поворот рамы и вызывает разгрузку одних рессор и перегрузку других. Изменение нагрузки рессор влечет за собой изменение нагрузки осей.

Действие движущих механизмов, создающих вертикальные силы на оси и раму

К числу движущих механизмов, создающих вертикальные силы на оси и раму, относится индивидуальный движущий механизм с жесткой связью двигателя и оси, или так называемый трамвайный движущий механизм.



Фиг. 7.

В работе этого механизма могут быть два случая: случай, когда при движении электровоза мотор идет впереди оси, и случай, когда он идет за осью. Усилия, которые создает ось вместе с двигателем в том и другом случае, изображены на фиг. 7.

Из динамики движущих механизмов мы знаем, что движущий механизм создает две равных и прямо противоположных по знаку сил: пару FR и пару TL . Сила T определяется из условия равенства пар и равняется:

$$T = \frac{FR}{L}, \quad (21)$$

где:

R — радиус колеса;

L — длина отрезка, указанная на фиг. 7. Назовем ее базой двигателя.

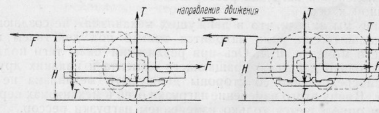
Полагая $\frac{R}{L} = \beta$, мы можем написать, что:

$$T = \beta F. \quad (22)$$

В современных конструкциях движущих механизмов численное значение постоянной β лежит в пределах от 0,5 до 0,7.

Сила T , очевидно, действует на надрессорное строение электровоза. Мы видим, что двигатель, идущий впереди оси, разгружает рессоры силой T и нагружает ось той же силой. Двигатель, идущий сзади оси, перегружает рессоры и разгружает ось. Таким образом, в первом случае при включенном двигателе носик его корпуса поднимается вверх, и часть веса надрессорного строения как бы передается оси через зубчатую передачу с соответственной разгрузкой осевых шеек. Во втором случае носик двигателя опускается, и часть неподдрессорного (мертвого) веса электровоза передается надрессорному строению.

Направление горизонтальных сил, реализуемых движущим механизмом, как мы видим на фиг. 7, не зависит от расположения двигателя и в обоих случаях будет одно и то же.



Фиг. 8.

Рассмотрим усилия, действующие на раму электровоза (фиг. 8). Усилия эти следующие. На встречную по движению буксовую челюсть действует сила F . Как и ранее, приблизительно предположим, что сумма всех сопротивлений движению, равная также F , приложена на высоте сцепки H . На подвесной аппарат тягового двигателя действует сила T .

Приложим к раме по вертикальной линии, проходящей через центр колесной пары, две силы, равные T и прямо противоположные друг другу. При этом можно считать, что помимо сил F , имеющей плечо $(H - R)$, движущий механизм создает на раме вертикальную силу T , действующую над центром колесной пары, и пару сил T с плечом L . Независимо от того, будет ли мотор расположен впереди или сзади оси, момент TL будет совпадать по знаку с моментом $F(H - R)$. Отсюда следует, что рама будет находиться под действием результирующего момента:

$$F(H - R) + TL.$$

Так как $TL = FR$, то результирующий момент будет равен:

$$F(H - R) + FR = FH.$$

Таким образом, каждая сцепная ось при работе двигателя вызывает действие на раму момента FH и силы T , приложенной над осью. Легко запомнить, что в случае двигателя, идущего

² Разгрузка осей. 9690.

вперед оси, сила T действует вверх. При двигателе, подвешенном за ось, направление силы будет обратное.

Если в тележке электровоза имеется несколько движущих осей, реализующих совместно полную силу тяги PH , то рама будет находиться под действием вращающего момента PfH , а также под действием ряда сил $T = \frac{PR}{L}$, приложенных над сцепными осями.

Направление этих сил будет определяться местоположением двигателя вперед или сзади оси согласно правилу, изложенному выше. Эти силы создают разгрузку или перегрузку отдельных рессор экипажа. Ось, как уже указывалось, при этом нагружена силой T , прямо противоположной той силе, которая действует на раму.

Таким образом, в электровозах с трамвайным движущим механизмом разгрузка осей является результатом совместного действия изменения нагрузки рессор и силы T , непосредственно приложенной к оси.

Выше мы видели, что в движущих механизмах, не создающих вертикальных сил, рама находится только под действием вращающего момента PfH . Ось при реализации силы тяги подвергается только действию вращающего момента и никаких других сил непосредственно со стороны движущего механизма не получает. Ввиду этого изменение нагрузки осей в механизмах первой группы определяется только изменением нагрузки рессор.

IV. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ

Центр упругости рессорного подвешивания

Рассмотрим надрессорное строение электровоза с одиночной рамой или же надрессорное строение одной из тяговых тележек электровоза. Предположим, что такому надрессорному строению мы дадим вертикальное поступательное перемещение на отрезок y_0 (Фиг. 9а); тогда каждая из рессор создаст дополнительную реакцию $S = y_0 \epsilon$, где ϵ — жесткость рессоры. Равнодействующая всех реакций рессор будет:

$$S_0 = y_0 \sum \epsilon. \quad (23)$$

Эта равнодействующая будет проходить через центр упругости O . Местоположение центра упругости мы можем найти, взяв уравнение моментов реакций рессор относительно любой точки A . Если расстояние от этой точки до центра упругости обозначить через x_A , то мы будем иметь:

$$S_0 x_A = \sum_A S x = y_0 \sum_A \epsilon x_A, \quad (24)$$

или, подставляя вместо S_0 его значение из уравнения (23), получаем:

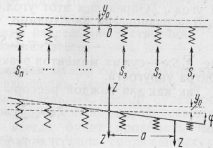
$$x_A = \frac{\sum_A \epsilon x_A}{\sum \epsilon}. \quad (25)$$

Если бы мы написали уравнение моментов относительно центра упругости, то:

$$\sum \epsilon x_A = 0, \quad (26)$$

Свойства центра упругости

Если к центру упругости мы приложим вертикальную силу Z , то сила эта будет прямо противоположна равнодействующей S_0 реакций рессор при вертикальном поступательном перемещении



Фиг. 9а, б.

надрессорного строения. Отсюда следует, что сила Z создаст перемещение надрессорного строения параллельно самому себе на некоторый отрезок y_0 . Этот отрезок определится на основании условий равновесия надрессорного строения:

$$S_0 + Z = 0.$$

Подставляя вместо S_0 его значение из уравнения (23), получим:

$$y_0 = -\frac{Z}{\sum_{\text{жс}}}. \quad (27)$$

Предположим, что на надрессорное строение действует сила Z , не проходящая через центр упругости (фиг. 9-6). Приложим к центру упругости две силы, равные Z и прямо противоположные друг другу. При этом на надрессорное строение будет действовать сила Z , приложенная в центре упругости, и пара $Za = M$. Сила Z , согласно предыдущему, вызовет вертикальное перемещение надрессорного строения на отрезок y_0 , определяемый по формуле (27). Момент M создаст поворот надрессорного строения на угол φ . Определим этот угол.

Для равновесия необходимо, чтобы:

$$Za + \sum Sx = 0, \quad (28)$$

где $\sum Sx$ — сумма моментов реакций рессор, взятых относительно центра упругости.

Так как для каждой рессоры $S = \text{жс}$, то:

$$Za + \sum \text{жс}x = 0, \quad (29)$$

но:

$$y = y_0 + x \cdot \operatorname{tg} \varphi. \quad (30)$$

По малости угла φ можем написать, что:

$$y = y_0 + x \cdot \varphi. \quad (31)$$

Подставляя выражение для y в формулу (29), получим:

$$Za + y_0 \sum \text{жс}x + \varphi \sum \text{жс}x^2 = 0. \quad (32)$$

Так как за начало координат нами взят центр упругости, то согласно формуле (26) величина $\sum \text{жс}x$ равна нулю. Поэтому:

$$\varphi = \frac{-Za}{\sum \text{жс}x^2} = \frac{-M}{\sum \text{жс}x^2}. \quad (33)$$

Мы рассмотрели случай одной силы, действующей на надрессорное строение. Если бы мы имели несколько сил Z , вообще говоря, разных по величине, то перемещение надрессорного строения определилось бы по формуле:

$$y_0 = -\frac{\sum Z}{\sum \text{жс}}. \quad (34)$$

Угол поворота φ был бы равен:

$$\varphi = \frac{-\sum M}{\sum \text{жс}x^2}. \quad (35)$$

где $\sum M$ — сумма моментов сил Z , взятых относительно центра упругости.

Если бы на надрессорное строение действовала только пара сил, то y_0 было бы равно нулю, т. е. надрессорное строение получило бы только поворот на угол φ , определяемый по формуле (33).

Правило знаков

При пользовании выведенными выше формулами будем принимать нижеизложенное правило знаков. Будем считать положительными:

- плечи, отложенные *вправо* от центра упругости;
- силы, направленные *вверх*;
- моменты сил, действующие *против часовой стрелки* (в связи с пунктами „а“ и „б“);
- прогибы рессор *у*, если они направлены *вниз*;
- углы поворота φ , если поворот происходит *по часовой стрелке*.

Эквивалентные точки опоры надрессорного строения при сопряжении рессор

Если несколько рессор мы свяжем между собою продольными балансирами, то при всяком изменении нагрузки этих рессор соотношение между нагрузками отдельных рессор будет оставаться неизменным. Отсюда следует, что равнодействующая реакций сопряженных рессор всегда будет проходить через одну и ту же точку. Таким образом, группа сопряженных рессор эквивалентна подвеске электроваза в одной точке, именно в той точке, через которую проходит вышеуказанная равнодействующая. Найдем местоположение этой эквивалентной точки опоры.

Рассмотрим общий случай, когда в число осей, имеющих сопряженные рессоры, входит одна поддерживающая ось. Будем считать, что рессоры сцепных осей, входящих в данную группу, сопряжены равноплечными балансирами. Обозначим нагрузку рессоры сцепной оси через S . Тогда нагрузка рессоры бегунка будет aS . Если в нашей группе мы имеем n_1 сцепных осей, то равнодействующая реакций сопряженных рессор будет равна:

$$S_1 = S(n_1 + a). \quad (36)$$

Если бы бегунок отсутствовал, то a была бы равна нулю.

Для нахождения точки приложения равнодействующей реакций рессор напомним уравнение моментов сил относительно любой точки A . Тогда расстояние от точки A до эквивалентной точки опоры (плечо равнодействующей) будет равно:

$$X_A = \frac{\sum Sx}{S_1} = \frac{\sum n_1 x + a Sx_0}{S(n_1 + a)} = \frac{\sum x + a x_0}{n_1 + a}, \quad (37)$$

где x_0 — плечо от точки A до середины рессоры бегунка.

Эквивалентная жесткость группы сопряженных рессор

Заменяя группу сопряженных рессор одной эквивалентной точкой рессорного подвешивания, мы можем также заменить все рессоры этой группы одной эквивалентной рессорой.

Найдем жесткость такой рессоры. Предположим, что мы имеем ту же группу сопряженных рессор, которую мы только что рассматривали. Далим рессорам этой группы некоторый прогиб. Тогда реакция рессор сцепных осей будет S , а реакция рессоры бегунка aS . Если жесткость рессор сцепных осей обозначить через $ж_с$, а жесткость рессор бегунка через $ж_б$, то при выше-

указанных реакциях прогиб рессоры сцепной оси будет $\frac{S}{ж_с}$, а про-

гиб рессоры бегунка $\frac{aS}{ж_б}$. Соответственно прогиб эквивалентной рессоры будет $\frac{S_1}{ж_э}$. Очевидно, что работа, совершаемая при про-

гибе эквивалентной рессоры, должна быть равна сумме работ, совершаемых при прогибе всех сопряженных рессор, т. е.

$$2 \cdot \frac{S_1^2}{ж_э} = \frac{1}{2} \cdot \frac{S^2}{ж_с} + \frac{1}{2} \cdot \frac{a^2 S^2}{ж_б}$$

Подставляя сюда значения S_1 из формулы (36), получаем:

$$\frac{(n_1 + a)^2}{ж_э} = \frac{n_1}{ж_с} + \frac{a^2}{ж_б}$$

откуда:

$$ж_э = \frac{(n_1 + a)^2}{\frac{n_1}{ж_с} + \frac{a^2}{ж_б}} \quad (38)$$

Если бы в группе сопряженных рессор бегунок отсутствовал, то a была бы равна нулю и:

$$ж_э = n_1 ж_с. \quad (39)$$

В другом частном случае, если $ж_б = a ж_с$,

то:

$$ж_э = ж_с (n_1 + a). \quad (40)$$

Мы видим, что в обоих частных случаях жесткость эквивалентной рессоры равна сумме жесткостей сопряженных рессор.

Полученные нами формулы пригодны также для случая, когда группа сопряженных рессор имеет равноплечные балансиры, но разные жесткости отдельных рессор. Пример такого рессорного подвешивания дан на фиг. 10.

Предположим, что листовая рессора имеет жесткость $ж_л$, а винтовая — жесткость $ж_в$. Если реакция листовой рессоры равна S , то прогиб ее будет $\frac{S}{ж_л}$, а прогиб винтовой рессоры — $\frac{S}{2 ж_в}$. Сум-

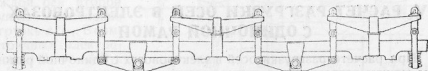
$$\frac{S}{ж_л} + \frac{S}{4 ж_в}$$

марное перемещение хомута листовой рессоры получится равным

т. е.:

$$\frac{1}{ж_л} + \frac{1}{4 ж_в} = \frac{1}{ж_1}$$

$$ж_1 = \frac{4 ж_л ж_в}{ж_л + 4 ж_в} \quad (41)$$



Фиг. 10

Если группа сопряженных рессор объединяет n_1 осей с одинаковым рессорным подвешиванием и n_2 осей с двойным несимметричным, то, рассуждая так же, как и при выводе формулы (38), получим эквивалентную жесткость группы, аналогичной фиг. 10:

$$ж_э = \frac{n^2}{\frac{n_1}{ж_с} + \frac{n_2}{ж_1}}, \quad (42)$$

где: $n = n_1 + n_2$.

Аналогичным образом, если ось второй группы с двигателем, идущим сзади, получит перегрузку $\Delta\Pi_{II}$, то перегрузка оси той же группы с двигателем, идущим впереди, будет ($\Delta\Pi_{II} + 2T$). Беря сумму проекций вертикальных сил на ось ординат, найдем:

$$\sum \Delta\Pi_I + \sum \Delta\Pi_{II} + \sum (\Delta\Pi_I - 2T) + \sum (\Delta\Pi_{II} + 2T) = 0, \quad (44)$$

т. е.:

$$n_{II} \Delta\Pi_{II} + n_I \Delta\Pi_I + 2T (n''_n - n'_s) = 0, \quad (45)$$

где:

n'_s — число двигателей, идущих сзади в первой группе осей;
 n''_n — число двигателей, идущих впереди во второй группе осей.

Приравниваем нулю сумму моментов внешних сил, действующих на электровоз. Если полюс лежит между двумя группами осей, то получаем

$$(n_I + n_{II})FH + \Delta\Pi_I \sum_{(n_I - n'_s)} x + (\Delta\Pi_I - 2T) \sum_{n'_s} x - \Delta\Pi_{II} \sum_{(n_{II} - n''_n)} x + (\Delta\Pi_{II} + 2T) \sum_{n''_n} x = 0, \quad (46)$$

где x — плечи сил относительно избранной нами точки.

Уравнения (45) и (46) дают нам возможность определить величины $\Delta\Pi_I$ и $\Delta\Pi_{II}$. Зная эти последние, находим изменение нагрузки любой оси в соответствии с местоположением двигателя.

Иллюстрируем применение формул (45) и (46) на примере (фиг. 12). Для этого примем:

$$n_I = n_{II} = 2;$$

$$n''_n = n'_s = 1.$$

При этих условиях из уравнения (45) получаем:

$$\Delta\Pi_I = -\Delta\Pi_{II}.$$

Составляем уравнение (46):

$$4FH + \Delta\Pi_I b + (\Delta\Pi_I - 2T)(2a + b) = 0,$$

откуда:

$$\Delta\Pi_I = -\frac{2FH - T(2a + b)}{a + b} = -\Delta\Pi_{II}.$$

$\Delta\Pi_I$ и $\Delta\Pi_{II}$ представляют собою изменение нагрузки средних осей (см. фиг. 12).

Для крайних осей изменение нагрузки будет:

$$\Delta\Pi_I - 2T = -\frac{2FH + Tb}{a + b} = -(\Delta\Pi_{II} + 2T).$$

Наши рассуждения касались электровозов с подвеской в четырех точках. Очевидно, что при трех точках подвешивания формулы и изменения нагрузок осей будут те же.

Случай, когда необходимо предварительно определить нагрузку рессор

Если при трех или четырех точках подвешивания электровоз имеет поддерживающие оси (бегунки), то для расчета нагрузки осей целесообразно рассмотреть внутренние силы системы.

Так как нагрузка осей определяется нагрузкой рессор и вертикальными силами T (во втором классе движущих механизмов), то для решения задачи необходимо для каждой оси определить нагрузку ее рессоры и направление силы T .

Для определения нагрузки рессор при работе тяговых двигателей найдем предварительно для каждой группы сопряженных рессор эквивалентную точку опоры надрессорного строения. Местоположение этой точки опоры, как мы знаем, определяется по формуле (37).

Возьмем начало координат в середине электровоза между двумя группами сопряженных рессор. Если первая группа имеет n_I сцепных осей, то, применяя к ней формулу (37), находим расстояние от начала координат до эквивалентной точки опоры:

$$x_I = \frac{\sum x + \alpha' x'_c}{n_I + \alpha'}.$$

Аналогичным образом для задней группы рессор, имеющей n_{II} сцепных осей, получим:

$$x_{II} = \frac{\sum x + \alpha' x'_c}{n_{II} + \alpha'}.$$

Если какая-либо из групп рессор не имеет бегунка, то соответственная α должна быть положена равной нулю.

Величину $x_I + x_{II} = C$, т. е. расстояние между передней и задней эквивалентными точками опоры надрессорного строения назовем базой рессорного подвешивания электровоза.

Зная базу рессорного подвешивания, мы легко можем определить изменение нагрузки рессор при работе двигателей.

Остановимся сначала на случае электровозов с трамвайным движущим механизмом.

Намечаем те силы, которые действуют на раму электровоза [пара ($n_I + n_{II}$) $F = nF$ и ряд сил T], и пишем уравнение моментов этих сил относительно задней эквивалентной опоры. При этом рассматриваем только те силы, которые возникают в связи с появлением силы тяги¹. Для этих сил уравнение моментов получит следующий вид:

$$\Delta S_I C + nFH + \sum T x = 0. \quad (47)$$

¹ Можно было бы вести рассмотрение всех сил, действующих на надрессорное строение, включая и силу тяжести, но это несколько усложнило бы размеры формул, не меняя существа вывода (см. случай двухосного электровоза на стр. 9).

Моменты Tx берутся с теми знаками, которые соответствуют правилу, изложенному на стр. 21.

Из уравнения (47):

$$AS_I = - \frac{nFH + \sum_{II} Tx}{C} \quad (48)$$

Беря уравнение моментов тех же сил относительно передней опоры, аналогично получаем изменение нагрузки задней эквивалентной опоры:

$$AS_{II} = \frac{nFH + \sum_I Tx}{C} \quad (49)$$

Теперь мы можем определить изменения нагрузок отдельных рессор.

Для рессоры сцепной оси, входящей в переднюю группу, согласно формуле (36):

$$AS = \frac{AS_I}{n_I + a} \quad (50)$$

Для бегунка:

$$AS_b = \frac{aAS_I}{n_I + a} \quad (51)$$

Рассматривая силы, действующие на ось, определяем изменение нагрузки оси.

На ось действует сила T , давление рессоры и реакция рельса $\Delta\Pi$. Давление рессоры, очевидно, равняется реакции рессоры, действующей на раму, взятой с обратным знаком. Таким образом, изменение давления рессоры на ось при работе двигателей будет равно $-AS$.

Так как сумма проекций всех сил, действующих на ось, должна быть равна нулю, то имеем:

$$T - AS + \Delta\Pi = 0. \quad (52)$$

Знак перед силой T берется в соответствии с указанным на стр. 21 правилом знаков.

Из формулы (52) определяем $\Delta\Pi$:

$$\Delta\Pi = AS - T. \quad (53)$$

Если электровоз снабжен движущим механизмом первого класса, расчет разгрузки осей можно вести по тем же формулам, полагая в них силы T равными нулю. Тогда мы будем иметь:

$$AS_I = - \frac{nFH}{C}, \quad (54)$$

а согласно формулам (50), (54) и (53), полагая в последней $T = 0$:

$$\Delta\Pi = - \frac{nFH}{C(n_I + a)} \quad (55)$$

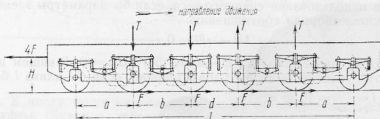
Рассмотрим пример. Предположим, что нам дан электровоз, изображенный на фиг. 13. В нем $n_I = n_{II} = 2$. Определим местоположение эквивалентных точек опоры надрессорного строения. Беря моменты реакций рессор относительно середины электровоза, по формуле (37) находим:

$$x_I = x_{II} = \frac{b + d + a(a + b + 0,5d)}{2 + a} \\ C = 2x_I$$

Силы T , действующие на раму, изображены на фиг. 13. Мы видим, что силы T образуют две пары. Поэтому сумма моментов сил T будет равна:

$$\sum Tx = Td + T(d + 2b) = 2T(d + b)$$

и будет иметь знак плюс.



Фиг. 13.

Изменение нагрузки передних рессор определится по формуле (48):

$$AS_I = - \frac{4FH + 2T(d + b)}{C}$$

Мы видим, что передняя группа рессор при включении двигателей разгружается. Изменение нагрузки рессоры сцепной оси будет равно (формула 50):

$$AS_{II} = - \frac{4FH + 2T(d + b)}{(2 + a)C}$$

или:

$$AS_{II} = - \frac{2FH + T(b + d)}{b + d + a(a + b + 0,5d)}$$

На переднюю сцепную ось будет действовать сила T , направленная вниз, т. е. имеющая знак минус, и сила $-AS_{II}$. При этом согласно формуле (53):

$$\Delta\Pi_{II} = - \frac{2FH + T(b + d)}{b + d + a(a + b + 0,5d)} + T,$$

или:

$$\Delta\Pi_{II} = - \frac{2FH - a(a + b + 0,5d)T}{b + d + a(a + b + 0,5d)}$$

Так как $a + b + 0,5d = \frac{l}{2}$,
то:
$$\Delta\Pi_{12} = -\frac{4FH - \alpha lT}{2(b+d) - \alpha l}.$$

Согласно формуле (22):

$$\Delta\Pi_{12} = -\frac{4H - \alpha\beta l}{2(b+d) - \alpha l} F. \quad (56)$$

Если:

$\alpha = 0,65$, $\beta = 0,6$, $H = 1,01$ м, $b + d = 4,2$ м, $l = 11,6$ м,
то для первой и второй сцепных осей будем иметь:

$$\Delta\Pi_{12} = 0,57 F,$$

т.е. ось получает перегрузку. Отметим, что в данном типе электро-
воза мы могли бы избежать разгрузки сцепных осей и иметь
полное использование сцепного веса, если бы параметры электро-
воза удовлетворяли соотношению:

$$4H - \alpha\beta l = 0. \quad (57)$$

В этом случае согласно формуле (56) $\Delta\Pi_{12} = 0$. В нашем при-
мере это условие было бы удовлетворено, если бы длина l была
равна $l = \frac{4H}{\alpha\beta} = 10,35$ м.

Симметричные электровозы при шести точках подвешивания

При шести точках рессорного подвешивания разгрузка осей
является статически определенной, если электровоз симметричен
и снабжен движущим механизмом первого класса (см., например,
фиг. 14). Центр упругости такого электровоза лежит в его сре-
дине. Эквивалентная точка опоры средней группы рессор совпа-
дает с центром упругости, т.е. плечо x для этой группы равно
нулю.

Так как электровоз имеет движущий механизм первого класса,
надрессорное его строение подвержено действию момента nFH .
Так как вертикальные силы при этом отсутствуют, центр упру-
гости не получит перемещения (см. стр. 21) и рама электровоза
повернется на некоторый угол. В виду того, что средняя группа
рессор имеет эквивалентное плечо x , равное нулю, эта группа не
будет способна оказать противодействие указанному повороту
рамы. Вследствие этого момент, противодействующий повороту
под влиянием пары nFH , будет создан только крайними группами
рессор. Изменение реакции этих групп рессор определится по
формуле (54):

$$\Delta S_1 = \frac{nFH}{l},$$

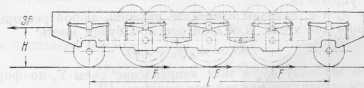
где l — расстояние между эквивалентными точками опоры крайних
групп рессор.

Изменения нагрузок средних рессор не произойдет.
Если крайние рессоры принадлежат поддерживающим осям
(фиг. 14), то при движущем механизме первого класса средние
сцепные оси рассматриваемого электровоза в связи с работой
двигателей не будут изменять своей нагрузки и коэффициент исполь-
зования сцепного веса такого электровоза будет равен 100%.

Передняя бегунковая ось электровоза (фиг. 14) при работе
двигателей, очевидно, будет получать изменение нагрузки, равное:

$$\Delta\Pi_3 = -\frac{3FH}{l}.$$

Задняя бегунковая ось будет получать такую же перегрузку.
Этот вывод справедлив только для тех электровозов, в кото-
рых движущий механизм не оказывает противодействия прогибу



Фиг. 14.

рессор. К числу таких механизмов относятся шарнирно-рычаж-
ные муфты (Бухля и другие). Если в электровозе применена
пружинная передача (АЕГ, Бянки, Вестингауза), то поворот ра-
мы под влиянием пары nFH вызовет реакцию рессор передачи.
т.е. изменит нагрузку сцепных осей и коэффициент использова-
ния сцепного веса не будет равен 100%. В этом случае мы будем
иметь статически неопределимую систему.

Б. СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛИМЫЕ СИСТЕМЫ

Электровоз с длинночной рамой будет статически неопредели-
мой системой в отношении возможности найти разгрузку осей,
если с каждой его стороны мы будем иметь три или более от-
дельных рессоры или три или более группы сопряженных рес-
сор¹.

Рассмотрим сначала электровозы со вторым классом движущих
механизмов.

Определим предварительно изменение нагрузки рессор, про-
исходящее при работе двигателей. Для этого наметим те силы,
которые действуют на раму электровоза. К этим силам относятся
пара сил nFH и ряд сил T , имеющих то или другое направление
в зависимости от положения двигателя. Найдем центр упругости
рессорного подвешивания электровоза. Затем, зная силы, дей-

¹ Исключение составляют симметричные электровозы с движущим механиз-
мом первого класса при трех группах сопряженных рессор или при трех рессорах
по каждую сторону (см. стр. 30).

ствующие на раму, по формуле (34) находим вертикальное перемещение центра упругости при работе двигателей. Будем иметь:

$$y_0 = - \frac{\sum T}{\sum \kappa_c}, \quad (58)$$

где $\sum T$ — алгебраическая сумма сил T , приложенных к раме.

Найдя сумму моментов сил T , действующих на раму, по формуле (35) подсчитываем угол поворота наддрессорного строения. Он будет равен:

$$\varphi = - \frac{nFH + \sum Tx}{\sum \kappa_{\Sigma} x^2}. \quad (59)$$

Сумма моментов $\sum Tx$ и $\sum \kappa_{\Sigma} x^2$ подсчитывается относительно центра упругости.

Зная y_0 и φ , находим изменение реакции любой рессоры при включении двигателя. Для k -ой рессоры будем иметь:

$$\Delta S_k = \kappa_k (y_0 + x_k \varphi). \quad (60)$$

Имея величину ΔS_k и зная направление силы T , по формуле (53) определяем для каждой оси искомое $\Delta \Pi$:

$$\Delta \Pi_k = \Delta S_k - T.$$

Излагая ход решения задачи, мы до сих пор имели в виду электровоз с отдельными рессорами. При наличии сопряженных рессор под κ и x в формулах (58) и (59) надлежит понимать эквивалентные жесткости и плечи. Тогда в соответствии с формулой (50):

$$\Delta \Pi_k = \frac{\Delta S_k}{n_k + \alpha} - T. \quad (61)$$

Если электровоз имеет движущий механизм первой группы, силы T в нем будут отсутствовать. В связи с этим $y_0 = 0$.

$$\varphi = - \frac{nFH}{\sum \kappa_{\Sigma} x^2}. \quad (62)$$

$$\Delta \Pi_k = \Delta S_k = \kappa_k x_k \varphi. \quad (63)$$

При сопряженных рессорах:

$$\Delta \Pi_k = \frac{\kappa_k x_k \varphi}{n_k + \alpha}, \quad (64)$$

где κ_k и x_k — эквивалентная жесткость и плечо соответственной группы рессор.

Рассмотрим пример.

Дан электровоз, изображенный на фиг. 15. Жесткость рессор сцепной оси равна κ , жесткость рессор бегунка — κ_c . Вследствие симметричности электровоза центр его упругости лежит в середине. Силы, действующие на раму, даны на фиг. 15.

Мы видим, что $\sum T = 0$; в связи с этим $y_0 = 0$. Таким образом, рама получает поворот без подъема центра упругости.

$$\sum Tx = 2T(b+d).$$

Следовательно:

$$\varphi = - \frac{4FH + 2T(b+d)}{2 \cdot 2\kappa_c \left(\frac{d}{2} + \frac{b}{2} \right)^2 + 2\kappa_c (a+b+0,5d)^2},$$

т. е.

$$\varphi = - \frac{[4H + 2\beta(b+d)]F}{\kappa(b+d)^2 + 2\kappa_c(a+b+0,5d)^2}.$$

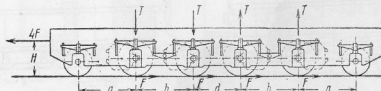
Зная φ , находим изменение реакции рессор.

Для передних сцепных осей

$$\Delta S_{12} = \kappa \left(\frac{d}{2} + \frac{b}{2} \right) \varphi.$$

Для переднего бегунка:

$$\Delta S'_6 = \kappa_c (a+b+0,5d) \varphi.$$



Фиг. 15.

Так как φ отрицательно, то ΔS_{12} и $\Delta S'_6$ будут тоже отрицательны.

Сила T , действующая на передние сцепные оси, будет направлена вниз, следовательно, будет отрицательна. Тогда согласно формуле (53) изменение нагрузки передних сцепных осей будет:

$$\Delta \Pi_{12} = \Delta S + T = \Delta S + \beta F,$$

или окончательно, подставляя значение ΔS :

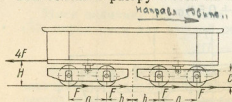
$$\Delta \Pi_{12} = \left\{ \beta - \frac{\kappa [2H + \beta(b+d)](b+d)}{\kappa(b+d)^2 + 2\kappa_c(a+b+0,5d)^2} \right\} F;$$

$$\Delta \Pi_{34} = -\Delta \Pi_{12}.$$

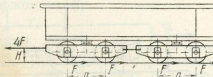
Имея $\Delta \Pi$ для разгруженной оси, по формуле (10) находим ξ и тогда по выражению (17) можем рассчитать коэффициент использования сцепного веса.

VI. РАСЧЕТ РАЗГРУЗКИ ОСЕЙ В ЭЛЕКТРОВОЗАХ НА ДВУХ ТЯГОВЫХ ТЕЛЕЖКАХ

Если четырехосный электровоз имеет две независимые тяговые тележки и сила тяги его передается составу через раму кузова (фиг. 16), то при работе двигателей наибольшую разгрузку получает передняя ось. Разгрузка этой оси определяется очень просто. Мы видим, что под влиянием пары $4F(H-c)$ пятник первой тележки разгружается на величину $\frac{4F(H-c)}{a+2b}$, следовательно,



Фиг. 16.



Фиг. 17.

под влиянием разгрузки пятника каждая ось передней тележки получит разгрузку $\frac{2F(H-c)}{a+2b}$. Кроме того на каждую тележку действует вращающий момент $2Fc$. Под влиянием этого момента первая ось электровоза получит разгрузку на величину $\frac{2Fc}{a}$, а вторая такую же перегрузку. Таким образом, полное изменение нагрузки передней оси будет:

$$\Delta \Pi_1 = -\frac{2F(H-c)}{a+2b} - \frac{2Fc}{a}. \quad (65)$$

Вторая ось получит перегрузку:

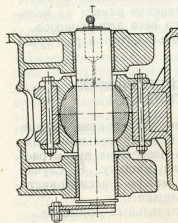
$$\Delta \Pi_2 = \frac{2Fc}{a} - \frac{2F(H-c)}{a+2b}. \quad (66)$$

Если бы сцепка была помещена на раме тележки на высоте H , а тележки были бы соединены между собой тоже обычной сцепкой, не воспринимающей вертикальных усилий и расположенной также на высоте H (фиг. 17), то каждая тележка вела бы себя

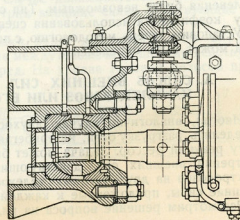
как отдельный двухосный электровоз. Изменение нагрузки передней оси каждой тележки было бы равно:

$$\Delta \Pi_1 = -\frac{2FH}{a} = -\Delta \Pi_2. \quad (67)$$

Полученный нами в обоих случаях результат отнюдь нельзя считать удовлетворительным в отношении использования сцепного веса электровоза. Если электровоз должен иметь одинаковое ис-



Фиг. 18.



Фиг. 19.

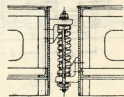
пользование при движении в обе стороны, то наилучший эффект мы получили бы, если бы обе передние оси электровоза имели равные разгрузки. При этом изменение разгрузки их было бы равно:

$$\Delta \Pi_1 = \Delta \Pi_2 = -\frac{4FH}{2(a+2b)} = -\frac{2H}{a+2b} \cdot F, \quad (68)$$

т. е. меньше разгрузки, определенной по формулам (66) и (67).

Мы рассмотрели четырехосный электровоз. Аналогичные условия имеют место и в электровозах на двух тяговых тележках при большем числе осей.

Улучшение коэффициента использования сцепного веса против величины его, соответствующей двум независимым тележкам, может быть достигнуто одним из следующих способов:



Фиг. 20.

а) применением междутележного сочленения, воспринимающего вертикальные усилия;

б) применением двух или трех опор для кузова на каждой из тележек;

в) применением воздушных цилиндров, создающих вертикальные усилия, действующие на тележки и кузов.

Первое и второе мероприятия могут быть применены одновременно.

Междутележное соединение может быть двух систем: жесткое соединение, примеры которого даны на фиг. 18 и 19, и гибкое соединение, одна из конструкций которого изображена на фиг. 20. В свою очередь жесткое соединение может иметь зазор между челюстью и языком (фиг. 18) и допускать вертикальную игру между ними, либо такой зазор может отсутствовать (фиг. 19), и относительное вертикальное перемещение тележек в месте соединения будет невозможным. Тип соединения влияет на величину коэффициента использования сцепного веса электровозов.

Установим теперь методологию, с помощью которой разгрузка осей может быть определена.

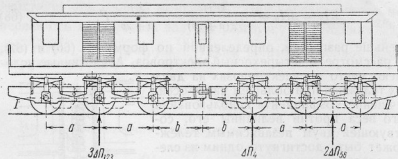
А. СПОСОБ ВНЕШНИХ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ЭЛЕКТРОВОЗ ИЛИ ЕГО ТЕЛЕЖКИ

Иногда, аналогично случаю двухосного электровоза, можно определить разгрузку осей, не прибегая к предварительному подсчету реакций рессор. Задача может быть разрешена путем рассмотрения внешних сил, действующих на машину. В случае электровозов на двух тяговых тележках можно рассматривать внешние силы, приложенные к каждой тележке.

Рассмотрим решение вопроса на ряде отдельных примеров.

Пример I.

Электровоз серии С-10 (американского заказа) или электровоз серии СГ-11 (советской постройки). Схема ходовых частей и рессорного подвешивания электровоза дана на фиг. 21. Каждая тележка имеет одну опору для кузова.



Фиг. 21.

Мы видим, что все три оси первой тележки электровоза сопряжены равноплечими балансирами. Кроме того тяговые двигатели всех осей этой тележки поставлены с одной и той же стороны осей (внутри электровоза). В виду этого мы можем сказать, что изменения нагрузки для всех трех осей данной тележки

всегда будут равны друг другу. Так как расстояния между осями тележки равны, то равнодействующая сил ΔP_{123} будет всегда проходить через среднюю ось (фиг. 21). Аналогичным образом мы приходим к выводу, что изменения нагрузки первых двух осей второй тележки всегда будут одинаковы. В виду этого равнодействующая сил ΔP_{456} , равная $2\Delta P_{456}$, всегда будет проходить посередине между первой и второй осью.

Остановимся сначала на случае движения электровоза второй тележкой вперед и рассмотрим внешние силы, действующие на каждую отдельную тележку.

На крюке первой тележки будет действовать сила $6F$, направленная назад (фиг. 22); на междутележный шарнир действует сила $3F$, направленная вперед. На уровне головки рельсов приложена сила $3F$, направленная также вперед.

Т. е. мы видим, что тележка находится под действием двух пар сил. Первая из этих пар имеет момент $3FH$, вторая — момент $3F(H-h)$. Обе эти пары вращают тележку против часовой стрелки. Очевидно, что для равновесия к междутележному шарниру должна быть приложена вертикальная сила U , направленная вниз. Действие веса кузова и тележки мы можем не рассматривать, так как при работе двигателей, равно как в статическом состоянии, эти веса уравновешиваются реакцией рельсов.

Таким образом, для первой тележки можно написать (фиг. 22):

$$3\Delta P_{123} - U = 0. \quad (69)$$

Беря моменты сил, действующих на тележку, относительно точки касания среднего колеса с рельсом, получим:

$$6FH - 3Fh - U(a+b) = 0. \quad (70)$$

Решая это уравнение, имеем:

$$U = \frac{3F(2H-h)}{a+b}. \quad (71)$$

Из уравнений (69) и (70) получаем:

$$\Delta P_{123} = \frac{F(2H-h)}{a+b}. \quad (72)$$

Таким образом, мы видим, что все три оси первой тележки перегружены. Перегрузка будет тем больше, чем меньше h . По мере увеличения h перегрузка уменьшается. Если бы h было равно $2H$, перегрузка была бы равна нулю.

Данный вывод совершенно понятен. Перегрузка осей первой тележки вызвана наличием силы U . С своей стороны сила U воз-

На нее будет действовать пара сил $3FH$, силы $4P_4$, $24P_{56}$ и сила U , указанная на фиг. 23. Беря проекции всех сил на ось ординат, получим:

Составляя уравнение моментов всех сил относительно четвертой оси, будем иметь:

Подставляя из уравнения (71) значение U , получаем:

Отсюда:

ИЛИ:

Из уравнений (73), (76) и (71) определяем:

ИЛИ:

Анализируя формулы (76) и (77), мы видим, что при малых h , если $h < \frac{2b}{a+2b} H$, пятая и шестая оси имеют перегрузку, а четвертая—разгрузку. При $h > \frac{2b}{a+2b} H$ пятая и шестая оси разгру-

Выводы эти также совершенно понятны. Мы видим, что вторая тележка находится под действием силы U и пары $3Fh$. Сила U разгружает четвертую ось и перегружает пятую и шестую оси, пара $3Fh$ действует обратно. При малых h , как мы видели на стр. 38, сила U велика, а момент $3Fh$ мал. В виду этого при малых h будет доминировать действие силы U . При больших h величина U падает, а $3Fh$ возрастает, и мы получим обратный результат.

Установим теперь, при каких условиях для движения второй тележки вперед мы будем иметь максимум использования сцепного веса. Так как все оси первой тележки всегда имеют одну и ту же нагрузку, очевидно, что для движения второй тележки вперед эти оси должны быть перегружены. Для наименьшей разгрузки осей все оси первой тележки должны быть разгружены, причем разгрузка эта для всех осей должна быть одна и та же, т. е.

Из уравнений (76) и (77) получаем:

$$2bH - h(a + 2b) = h(5a + 4b) - H(4b + 6a).$$

Таким образом, для наилучшего использования сцепного веса при движении второй тележкой вперед необходимо, чтобы центр междутележного сочленения был на высоте сцепного прибора.

Очевидно, что при $h = H$:

Для параметров нашего электровоза при винтовой сцепке, полагая

$$a = 2100;$$

$$b = 1\,900;$$

$$H = 1\,050.$$

ПОЛУЧИМ:

$$\Delta\Pi = \frac{1\,050}{1\,900 + 2\,100} = 0,263F,$$

т. е.:

$\zeta = 0.263.$

Коэффициент использования сцепного веса при коэффициенте сцепления оси $\psi_0 = 0,25$, согласно формуле (18), будет:

$$\varepsilon = \frac{100}{1 + 0,263 \cdot 0,25} = 93,8\%$$

В электровозе американского заказа условия наилучшего использования сцепного веса при движении второй тележки вперед не соблюдено, и $h = 780$ мм. Тогда наиболее разгруженной является четвертая ось. Изменение ее нагрузки равно:

$$\Delta\Pi_4 = \frac{F}{2100 \cdot (1900 + 2100)} \cdot [0,780 \cdot (5 \cdot 2100 + 4 \cdot 1900) - 1050 \cdot (6 \cdot 2100 + 4 \cdot 1900)],$$

т. е.:

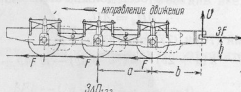
$$\Delta\Pi_4 = -0,844 F.$$

Коэффициент использования будет:

$$\eta = \frac{100}{1 + 0,25 \cdot 0,844} = 82,6\%.$$

т. е. снижение коэффициента использования против наибольшего его значения превосходит 10%.

Рассмотрим теперь движение электровоза первой тележкой вперед.



Фиг. 24.

Для первой тележки согласно фиг. 24 мы можем написать следующие уравнения:

$$U + 3\Delta\Pi_{123} = 0; \quad (78)$$

$$-3Fh + U(a + b) = 0. \quad (79)$$

Из них имеем:

$$U = \frac{3Fh}{a + b}; \quad (80)$$

$$\Delta\Pi_{123} = -\frac{U}{3} = -\frac{Fh}{a + b}. \quad (81)$$

Мы видим, что оси первой тележки при данном направлении движения всегда будут разгружены. Разгрузка вызывается силой U . Избежать разгрузки осей можно было бы только в том случае, если бы $h = 0$. При этом вращающий момент $3Fh$ и сила U отсутствовали бы.

Для второй тележки в соответствии со схемой фиг. 25 могут быть составлены следующие уравнения:

$$\Delta\Pi_4 + 2\Delta\Pi_{56} - U = 0; \quad (82)$$

$$3Fh - 6FH + Ub + 2\Delta\Pi_{56} \cdot \frac{3}{2}a = 0,$$

т. е.:

$$3F(h - 2H) + Ub + 3\Delta\Pi_{56}a = 0. \quad (83)$$

Подставляя из уравнения (80) значение U , получим:

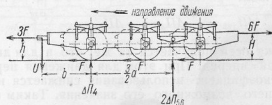
$$\Delta\Pi_{56} = \frac{F}{a(a + b)} [2H(a + b) - h(a + 2b)]. \quad (84)$$

Из уравнений (82), (80) и (84) получаем:

$$\Delta\Pi_4 = \frac{F}{a(a + b)} [h(5a + 4b) - 4H(a + b)]. \quad (85)$$

Найдем условия наилучшего использования сцепного веса при движении первой тележки вперед. Очевидно, что наименьшая разгрузка осей будет иметь место, если первая, вторая, третья и четвертая оси будут разгружены, причем разгрузки эти будут равны, т. е.:

$$\Delta\Pi_{123} = \Delta\Pi_4.$$



Фиг. 25.

Согласно уравнениям (81) и (85) имеем:

$$-h = \frac{1}{a} [h(5a + 4b) - 4H(a + b)],$$

т. е.:

$$h = \frac{a + b}{1,5a + b} H. \quad (86)$$

Для параметров нашего электровоза при винтовой сцепке будем иметь:

$$h = 830 \text{ мм.}$$

Для автосцепки ($H = 1010$):

$$h = 800 \text{ мм.}$$

т. е. величина h близка к тому размеру, который принят американцами.

Для этой величины h получим:

$$\Delta\Pi_{123} = \Delta\Pi_4 = -\frac{Fh}{a + b}.$$

т. е. для размеров нашего электровоза изменение нагрузки осей будет равно:

$$\Delta\Pi = \frac{-830F}{2100 + 1900} = -0,207F,$$

Принимая коэффициент сцепления осей равным $\varphi_0 = 0,25$, согласно формуле (18) определяем коэффициент использования сцепного веса:

$$\varepsilon = \frac{100}{1 + 0,207 \cdot 0,25} = 95\%$$

Сопоставляя условия наилучшего использования сцепного веса для движения в том и другом направлении, мы видим, что условия эти резко различны: для движения второй тележки вперед нужно иметь $h = H$, для движения первой тележки вперед h должно быть равно ~ 800 мм. На какой же высоте h целесообразно остановиться? Если мы примем $h = H$, то мы несомненно снижаем коэффициент использования сцепного веса для движения первой тележки вперед.

Полставляя $h = H$ в формулы (81), (84) и (85), для этого случая мы получаем:

$$\Delta\Pi_{123} = -\Delta\Pi_4 = -\Delta\Pi_{56} = -\frac{FH}{a+b},$$

т. е. разгрузка осей получается та же, что и для движения второй тележки вперед. При этом для движения первой тележки вперед коэффициент использования снижается на $1,2\%$ против наибольшего возможного его значения. Таким образом, при $h = H$ коэффициент использования сцепного веса электровоза для обоих направлений движения одинаков и равен $93,8\%$.

Если мы примем $h = 800$ мм, мы имеем наибольшее значение коэффициента использования для движения первой тележки вперед, но снижаем значение этого коэффициента до $\varepsilon = 82,8\%$, т. е. на 11% при движении второй тележки вперед. Отсюда очевидно, что при малой высоте междутележного шарнира электровоз пригоден только для тех линий, на которых имеется резко выраженный доминирующий грузопоток одного направления. Тогда на электрифицированном участке электровоз должен быть установлен первой тележкой в грузовом направлении. Выгода, которую мы при этом получим, выражается в повышении коэффициента ε на $1,2\%$, но электровоз при этом теряет возможности широкого применения на сети с различными конфигурациями грузопотоков.

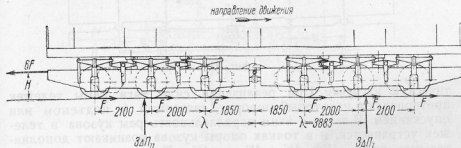
Пример II

Электровоз СИ (итальянской постройки). Схема ходовых частей и рессорного подвешивания электровоза дана на фиг. 26.

Каждая тележка имеет три опоры для кузова: две из них помещаются симметрично друг против друга на боковинах рамы, третья—на продольной оси электровоза на междурамном креплении. Боковые опоры являются гибкими (рессорными).

Определение разгрузки осей электровоза данного типа особенно просто. Для подсчета величины $\Delta\Pi$ рассмотрим внешние силы, действующие на электровоз. Очевидно, что этими силами будут: сила $6F$ на крюке и сила $6F$, действующая в уровне го-

ловки рельса. Таким образом, весь электровоз находится под действием пары сил $6FH$. Эта пара вызывает разгрузку передних трех осей и перегрузку задних. Так как каждая из тележек имеет сквозное сопряжение рессор и так как двигатели всех осей тележки установлены с одной и той же стороны, то очевидно, что нагрузки всех осей одной и той же тележки всегда будут одинаковы. Таким образом, для каждой тележки равнодействующая сил $\Delta\Pi$ будет равна $3\Delta\Pi$. Расстояние между этими равнодействующими будет равно $2\lambda = 2 \cdot 3883$ мм.



Фиг. 26.

Для равновесия электровоза должно быть соблюдено условие:

$$6FH + 3\Delta\Pi_1 \cdot 2\lambda = 0, \quad (87)$$

откуда для передней тележки:

$$\Delta\Pi_1 = -\frac{FH}{\lambda}. \quad (88)$$

Для нашего случая при винтовой сцепке получим:

$$\Delta\Pi_1 = -\frac{1050}{3883} F = -0,27F.$$

При этом коэффициент использования сцепного веса будет:

$$\varepsilon = \frac{100}{1 + 0,25 \cdot 0,27} = 93,6\%.$$

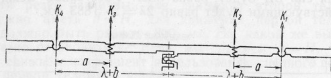
Очевидно, что использование сцепного веса для обоих направлений движения будет одним и тем же.

Мы видим, что коэффициент ε для электровоза СИ имеет практически то же значение, которое мог бы иметь тот же коэффициент для электровозов С и СС, если бы в них h было равно H .

Продоланный нами расчет весьма просто находит разгрузку осей рассматриваемого электровоза, но не определяет тех внутренних сил, которые при этом в электровозе действуют. Равным образом он не освещает вопроса о влиянии на разгрузку осей высоты h междутележного сочленения и местоположения пятников кузова. Остановимся на этих вопросах, так как конструктору электровозов с ними приходится иметь дело.

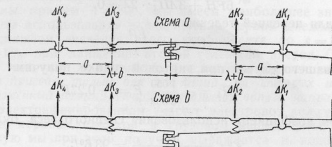
Задача весьма просто разрешается, если мы рассмотрим по отдельности условия равновесия кузова и каждой из тележек.

Если заменить две боковых опоры кузова на каждой из тележек некоторой средней опорой, то можно считать, что кузов имеет четыре точки опоры (фиг. 27). В статическом состоянии, когда сила тяги отсутствует, рама кузова и рамы тележек параллельны друг другу. Опоры кузова при этом несут только ста-



Фиг. 27.

тическую нагрузку. При реализации силы тяги рамы тележек претерпевают некоторый поворот, связанный с подъемом или опусканием. В связи с этим параллельность рам кузова и тележек устраняется, и в точках опоры кузова возникают дополнительные силы ΔK_1 , ΔK_2 , ΔK_3 и ΔK_4 . Так как крайние опоры кузова жесткие, а средние гибкие и так как рамы тележек связаны между собою междутележечным шарниром, то очевидно, что при относительном перемещении рам кузова и тележек они



Фиг. 28.

могут занять одно из положений, указанных на фиг. 28. Мы видим, что обе гибкие опоры кузова могут одновременно получить либо перегрузку, либо разгрузку. Так как язык и челюсть междутележечного сочленения в электровозе данной системы не допускают относительного вертикального перемещения и так как система симметрична, то очевидно, что рессоры двух средних опор будут всегда иметь один и тот же прогиб. Отсюда следует, что сила ΔK_2 должна быть всегда равна силе ΔK_3 как по величине, так и по знаку. Тогда для равновесия кузова необходимо соблюсти два нижеприведенных уравнения:

$$\Delta K_1 + 2\Delta K_2 + \Delta K_4 = 0; \quad (89)$$

$$\Delta K_1(\lambda + b) = \Delta K_4(\lambda + b). \quad (90)$$

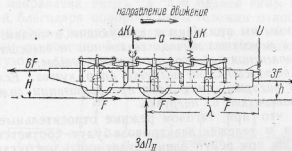
Из уравнения (90) мы получаем, что:

$$\Delta K_1 = \Delta K_4,$$

а по уравнению (89):

$$\Delta K_1 = \Delta K_4 = -\Delta K_2 = \Delta K_3. \quad (91)$$

Теперь перейдем к рассмотрению условий равновесия тележек электровоза.

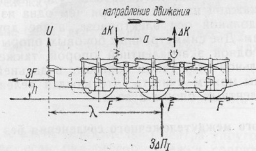


Фиг. 29.

Рассматривая внешние силы, действующие на заднюю тележку, согласно схеме фиг. 29 мы можем написать:

$$3\Delta\Pi_{II} - U = 0; \quad (92)$$

$$6Fh - 3Fh - \Delta Ka - U\lambda = 0. \quad (93)$$



Фиг. 30.

Аналогичным образом для передней тележки получим (фиг. 30):

$$U + 3\Delta\Pi_I = 0; \quad (94)$$

$$3Fh - U\lambda + \Delta Ka = 0. \quad (95)$$

Из уравнений (92) и (94) следует, что:

$$\Delta\Pi_I = -\Delta\Pi_{II} = \Delta\Pi,$$

что мы и констатировали раньше. Кроме того из уравнений (92), (93) и (95) получаем:

$$U = \frac{3FH}{\lambda} = -3\Delta\Pi; \quad (96)$$

$$\Delta K = \frac{3F(H-h)}{a}; \quad (97)$$

$$\Delta\Pi = -\frac{FH}{\lambda}. \quad (98)$$

Таким образом, мы приходим к следующим выводам:

1) усилие U в междутележном сочленении не зависит от высоты h этого сочленения над уровнем головки рельсов;

2) высота h отражается на нагрузке опор кузова. Если принять $h=H$, то нагрузка этих опор при реализации силы тяги будет равна статической их нагрузке.

Мы видим, что при тяговом режиме относительные перемещения кузова и тележек электровоза будут соответствовать схеме „а“ фиг. 28; при рекуперации будет иметь место схема „б“ той же фиг. 28.

Б. СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛИМЫЕ СИСТЕМЫ

Если каждая из тележек электровоза имеет не менее двух групп сопряженных рессор на каждой стороне электровоза, мы получаем статически неопределимую систему, и задача может быть разрешена лишь с учетом свойств рессорного подвешивания.

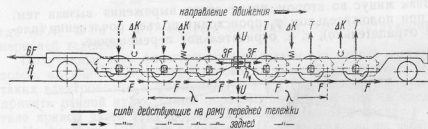
Рассмотрим общий случай, когда кузов будет иметь по три точки опоры на каждой из тележек, при чем одна из опор расположена на продольной оси электровоза, а две других — симметрично по бокам. Две симметричных боковых опоры в расчете можно заменить одной эквивалентной опорой, также расположенной на продольной оси. Таким образом, в дальнейшем при выводе формул мы можем считать, что каждая тележка будет иметь две эквивалентных опоры кузова.

Случай жесткого междутележного сочленения без зазора

Рассмотрим разрешение задачи в том случае, когда мы имеем жесткое междутележное сочленение без зазора. Ограничимся рассмотрением симметричных электровозов, т. е. электровозов с одинаковыми, но в противоположную сторону установленными тележками, так как именно эти случаи представляют в настоящее время широкий практический интерес. Начнем с рассмотрения электровозов, имеющих движущие механизмы второго класса, так как формулы, выведенные для этих электровозов, будут пригодны для электровозов с движущим механизмом первого класса, если в них принять вертикальные силы T (см. стр. 17) равными нулю.

Найдем для каждой тяговой тележки электровоза центр упругости рессорного подвешивания. Так как электровоз симметричен, то для каждой тележки центр упругости будет отстоять от сочленения на расстоянии λ .

Установим условия равновесия рамы каждой из тележек. Наметим силы T , действующие на каждую тележку. Кроме этих сил на сочленение каждой тележки будет действовать сила U (фиг. 31). Предположим, что для передней тележки эта сила будет направлена вверх, а для задней вниз. При работе двигателей, благодаря повороту рамы тележки относительно кузова, реакции опор кузова изменятся. На стр. 44 мы видели, что при жестком сочленении без зазора при симметричном расположении опор кузова и симметричном положении центров упругости относитель-



Фиг. 31.

тельное сочленения изменения ΔK реакций эквивалентных опор одной тележки будут равны и прямо противоположны по знаку. Если расстояние между эквивалентными опорами равно a , то на каждую тележку будет действовать пара сил, имеющая момент $\Delta K a$.

Имея все силы, действующие на тележку, согласно уравнениям (58) и (59) для передней тележки мы можем написать:

$$y_1 = -\frac{\Sigma T + U}{\Sigma \kappa \kappa^2}; \quad (99)$$

$$\varphi_1 = -\frac{nFh + \Sigma T x - U\lambda + \Delta K a}{\Sigma \kappa \kappa^3}, \quad (100)$$

где плечи x взяты относительно центра упругости.

В случае, если ряд рессор тележки сопряжен продольными балансирными, то группу сопряженных рессор надлежит заменить одной эквивалентной рессорой (см. стр. 22) и в уравнения (99) и (100) должны войти ее жесткость и плечо.

Для задней тележки силы T и U имеют обратный знак, в виду этого мы можем написать:

$$y_2 = \frac{\Sigma T + U}{\Sigma \kappa \kappa^2} = -y_1. \quad (101)$$

Моменты $\Sigma T x$ и $U\lambda$ для задней тележки для симметричного электровоза имеют ту же величину и тот же знак, что и для

передней тележки. Это происходит потому, что и силы и плечи двух тележек имеют противоположные знаки. В виду этого:

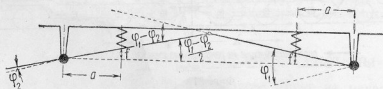
$$\varphi_2 = - \frac{2nFH - n\lambda h + \Sigma T x - U\lambda - \Delta K a}{\Sigma \kappa x^2} \quad (102)$$

Мы имеем четыре уравнения при шести неизвестных: y_1 , y_2 , φ_1 , φ_2 , U и ΔK , при чем y_1 и y_2 равны и противоположны по знаку. Недостающие два уравнения напомним для условий перемещения междутележного сочленения и для условий прогиба пружинных опор кузова.

Линейное перемещение сочленения, связанного с первой тележкой, происходящее при реализации силы тяги, будет равно:

$$y_1 - \lambda \varphi_1 = \Delta h_1.$$

Знак минус во втором члене этого выражения вызван тем, что при положительном φ_1 происходит подъем сочленения (плечо λ отрицательно), т. е. отрицательное перемещение.



Фиг. 32.

Для задней тележки перемещение сочленения будет:

$$\Delta h_2 = y_2 + \lambda \varphi_2.$$

При отсутствии зазора в сочленении перемещения Δh_1 и Δh_2 , очевидно, должны быть равны, т. е. мы получаем уравнение:

$$y_1 - \lambda \varphi_1 = y_2 + \lambda \varphi_2, \quad (103)$$

или на основании уравнения (101):

$$2y_1 = \lambda (\varphi_1 + \varphi_2). \quad (104)$$

Последнее уравнение можно составить, рассмотрев относительно перемещение кузова и тележек. Это перемещение схематически изображено на фиг. 32. Из схемы мы видим, что прогиб рессор внутренних опор кузова равен f . Из геометрических соотношений, очевидных на фиг. 32, можно написать, что:

$$f = \frac{a(\varphi_1 - \varphi_2)}{2}. \quad (105)$$

Если обозначить через κ_a жесткость рессоры каждой из боковых опор кузова, то жесткость эквивалентной средней опоры будет $2\kappa_a$. Тогда момент $\Delta K a$ будет равен:

$$\Delta K a = \frac{2\kappa_a a^2 (\varphi_1 - \varphi_2)}{2} = \kappa_a a^2 (\varphi_1 - \varphi_2). \quad (106)$$

Подставляя в уравнения (100) и (102), выражение для $\Delta K a$ получаем:

$$\varphi_1 = - \frac{nFH + \Sigma T x - U\lambda + \kappa_a a^2 (\varphi_1 - \varphi_2)}{\Sigma \kappa x^2}, \quad (107)$$

$$\varphi_2 = - \frac{nF(2H - h) + \Sigma T x - U\lambda - \kappa_a a^2 (\varphi_1 - \varphi_2)}{\Sigma \kappa x^2}. \quad (108)$$

Таким образом, в итоге у нас остаются неизвестные y_1 , φ_1 , φ_2 и U , и для решения задачи мы имеем уравнения (99), (104), (107) и (108). Суммируя уравнения (107) и (108) и подставляя $(\varphi_1 + \varphi_2)$ в уравнение (104), а также подставляя в то же уравнение значение y_1 из уравнения (99), получаем:

$$U = \frac{[nFH + \Sigma T x] \lambda \Sigma \kappa - \Sigma T \Sigma \kappa x^2}{\Sigma \kappa x^2 + \lambda^2 \Sigma \kappa}, \quad (109)$$

где nFH , $\Sigma T x$ и ΣT берутся со знаками, соответствующими передней тележке.

Полученные нами формулы справедливы и для случая электро-возов, имеющих одну опору кузова на каждой из тележек. Для таких электровозов в формулах (107) и (108) величину a нужно принять равной нулю. Таким образом, последний член в числителе правой части этих формул при одной опоре отпадает.

Из формулы (109) мы видим, что U не зависит ни от высоты h междутележного сочленения, ни от числа опор кузова на каждой тележке.

Найдя U , мы можем продолжать решение задачи двумя способами. Имея U , можно рассчитывать изменение нагрузок осей каждой тележки в отдельности так, как выше мы рассчитывали разгрузку осей рамных электровозов. С другой стороны, определив U по уравнению (109), можно подставить его значение в уравнение (99) и найти y_1 . Далее, вычитая из уравнения (107) уравнение (108), получаем:

$$\varphi_1 - \varphi_2 = \frac{2nF(H - h)}{\Sigma \kappa x^2 + 2\kappa_a a^2}. \quad (110)$$

По уравнениям (104) и (110) находим φ_1 и φ_2 . Зная φ_1 , φ_2 и y_1 , мы можем определить реакцию ΔS каждой рессоры. Имея же реакции рессор, находим изменения нагрузок каждой оси.

Формулы получают упрощение, если в электровозе $h = H$. Согласно формуле (110) мы видим, что в этом случае $\varphi_1 = \varphi_2$. При этих условиях $\Delta K = 0$ [см. формулу (106)]. Таким образом, при $h = H$ реализация силы тяги не вызывает изменения реакции опор кузова в связи с поворотом тележек¹. Благодаря равенству углов φ_1 и φ_2 нагрузки рессор симметричных осей будут равны, но противоположны по знаку. Так как силы T , действующие на эти оси, также равны и прямо противоположны, то, очевидно,

¹ Реакция опор, строго говоря, меняется в силу влияния сопротивления движению кузова (см. стр. 7), но этим обстоятельством мы в расчетах пренебрегаем.

изменения нагрузок ΔP симметричных осей электровоза будут равны и противоположны по знаку.

Если по найденным нами формулам определить φ_1 , мы будем иметь:

$$\varphi_1 = -\frac{nHF + \Sigma T x + \lambda \Sigma T}{\Sigma \text{мх}^2 + \lambda^2 \Sigma \text{м}} + \frac{nF(H-h)}{\Sigma \text{мх}^2 + 2\text{м}_\kappa a^2}, \quad (107-a)$$

или

$$\varphi_1 = \varphi_0 + \frac{nF(H-h)}{\Sigma \text{мх}^2 + 2\text{м}_\kappa a^2}, \quad (107-b)$$

где:

$$\varphi_0 = -\frac{nFH + \Sigma T x + \lambda \Sigma T}{\Sigma \text{мх}^2 + \lambda^2 \Sigma \text{м}}. \quad (111)$$

φ_0 , очевидно, представляет собою тот угол поворота рамы, который мы будем иметь при $H=h$.

Формулы для φ_0 и U несколько упрощаются, если за начало координат мы примем центр междутележного сочленения. Если обозначить плечи, взятые относительно этой точки, через x_0 , то:

$$x = x_0 - \lambda,$$

а по свойству центра упругости:

$$\Sigma \text{мх}_0 = \lambda \Sigma \text{м}.$$

Тогда:

$$\varphi_0 = -\frac{nFH + \Sigma T x_0}{\Sigma \text{мх}_0^2}, \quad (111-a)$$

$$U = \frac{(nFH + \Sigma T x_0) \lambda \Sigma \text{м}}{\Sigma \text{мх}_0^3} - \Sigma T, \quad (109-a)$$

или

$$U = -\varphi_0 \lambda \Sigma \text{м} - \Sigma T. \quad (109-b)$$

Уравнения (99), (104), (107) и (108) весьма легко можно решить графически.

Обратим внимание, что y_1 , φ_1 и φ_2 представляют собою линейную функцию U . В виду этого мы можем построить на диаграмме по двум точкам прямолинейную зависимость $2y_1$ от U и на той же диаграмме—прямолинейную зависимость $\lambda(\varphi_1 + \varphi_2)$ от U . Согласно формуле (104) пересечение полученных двух прямых будет соответствовать искомому U . Так как

$$2y_1 = -2 \frac{\Sigma T + U}{\Sigma \text{м}},$$

а

$$(\varphi_1 + \varphi_2) \lambda = -2 \lambda \frac{nFH + \Sigma T x - U \lambda}{\Sigma \text{мх}^2},$$

то по уравнению (104) мы имеем:

$$\frac{\Sigma T + U}{\lambda \Sigma \text{м}} = \frac{nFH + \Sigma T x - U \lambda}{\Sigma \text{мх}^2}.$$

Для построения каждой прямой по двум точкам для одной из точек каждой прямой удобно принять $U=0$, а для другой

$$U = \frac{nFH + \Sigma T x}{\lambda}.$$

Все выведенные нами формулы получают упрощение, если жесткость всех рессор электровоза одинакова. В этом случае жесткость рессор в формуле (109) сокращается.

Из формулы (110) мы видим, что разность углов φ_1 и φ_2 определяется жесткостью рессор тележки и жесткостью гибких опор кузова.

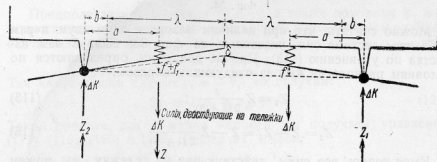
Если бы электровоз был снабжен движущим механизмом первого класса, то для определения U мы имели бы следующее выражение:

$$U = \frac{nFH \lambda \Sigma \text{м}}{\Sigma \text{мх}^2 + \lambda^2 \Sigma \text{м}} = \frac{nFH \lambda \Sigma \text{м}}{\Sigma \text{мх}_0^2}. \quad (112)$$

Примеры применения полученных нами формул мы рассматриваем ниже.

Случай, когда жесткое междутележное сочленение имеет вертикальный зазор

Рассмотрим общий случай симметричного электровоза, имеющего по две эквивалентных опор кузова на каждой из тяговых тележек¹. Предположим, что жесткое междутележное сочленение имеет вертикальный зазор δ с каждой стороны языка.



Фиг. 33.

Наличие зазора прежде всего отражается на величине реакций опор кузова.

На фиг. 33 представлено относительное перемещение кузова и тележек, имеющее место при реализации силы тяги. Мы видим, что благодаря зазору центр языка и центр челюсти сочленения получают относительное перемещение на величину δ . Гибкая

¹ Конструктивно это осуществляется постановкой трех действительных опор (см. стр. 46).

опора первой тележки получит прогиб f_1 , тогда как гибкая опора второй тележки будет иметь прогиб $f + f_1$. Очевидно:

$$f_1 = \delta \frac{a}{\lambda + b}.$$

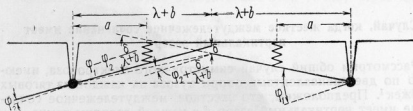
Если, как и ранее, обозначить через κ_K жесткость каждой из боковых пружинных опор кузова, то нагрузка гибкой опоры второй тележки будет больше нагрузки гибкой опоры первой тележки на величину:

$$Z = 2\kappa_K \delta \frac{a}{\lambda + b}. \quad (113)$$

Выше мы видели, что при отсутствии зазора на тележки действуют две равные и противоположные по знаку пары сил $\Delta K a$.

Из фиг. 34 мы видим, что в данном случае момент каждой из этих пар будет равен:

$$\Delta K a = \kappa_K a^2 \left(\varphi_1 - \varphi_2 - \frac{\delta}{\lambda + b} \right). \quad (114)$$



Фиг. 34.

Можно считать, что при наличии зазора к этим двум парам добавится система сил, указанных на фиг. 33. Сила Z нам известна по уравнению (113). Прочие две силы определяются по условиям равновесия кузова следующим образом:

$$Z_1 = Z \frac{a}{2(\lambda + b)}; \quad (115)$$

$$Z_2 = Z - Z_1 = Z - Z \frac{a}{2(\lambda + b)}. \quad (116)$$

Имея теперь все силы, действующие на тележку, мы можем по уравнению (58) написать следующие выражения для перемещения центров упругости тележек:

$$y_1 = - \frac{\Sigma T + U + Z \frac{a}{2(\lambda + b)}}{\Sigma \kappa_K}; \quad (117)$$

$$y_2 = - \frac{-\Sigma T - U - Z + Z_2}{\Sigma \kappa_K} = - \frac{\Sigma T + U + Z \frac{a}{2(\lambda + b)}}{\Sigma \kappa_K}, \quad (118)$$

т. е. мы видим, что:

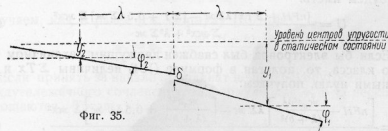
$$y_2 = -y_1.$$

Для углов поворота рамы согласно уравнению (59) может быть написано:

$$\varphi_1 = - \frac{nFh + \Sigma T x - U\lambda + \kappa_K a^2 \left(\varphi_1 \varphi_2 - \frac{\delta}{\lambda + b} \right) + Z \frac{ab}{2(\lambda + b)}}{\Sigma \kappa_K x^2}; \quad (119)$$

$$\varphi_2 = - \frac{nF(2H - h) + \Sigma T x - U\lambda - \kappa_K a^2 \left(\varphi_1 - \varphi_2 - \frac{\delta}{\lambda + b} \right)}{\Sigma \kappa_K x^2} - \frac{Z \frac{a(2\lambda + b)}{2(\lambda + b)}}{\Sigma \kappa_K x^2}. \quad (120)$$

Последнее уравнение можно написать по условиям перемещения рам тележек при наличии зазора в сочленении.



Фиг. 35.

Предполагая перемещения y_1 и y_2 , а также повороты φ_1 и φ_2 положительными, мы на основании схемы фиг. 35 можем в общем случае написать, что:

$$y_1 - y_2 = \lambda(\varphi_1 + \varphi_2) + \delta. \quad (121)$$

Так как в нашем случае $y_2 = -y_1$, то получим:

$$2y_1 = \lambda(\varphi_1 + \varphi_2) + \delta. \quad (122)$$

Таким образом, для решения вопроса мы получаем уравнения (117), (119), (120) и (122). Решая их, имеем:

$$U = \frac{\left[nFh + \Sigma T x - U\lambda - \frac{a\lambda}{2(\lambda + b)} \right] \lambda \Sigma \kappa_K}{\Sigma \kappa_K x^2 + \lambda^2 \Sigma \kappa_K} - \frac{\left[\Sigma T + Z \frac{a}{2(\lambda + b)} + 0,5 \delta \Sigma \kappa_K \right] \Sigma \kappa_K x^2}{\Sigma \kappa_K x^2 + \lambda^2 \Sigma \kappa_K}. \quad (123)$$

¹ Выведенные нами формулы относятся к случаю, когда язык и чельсть сочленения при реализации силы тяги касаются нижней своей стороной (см. фиг. 33 и 35) и сила U передней тележки направлена вправо. Если бы касание происходило верхней стороной, то сила Z действовала бы на переднюю тележку, а сила U изменила бы свое направление. В этом случае в формуле (123) величины U , Z и δ должны быть взяты со знаком минус.

Подставляя значение Z из формулы (113), получаем:

$$U = \frac{\left[nFH + \Sigma T x - \frac{\Sigma \kappa_a a^2 \delta \lambda}{(\lambda + b)^2} \right] \lambda \Sigma \kappa}{\Sigma \kappa x^2 + \lambda^2 \Sigma \kappa} - \frac{\left[\Sigma T + \frac{\Sigma \kappa_a a^2 \delta}{(\lambda + b)^2} + 0,5 \delta \Sigma \kappa \right] \Sigma \kappa x^2}{\Sigma \kappa x^2 + \lambda^2 \Sigma \kappa}, \quad (124)$$

или на основании формул (113) и (115):

$$U = \frac{[nFH + \Sigma T x - Z_1 \lambda] \lambda \Sigma \kappa - [\Sigma T + Z_1 + 0,5 \delta \Sigma \kappa] \Sigma \kappa x^2}{\Sigma \kappa x^2 + \lambda^2 \Sigma \kappa}. \quad (124a)$$

В частном случае, когда при наличии зазора в сочленении электровоз имеет по одной опоре кузова на каждой тележке, величину a в формуле (124) нужно положить равной нулю. Тогда мы будем иметь:

$$U = \frac{[nFH + \Sigma T x] \lambda \Sigma \kappa - [\Sigma T + 0,5 \delta \Sigma \kappa] \Sigma \kappa x^2}{\Sigma \kappa x^2 + \lambda^2 \Sigma \kappa}. \quad (125)$$

Если бы электровоз был снабжен движущим механизмом первого класса, то, полагая в формуле (124) величины $\Sigma T x$ и ΣT равными нулю, получаем:

$$U = \frac{\left[nFH - \frac{\Sigma \kappa_a a^2 \delta \lambda}{(\lambda + b)^2} \right] \lambda \Sigma \kappa - \left[\frac{\Sigma \kappa_a a^2 \delta}{(\lambda + b)^2} + 0,5 \delta \Sigma \kappa \right] \Sigma \kappa x^2}{\Sigma \kappa x^2 + \lambda^2 \Sigma \kappa}, \quad (126)$$

или

$$U = \frac{[nFH - Z_1 \lambda] \lambda \Sigma \kappa - [Z_1 + 0,5 \delta \Sigma \kappa] \Sigma \kappa x^2}{\Sigma \kappa x^2 + \lambda^2 \Sigma \kappa}. \quad (126a)$$

Если бы тот же электровоз имел одну опору кузова на каждой тележке, то при $a=0$:

$$U = \frac{nFH \lambda \Sigma \kappa - 0,5 \delta \Sigma \kappa \Sigma \kappa x^2}{\Sigma \kappa x^2 + \lambda^2 \Sigma \kappa}. \quad (127)$$

Если в формулах (124) ... (127) положить $\delta=0$, мы, очевидно, получим формулы (109) и (112), выведенные нами ранее для случая сочленения без зазора.

Формулы (124) ... (127) указывают, что величина силы U не зависит от высоты h сочленения.

Определив по найденным нами формулам силу U , далее найдем $Y_1 = -Y_2$, φ_1 и φ_2 . По этим последним величинам определяются реакции рессор. Имея реакции рессор, определяем разгрузку осей обычным способом (см., например, стр. 32).

Вычитая из формулы (119) формулу (120), получаем:

$$\varphi_1 - \varphi_2 = \frac{2nF(H-h) - 2\Sigma \kappa_a a^2 \left(\varphi_1 - \varphi_2 - \frac{\delta}{\lambda + b} \right) - Z a}{\Sigma \kappa x^2}. \quad (128)$$

Подставляя в полученное выражение величину Z из формулы (113), находим:

$$\varphi_1 - \varphi_2 = \frac{2nF(H-h)}{\Sigma \kappa x^2 + 2\Sigma \kappa_a a^2}. \quad (128')$$

Мы нашли ранее полученное выражение (110). Мы видим, что и при зазоре в сочленении при $H=h$ величины $\varphi_1 = \varphi_2$. Отсюда следует, что при $h=H$ величины $\Delta \Pi$ изменения нагрузки симметричных осей электровоза равны и противоположны по знаку.

Определим по найденным нами уравнениям величину φ_1 . Получаем:

$$\varphi_1 = -\frac{nFH + \Sigma T x + \lambda \Sigma T + 0,5 \delta \lambda \Sigma \kappa}{\Sigma \kappa x^2 + \lambda^2 \Sigma \kappa} + \frac{nF(H-h)}{\Sigma \kappa x^2 + 2\Sigma \kappa_a a^2}.$$

Обозначая:

$$\varphi_0 = -\frac{nFH + \Sigma T x + \lambda \Sigma T + 0,5 \delta \lambda \Sigma \kappa}{\Sigma \kappa x^2 + \lambda^2 \Sigma \kappa}, \quad (129)$$

получаем, как и ранее [см. формулу (107-6)]:

$$\varphi_1 = \varphi_0 + \frac{nF(H-h)}{\Sigma \kappa x^2 + 2\Sigma \kappa_a a^2}.$$

Если принять за начало координат не центр упругости, а центр междутележного сочленения, то формулы для φ_0 и U несколько упрощаются. Тогда:

$$\varphi_0 = -\frac{nFH + \Sigma T x_0 + 0,5 \delta \lambda \Sigma \kappa}{\Sigma \kappa x_0^2}; \quad (129a)$$

$$U = \frac{[nFH + \Sigma T x_0 + 0,5 \delta \lambda \Sigma \kappa] \lambda \Sigma \kappa - [\Sigma T + Z \frac{a}{2(\lambda + b)} + 0,5 \delta \Sigma \kappa]}{\Sigma \kappa x_0^2}, \quad (123a)$$

или:

$$U = -(\lambda \varphi_0 + 0,5 \delta) \Sigma \kappa - \Sigma T - \frac{\Sigma \kappa_a a^2}{(\lambda + b)^2}. \quad (123b)$$

Так как

$$\frac{\Sigma \kappa_a a^2}{(\lambda + b)^2} = Z_1,$$

то

$$U = -(\lambda \varphi_0 + 0,5 \delta) \Sigma \kappa - \Sigma T - Z_1 \quad (123b')$$

Следует заметить, что формулы (117) ... (127) справедливы не для всех режимов работы электровоза. Очевидно, что при малых силах тяги относительное перемещение языка и челюсти будет мало, их касание не будет иметь места и сила U будет отсутствовать. Предельное значение силы тяги F_0 , при котором произойдет касание языка и челюсти, можно определить, положив силу U

в формулах (124) ... (127) равной нулю. Тогда в общем случае мы будем иметь следующее условие для определения F_0 :

$$\left[nF_0H + \sum T_0x - \frac{\sum c_a^2 \delta \lambda}{(\lambda + b)^2} \right] \lambda \sum \mathcal{M} - \left[\sum T_0 + \frac{\sum c_a^2 \delta}{(\lambda + b)^2} + 0,5 \delta \sum \mathcal{M} \right] \sum \mathcal{M} x^2 = 0, \quad (130)$$

где $T_0 = \beta F_0$.

Очевидно, при силах тяги, меньших F_0 , при расчете разгрузки осей силу U нужно принимать равной нулю.

Для тележных электрозвозов с зазором в междутележном сочленении разгрузка осей не будет выражаться формулой (10). Для них можно написать, что:

$$\Delta \Pi = -\zeta F + \sigma. \quad (131)$$

Тогда вместо формулы (13) мы будем иметь:

$$\Pi = \frac{F}{\psi_0} + \zeta F - \sigma.$$

Потребный сцепной вес электрозвоза должен быть:

$$P_e = nF \left[\frac{1}{\psi_0} + \zeta \right] - \pi \sigma. \quad (132)$$

Из формулы (132) определяем полную силу тяги, которую может реализовать электрозвоз при данном сцепном весе и данной разгрузке осей:

$$nF = \frac{P_e + \pi \sigma}{\frac{1}{\psi_0} + \zeta}. \quad (133)$$

Если бы разгрузка осей отсутствовала, электрозвоз дал бы силу тяги $nF_u = \psi_0 P_e$, следовательно, коэффициент использования сцепного веса будет:

$$\varepsilon = \frac{F}{F_u} = \frac{1}{1 + \zeta \psi_0} \left(1 + \frac{\pi \sigma}{P_e} \right). \quad (134)$$

При равных статических давлениях на все сцепные оси $\frac{P_e}{n} = \Pi$, следовательно:

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \zeta \psi_0} \left(1 + \frac{\sigma}{\Pi} \right). \quad (135)$$

Рассмотрим применение полученных нами формул на примере.

Пример 1.

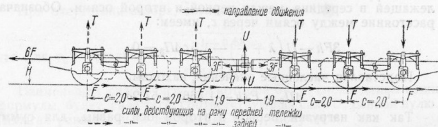
Требуется определить изменение нагрузки осей электрозвоза, изображенного на фиг. 36. Все рессоры электрозвоза одинаковы, при чем жесткость рессор одной оси равна $2 \cdot 100 = 200 \text{ кг/мм}$.

Величина $\beta = \frac{R}{L} = 0,53$. Кузов имеет одну опору на каждой те-

лежке. Междутележное сочленение расположено на высоте $h = 0,825 \text{ м}$ над уровнем головки рельса. Давление оси на рельс равно 19 т .

Рассмотрим общий случай, когда междутележное сочленение имеет зазор δ .

Так как расстояния между осями тележки равны, центр упругости тележки лежит над средней осью и $\lambda = 3,9 \text{ м}$.



Фиг. 36.

Силы T , действующие на раму, для всех осей тележки имеют одно и то же направление, при чем для передней тележки они направлены вниз. В связи с этим:

$$\sum T = -nT = -\beta \sum F = -3 \cdot 0,53F.$$

Величина $\sum \mathcal{M} = \pi \sum c = 3 \cdot 200 = 600 \text{ кг/мм}$.

$$H = 1,05 \text{ м}; \quad nFH = 3 \cdot 1,05F = 3,15F.$$

$$\sum T x_0 = -3T(2,0 + 1,9) = -11,7T,$$

или:

$$\sum T x_0 = -11,7 \cdot 0,53F = -6,201F;$$

$$\sum \mathcal{M} c x_0^2 = 400 \cdot 4,9^2 + 200 \cdot 1,9^2 = 10326.$$

Согласно формуле (129-а):

$$\varphi_0 = \frac{-3,15F + 6,201F - 0,5 \cdot 3 \cdot 9 \cdot 600 \delta}{10326},$$

т. е.

$$\varphi_0 = 0,0002955F - 0,1133\delta^1.$$

По формуле (123-б) для случая одной опоры кузова на каждой тележке:

$$U = -(\lambda \varphi_0 + 0,5\delta) \sum \mathcal{M} - \sum T.$$

Для нашего электрозвоза:

$$U = -(3,9\varphi_0 + 0,5\delta) 600 + 1,59F.$$

¹ Угол выражен в тысячных радиана.

Подставляя значение φ_0 , получаем:

$$U = 0,898F - 35\delta. \quad (136)$$

Имея U , определяем разгрузку отдельных осей электровоза. Для нашей системы тележек задача может быть разрешена путем рассмотрения внешних сил, действующих на тележку.

Для нахождения изменения нагрузки третьей оси электровоза пишем уравнение моментов внешних сил относительно точки, лежащей в середине между первой и второй осями. Обозначая расстояние между осями через c , имеем:

$$3Fh - U\left(\lambda + \frac{c}{2}\right) - 1,5c\Delta\Pi_3 = 0.$$

Подставляя численные значения, находим:

$$\Delta\Pi_3 = F(h - 1,466) + 57,2\delta.$$

Так как нагрузки первой и второй оси равны, для суммы проекций всех внешних сил на ось ординат мы можем написать:

$$U + \Delta\Pi_3 + 2\Delta\Pi_{12} = 0.$$

Подставляя в найденное выражение значения U и $\Delta\Pi_3$, получаем:

$$\Delta\Pi_{12} = -F\left(\frac{h}{2} - 0,284\right) - 11,1\delta.$$

Для задней тележки, беря уравнение моментов относительно точки, лежащей посредине между пятой и шестой осями, пишем:

$$3F(2h - h) + 1,5c\Delta\Pi_4 - U\left(\lambda + \frac{c}{2}\right) = 0.$$

Следовательно:

$$\Delta\Pi_4 = F(h - 0,63) - 57,2\delta.$$

Из условия, что:

$$\Delta\Pi_4 + 2\Delta\Pi_{56} - U = 0,$$

находим:

$$\Delta\Pi_{56} = F\left(0,764 - \frac{h}{2}\right) + 11,1\delta.$$

Полученные нами формулы позволяют определить изменение нагрузки осей как при наличии зазора в сочленении, так и в случае, когда $\delta = 0$.

Предположим, что $h = 0,825$. Тогда:

$$\Delta\Pi_{12} = -0,128F - 11,1\delta;$$

$$\Delta\Pi_3 = -0,643F + 57,2\delta;$$

$$\Delta\Pi_4 = 0,195F - 57,2\delta;$$

$$\Delta\Pi_{56} = 0,352F + 11,1\delta.$$

Мы видим, что наиболее разгруженной является третья ось. Для нее, согласно формуле (131), $\xi = 0,643$ и $\sigma = 57,2\delta$. При этом

в соответствии с формулой (135) коэффициент использования сцепного веса электровоза при зазоре в междутележном сочленении будет:

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + 0,643\varphi_0} \left(1 + \frac{57,2\delta}{19\,000}\right).$$

При $\varphi_0 = 0,3$ и $\delta = 15$ мм имеем:

$$\varepsilon = 87,6\%.$$

При отсутствии зазора, согласно формуле (18):

$$\varepsilon = \frac{100}{1 + 0,643\varphi_0},$$

что для $\varphi_0 = 0,3$ дает:

$$\varepsilon = 83,8\%.$$

Наименьшей силой тяги, для которой будут справедливы наши формулы, будет сила тяги, соответствующая силе U , равной нулю. Полагая равным нулю выражение (136), получаем:

$$F = \frac{35\delta}{0,898}.$$

При $\delta = 15$ мм:

$$F = 580 \text{ кг на ось}.$$

Тот же результат мы получим по формуле (130).

Найдем те значения h и δ , при которых рассматриваемый электровоз будет иметь наилучшее использование сцепного веса. Очевидно, оно будет достигнуто, если:

$$\Delta\Pi_{12} = \Delta\Pi_3 = \Delta\Pi_4.$$

Приравняв выражения для $\Delta\Pi_{12}$ и $\Delta\Pi_3$, получаем:

$$-F\left(\frac{h}{2} - 0,284\right) - 11,1\delta = F(h - 1,466) + 57,2\delta,$$

откуда:

$$h = 1,166 - 45,5 \frac{\delta}{F}.$$

Приравняв выражения для $\Delta\Pi_3$ и $\Delta\Pi_4$, имеем:

$$F(h - 1,466) + 57,2\delta = F(h - 0,63) - 57,2\delta.$$

Следовательно:

$$\delta = 0,0073F.$$

Подставляя значение δ в выражение для h , находим:

$$h = 0,834 \text{ мм}.$$

Таким образом, величина δ зависит от той силы тяги, при которой мы хотим иметь наилучшее ε .

Пример II.

Требуется определить коэффициент использования сцепного веса для симметричного электровоза, одна из тележек которого изображена на фиг. 37. Основные размеры электровоза даны на эскизе.

Жесткость листовых рессор сцепных осей	280 кг/мм
винтовых	115 "
листовых бегунка	210 "
винтовых	75 "

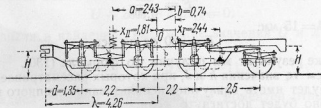
Кузов имеет две точки опоры на каждой тележке. Расстояние между этими точками опоры равно $a = 2,430$ м. Жесткость каждой из гибких опор кузова равна $ж_к = 138$ кг/мм.

$$\text{Величина } \beta = \frac{R}{L} = 0,53.$$

Междутележное сочленение расположено на высоте

$$h = H = 1010 \text{ мм.}$$

Рама тележки электровоза подвешена в четырех точках, т. е. с каждой стороны тележки мы имеем две группы сопряженных рессор. Соотношение плеч балансира, расположенного между бегунком и сцепной осью, равно 0,82. Балансир диагонального типа одним из своих концов опирается на раму бегунка.



Фиг. 37.

Найдем эквивалентную жесткость каждой группы сопряженных рессор

Для группы сопряженных рессор двух сцепных осей эквивалентная жесткость может быть найдена по формуле (42). В нашем случае $n_1 = 0$, а $n_{II} = 2$, следовательно:

$$ж_с'' = \frac{8ж_сж_к}{ж_с + 4ж_к} = \frac{8 \cdot 280 \cdot 115}{280 + 4 \cdot 115} = 348 \text{ кг/мм} \approx 350 \text{ кг/мм.}$$

Таким образом, эквивалентная жесткость всех рессор двух сцепных осей, имеющих сопряженные рессоры, будет равна:

$$ж_{сII} = 2 \cdot 350 = 700 \text{ кг/мм.}$$

Эквивалентные точки подвески будут совпадать с точкой вращения продольного балансира.

Эквивалентная жесткость группы сопряженных рессор первой сцепной оси и бегунка определится по формуле (38).

Так как балансир, установленный между первой сцепной осью и бегунком одним из своих концов опирается на раму бегунка, то соотношение между нагрузками рессор бегунка и сцепной оси, передаваемыми через главную раму тележки, будет:

$$\alpha = \frac{S_6}{S} = \frac{1}{2 \cdot 0,82} = 0,61,$$

где 0,82 — соотношение плеч диагонального балансира,

Первая сцепная ось имеет несимметричное рессорное подвешивание; в виду этого согласно формуле (41) жесткость рессор каждой из сторон оси будет равна:

$$ж_с = \frac{4ж_сж_к}{ж_с + 4ж_к} = \frac{4 \cdot 280 \cdot 115}{280 + 4 \cdot 115} = 174 \text{ кг/мм.}$$

Бегунок имеет симметричное рессорное подвешивание, следовательно, жесткость рессор каждой стороны бегунка будет:

$$ж_б = \frac{2ж_сж_к}{ж_с + 2ж_к} = \frac{2 \cdot 210 \cdot 75}{210 + 2 \cdot 75} = 87 \text{ кг/мм.}$$

По формуле (38) эквивалентная жесткость группы сопряженных рессор первой сцепной оси и бегунка будет:

$$ж_с' = \frac{(1 + \alpha)^2}{\frac{1}{ж_с} + \frac{\alpha^2}{ж_б}} = \frac{(1 + 0,61)^2}{\frac{1}{174} + \frac{0,61^2}{87}} = 259 \approx 260 \text{ кг/мм.}$$

Эквивалентная жесткость всех рессор первой сцепной оси и бегунка будет:

$$ж_{сI} = 2 \cdot 260 = 520 \text{ кг/мм.}$$

Эквивалентная точка подвески наддресорного строения над первой осью и бегунком может быть определена по формуле (37). Она будет отстоять от первой оси на расстоянии:

$$x_A = \frac{\alpha x_б}{1 + \alpha} = \frac{0,61 \cdot 2,5}{1 + 0,61} = 0,95 \text{ м,}$$

а от центра междутележного сочленения на расстоянии $0,95 + 5,75 = 6,7$ м.

Таким образом, эквивалентная база рессорного подвешивания тележки равна:

$$C = 0,95 + 3,3 = 4,25 \text{ м.}$$

Будем называть в дальнейшем те эквивалентные точки опоры, которые расположены между бегунком и первой сцепной осью, первыми точками опоры, а точки опоры, совпадающие с серединой балансира между второй и третьей сцепной осью, — вторыми точками опоры.

Найдем теперь местоположение центра упругости рессорного подвешивания. Согласно формуле (25) мы можем сказать, что он будет отстоять от первой эквивалентной точки опоры на расстоянии:

$$x_I = \frac{\sum \gamma_{икх}}{\sum ж_{ик}} = \frac{C_{сII}}{ж_{сI} + ж_{сII}} = \frac{700 \cdot 4,25}{520 + 700} = 2,44 \text{ м.}$$

Расстояние центра упругости от второй эквивалентной точки подвески, очевидно, будет:

$$x_{II} = 4,25 - 2,44 = 1,81 \text{ м,}$$

а расстояние его от сочленения

$$\lambda = 1,81 + 1,1 + 1,35 = 4,26 \text{ м.}$$

Определим силу U . Для этого найдем предварительно главные члены, входящие в формулу (124):

$$nFH = 3 \cdot 1,01F = 3,03F;$$

$$\Sigma T = 3T = 3 \cdot \beta F = 3 \cdot 0,53 \cdot F = 1,59F;$$

$$\Sigma Tx = -3T(1,81 - 1,1) = -1,129F;$$

$$\frac{\kappa_{\kappa} a^2 \delta}{(\lambda + b)^2} = \frac{138 \cdot 2,43^2 \delta}{(4,26 + 0,74)^2} = 32,59 \delta.$$

$$\frac{\kappa_{\kappa} a^2 \delta \lambda}{(\lambda + b)^2} = 32,59 \cdot 4,26 \delta = 138,83 \delta.$$

$$\Sigma \kappa = \kappa_I + \kappa_{II} = 520 + 700 = 1\,220 \text{ кг/мм};$$

$$\Sigma \kappa x^2 = \kappa_I x_I^2 + \kappa_{II} x_{II}^2 = 520 \cdot 2,44^2 + 700 \cdot 1,81^2 = 5389,14;$$

$$\lambda^2 \Sigma \kappa = 4,26^2 \cdot 1\,220 = 22140,07;$$

$$\lambda \Sigma \kappa = 4,26 \cdot 1\,220 = 5197,2.$$

Подставляя найденные величины в формулу (124), получим:

$$U = 0,0474F - 152\delta. \quad (137)$$

По формуле (113) находим:

$$Z = 2\kappa \delta \frac{a}{\lambda + b} = 2 \cdot 138 \cdot \frac{2,43\delta}{4,26 + 0,74} = 134,13\delta;$$

$$Z_1 = Z \frac{a}{2(\lambda + b)} = \frac{\kappa_{\kappa} a^2 \delta}{(\lambda + b)^2} = 32,59\delta.$$

По формуле (117) находим y_1 :

$$y_1 = -\frac{1,59F + 0,0474F - 152\delta + 32,59\delta}{1\,220} = -0,001342F + 0,0979\delta.$$

Найдем теперь углы поворота рамы электровоза. Так как $H = h$, то $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$, а следовательно, по формуле (119):

$$\varphi = \frac{3,03F - 1,129F - (0,0474F - 152\delta) 4,26}{5389,14} - \frac{138 \cdot \frac{2,43^2 \cdot \delta}{4,26 + 0,74} + 32,59 \cdot 0,74 \cdot \delta}{5389,14}$$

$$\varphi = -0,0003152F - 0,0944 \delta^1.$$

Зная y_1 и φ , находим изменение реакций рессор при работе двигателей.

Дополнительная реакция совокупности рессор бегунка и первой сцепной оси, вызванная работой двигателей, согласно формуле (60) будет равна:

$$\Delta S_1 = \kappa_I (y_1 + \varphi x_I),$$

т. е.

$$\Delta S_1 = 520 [-0,001342F + 0,0979\delta - 2,44 \cdot (0,0003152F + 0,0944\delta)],$$

или:

$$\Delta S_1 = -1,0977F - 68,87\delta.$$

Изменение реакции рессоры первой сцепной оси в соответствии с формулой (36) будет:

$$\Delta S_1 = \frac{\Delta S_1}{1 + a} = -0,6818F - 42,77\delta.$$

Для бегунка получим:

$$\Delta S_6 = a \Delta S_1 = 0,61 \Delta S_1 = -0,4159F - 26,09\delta.$$

Рессоры второй и третьей сцепных осей дадут суммарное изменение реакции, равное:

$$\Delta S_{II} = \kappa_{II} (y_I - \varphi x_{II}) = 700 \cdot [-0,001342F + 0,0979\delta + 1,81 \cdot (0,0003152F + 0,0944\delta)],$$

т. е.

$$\Delta S_{II} = -0,540F + 188,13\delta.$$

На долю каждой сцепной оси приходится $\Delta S_{23} = -0,270F + 94,07\delta$. Зная реакции рессор и силу T , по формуле (53) находим изменение нагрузки сцепных осей. Так как сила $T = 0,53F$, действующая на ось передней тележки, имеет знак минус, то для всех сцепных осей передней тележки будем иметь:

$$\Delta \Pi = \Delta S + 0,53F.$$

Таким образом:

$$\Delta \Pi_1 = \Delta S_1 + 0,53F = -0,1518F - 42,77\delta;$$

$$\Delta \Pi_{23} = \Delta S_{23} + 0,53F = 0,26F + 94,07\delta.$$

Бегунок будет иметь изменение нагрузки, равное

$$\Delta \Pi_6 = \Delta S_6 = -0,4159F - 26,09\delta.$$

Для задней тележки:

$$\Delta \Pi_{45} = -\Delta \Pi_{23};$$

$$\Delta \Pi_6 = -\Delta \Pi_1$$

и

$$\Delta \Pi_6 = -\Delta \Pi_6.$$

Мы видим, что наибольшую разгрузку получают четвертая и пятая сцепные оси:

$$\Delta \Pi_{45} = -0,26F - 94,07\delta.$$

Сопоставляя полученное выражение с формулой (131), мы видим, что $\delta = -94,07\delta$, а $\zeta = 0,26$. Полагая, что электровоз имеет ста-

¹ Для получения φ в радианах найденное выражение нужно умножить на 10^{-3} .

тическое давление сцепной оси на рельс, равное 23 т, по формуле (135) находим коэффициент использования его сцепного веса для $\varphi_0 = 0,3$:

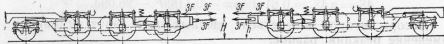
$$\epsilon = \frac{100}{1 + 0,26 \cdot 0,3} \cdot \left[1 - \frac{94,07\delta}{23000} \right] = 92,7 \cdot (1 - 0,0041\delta).$$

Мы видим, что зазор в сочленении снижает коэффициент ϵ . При

$$\delta = 15 \text{ мм } \epsilon = 87,1\%.$$

Мы определили разгрузку осей электровоза для случая, когда $h = H$. Если бы h отличалось от H , то подсчет мог бы быть проведен аналогичным образом по выведенным нами формулам.

Если разгрузка осей найдена для случая $h = H$, то подсчет той же разгрузки для $h \neq H$ может быть произведен также по методу, предложенному Lindner'ом.



Фиг. 38.

Рассмотрим переднюю тележку электровоза. Как мы видели, к междутележному сочленению такой тележки на высоте h приложена сила $3F$, направленная против движения. Приложим к раме тележки на высоте H две силы, равные $3F$ и противоположные друг другу (фиг. 38). Тогда тележка будет находиться под действием силы $3F$, приложенной на высоте H , и пары сил, создающей момент $3F(H-h)$. Отсюда следует, что при $h \neq H$ тележка будет подвергаться действию тех же сил, что и в случае $h = H$, но к этим силам добавится пара $3F(H-h)$. Если $H > h$, то названная пара повысит нагрузку комплекта всех рессор бегунка и первой сцепной оси на величину $\frac{3F(H-h)}{C} = 0,706(H-h)F$.

Рессоры второй и третьей сцепных осей получают суммарную разгрузку на ту же величину. В связи с этим изменение нагрузок осей передней тележки будет:

$$\Delta\Pi'_{61} = \Delta\Pi_{61} + \frac{3F(H-h)a}{(1+\alpha)C} = -0,4159F + 0,2675(H-h)F - 26,09\delta;$$

$$\Delta\Pi'_1 = \Delta\Pi_1 + \frac{3F(H-h)}{(1+\alpha)C} = -0,1518F + 0,4385(H-h)F - 42,77\delta;$$

$$\Delta\Pi'_{23} = \Delta\Pi_{23} - \frac{3F(H-h)}{2C} = 0,26F - 0,353(H-h)F + 94,07\delta.$$

Для задней тележки момент $3F(H-h)$ будет иметь обратный знак. В связи с этим при $H > h$ перегрузятся бегунок и шестая сцепная ось, а четвертая и пятая сцепные оси получают разгрузку.

Таким образом:

$$\Delta\Pi'_{45} = \Delta\Pi_{45} - \frac{3F(H-h)}{2C} = -0,26F - 0,353(H-h)F - 94,07\delta;$$

$$\Delta\Pi'_6 = \Delta\Pi_6 + \frac{3F(H-h)}{(1+\alpha)C} = 0,1518F + 0,4385(H-h)F + 42,77\delta;$$

$$\Delta\Pi'_{62} = \Delta\Pi_{62} + \frac{3F(H-h)\alpha}{(1+\alpha)C} = 0,4159F + 0,2675(H-h)F + 26,09\delta.$$

Мы видим, что в рассматриваемом электровозе снижение сочленения увеличивает разгрузку четвертой и пятой осей и ухудшает коэффициент использования сцепного веса.

Рассмотрение примера указывает нам тот путь, которым целесообразно идти при расчете использования сцепного веса. Сначала следует рассчитать разгрузку осей при $h = H$, а затем нужно внести поправку на перемещение сочленения в ту или другую сторону.

Случай гибкого междутележного сочленения

В случае электровоза с гибким междутележным сочленением для расчета разгрузки осей можно воспользоваться формулами (117), (118), (119), (120) и (122).

К этим формулам нужно добавить уравнение, дающее связь между относительным перемещением языка и челюсти и величиной силы U . Это уравнение можно написать следующим образом:

$$U = U_0 + \kappa_0 \delta, \quad (138)$$

где:

κ_0 — жесткость рессоры междутележного сочленения;

U_0 — сила начальной затяжки рессоры, если сочленение снабжено рессорами двухстороннего действия.

Из уравнения (138) получаем:

$$\delta = \frac{U - U_0}{\kappa_0}. \quad (139)$$

Величину U для гибкого сочленения мы, очевидно, получим, если подставим выражение (139) в уравнение (124) вместо δ . Тогда для определения U мы будем иметь следующее выражение:

$$U \left[\lambda^2 \sum \kappa + \left(1 + 0,5 \frac{\sum \kappa}{\kappa_0} \right) \sum \kappa x^2 + \frac{\kappa_{\kappa}}{\kappa_0} \cdot \frac{a^2}{(\lambda + b)^2} \left(\lambda^2 \sum \kappa + \sum \kappa x^2 \right) \right] = \\ = \left[nFH + \sum T x + \frac{\kappa_{\kappa}}{\kappa_0} \cdot \frac{a^2 \lambda}{(\lambda + b)^2} U_0 \right] \cdot \lambda \sum \kappa - \\ - \left[\sum T - \frac{\kappa_{\kappa}}{\kappa_0} \cdot \frac{a^2}{(\lambda + b)^2} U_0 - 0,5 \frac{\sum \kappa}{\kappa_0} U_0 \right] \sum \kappa x^2. \quad (140)$$

В частном случае, если затыжки пружин сочленения нет и $U_0 = 0$, то:

$$U = \frac{[nFH + \Sigma T x] \lambda \Sigma \varepsilon - \Sigma^2 \Sigma \varepsilon x^2}{\lambda^2 \Sigma \varepsilon + \left(1 + 0,5 \frac{\Sigma \varepsilon}{\varepsilon_{c0}}\right) \Sigma \varepsilon x^2 + \frac{\varepsilon_{c0}}{\varepsilon_{c0}} \cdot \frac{a^2}{(\lambda + b)^2} (\lambda^2 \Sigma \varepsilon + \Sigma \varepsilon x^2)} \quad (141)$$

Определив U , находим разгрузку осей электровоза обычным порядком.

В. РАЗГРУЗКА ОСЕЙ ПРИ ДВОЙНОЙ ТЯГЕ И ПОДТАЛКИВАНИИ

Если высота h междутележного шарнира не равна высоте сцепки H , то разгрузка осей электровоза при двойной тяге или подталкивании будет отличаться от разгрузки их при работе одиночной тягой.

Двойная тяга

При двойной тяге это отличие будет иметь место во втором электровозе. Рассмотрим наиболее общий случай, когда симметричный электровоз будет иметь две эквивалентных опоры кузова на каждой из тележек, сочленение между тележками будет жестким, с вертикальным зазором. Очевидно, уравнения (117), (118) и (122) в этом случае останутся без изменения. Уравнения для φ_1 и φ_2 изменятся благодаря тому, что вращающие моменты, создаваемые силами, действующими на сцепке и сочленении, будут другими.

На переднюю тележку второго электровоза вместо момента nFH будет действовать момент $3nFH - 2nFH = nF(3h - 2H)$.

На заднюю тележку того же электровоза вместо момента $nF(2H - h)$ мы будем иметь

$$4nFH - 3nFH = nF(4H - 3h).$$

Таким образом, вместо уравнений (119) и (120) мы получим:

$$\varphi_1 = - \frac{nF(3h - 2H) + \Sigma T x - U\lambda + \varepsilon_{c0} a^2 \left(\varphi_1 - \varphi_2 - \frac{\delta}{\lambda + b} \right) + Z \frac{ab}{2(\lambda + b)}}{\Sigma \varepsilon x^2}; \quad (142)$$

$$\varphi_2 = - \frac{nF(4H - 3h) + \Sigma T x - U\lambda - \varepsilon_{c0} a^2 \left(\varphi_1 - \varphi_2 - \frac{\delta}{\lambda + b} \right) - Z \frac{a(2\lambda + b)}{2(\lambda + b)}}{\Sigma \varepsilon x^2}. \quad (143)$$

Решая уравнения (117), (118), (122), (142) и (143), мы находим U . Легко видеть, что U будет то же, что и в одиночной тяге. Имея U , находим y_1 , y_2 , φ_1 и φ_2 и далее определяем величины ΔP для отдельных осей аналогично тому, как мы делали это ранее.

В электровозах с несимметричным подвешиванием, в которых одна из тележек имеет сквозное сопряжение рессор (например, электровоз С-10), задача разрешается путем рассмотрения внеш-

них сил, действующих на тележки. Ход решения будет тот же, что и в одиночной тяге (см. стр. 36), нужно лишь учесть различие вращающих моментов, создаваемых силами, приложенными к крюку и сочленению. Сила U будет зависеть от местоположения электровоза в поезде.

Подталкивание

При подталкивании отличие в величинах ΔP по сравнению с одиночной тягой, очевидно, будет иметь место только в толкаче. Для передней тележки толкача вместо момента nFH мы будем иметь $2nFH - nFH = nF(2H - h)$. Для задней тележки вместо момента $nF(2H - h)$ получим nFH . Таким образом, вместо уравнений (119) и (120) для симметричного электровоза в общем случае будут иметь место уравнения:

$$\varphi_1 = - \frac{nF(2H - h) + \Sigma T x - U\lambda + \varepsilon_{c0} a^2 \left(\varphi_1 - \varphi_2 - \frac{\delta}{\lambda + b} \right) + Z \frac{ab}{2(\lambda + b)}}{\Sigma \varepsilon x^2}; \quad (144)$$

$$\varphi_2 = - \frac{nFH + \Sigma T x - U\lambda - \varepsilon_{c0} a^2 \left(\varphi_1 - \varphi_2 - \frac{\delta}{\lambda + b} \right) - Z \frac{a(2\lambda + b)}{2(\lambda + b)}}{\Sigma \varepsilon x^2}. \quad (145)$$

Величины U , y_1 , φ_1 и φ_2 могут быть определены по уравнениям (117), (118), (122), (144) и (145). Ход решения указывает, что сила U будет та же, что и при одиночной тяге в голове поезда. Для электровозов, в которых одна из тележек имеет сквозное сопряжение рессор (подвеска в двух точках), изменение нагрузок осей определяется путем рассмотрения внешних сил так же, как и при одиночной тяге. Сила U в толкаче будет отличаться от силы U , найденной для электровоза, идущего в голове поезда.

VII. ВЫБОР ЦЕЛЕСООБРАЗНОГО СОПРЯЖЕНИЯ РЕССОР И РАСПОЛОЖЕНИЯ ТЯГОВЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Изменение нагрузки осей электровоза при работе двигателей, как мы видели, происходит благодаря тому, что на электровоз действует пара сил, имеющая момент nFH .

При разгрузке осей должно быть соблюдено равенство:

$$nFH + \sum \Delta Px = 0, \quad (146)$$

где x — расстояние отдельных сцепных осей от любой точки.

Величины x и ΔP берутся со знаками, соответствующими указанному нами выше правилу.

Установим, каким образом может быть получена наименьшая разгрузка осей.

A. ЭЛЕКТРОВОЗЫ С ОДИНОЧНОЙ РАМОЙ БЕЗ ПОДДЕРЖИВАЮЩИХ ОСЕЙ

Рассмотрим сначала случай электровоза без бегунков.

Вполне очевидно, что наиболее выгодные условия будут получены, если ΔP для всех осей, подверженных разгрузке, будут равны и число разгруженных осей будет наибольшим. Если же электровоз должен быть одинаково использован в обоих направлениях движения, то ΔP для нагруженных осей по абсолютной величине должно быть равно ΔP для разгруженных, при чем число тех и других осей должно быть одинаково. Тогда, применяя формулу (146) для определения разгрузки передних осей, получим:

$$nFH + \Delta P \sum x - \Delta P \sum x = 0, \quad (147)$$

где $\sum x$ есть $\sum x$, взятая для передних осей, а $\sum x$ — та же сумма для задних.

Из формулы (147) получаем:

$$\Delta P = \frac{-nFH}{\sum x - \sum x}. \quad (148)$$

Если электровоз симметричен, то за начало координат следует принять середину электровоза. Тогда $\sum x = -\sum x$, и формула (148) упрощается следующим образом:

$$\Delta P = -\frac{nFH}{2 \sum x}. \quad (149)$$

Установим теперь, каким образом указанное выше наилучшее использование сцепного веса может быть получено.

Электровозы с четным числом осей

Если электровоз имеет четное число осей, то при одинаковом использовании его сцепного веса для движения в обоих направлениях число разгруженных осей должно быть равно половине общего числа осей электровоза. Равенство разгрузок осей может быть достигнуто двумя способами.

По формуле (53) мы знаем, что при трамвайном движущем механизме:

$$\Delta P = \Delta S - T. \quad (53)$$

Очевидно, что равенство разгрузок осей будет получено, если ΔS и T для соответствующих осей будут одинаковы по величине и знаку. Равенства ΔS мы достигнем, если половину осей свяжем равноплечими балансирами. Одинаковое направление сил T будет достигнуто, если тяговые двигатели тех же осей будут иметь одинаковую установку, т. е. будут обращены в одну и ту же сторону. Для разгрузки осей не будет играть роли, в какую сторону установлены тяговые двигатели, — к концам электровоза или к его середине: положение двигателя будет влиять при этом только на нагрузку рессор. Нагрузка рессор будет минимальной, если двигатели обеих половин электровоза будут обращены к его середине. Легко видеть, что момент nFH и моменты сил T в этом случае будут иметь разные знаки. При четырехосной машине целесообразная схема сопряжения рессор и подвески двигателя дана на фиг. 11.

Второй способ получения равенства разгрузок осей применим в редких случаях и имеет скорее теоретический, чем практический интерес. Очевидно, равенство ΔP для ряда осей мы получим, если ΔS в формуле (53) будет равно нулю, а силы T для тех же осей будут одинаковы по знаку.

Мы знаем, что рама электровоза находится под действием момента nFH и ряда сил T . Поэтому для получения $\Delta S = 0$ для группы осей нужно так разместить двигатели, чтобы $\sum T = 0$, а сумма моментов сил T была бы равна и прямо противоположна по знаку моменту nFH .

Рассматривая силы, действующие на раму электровоза, мы видим, что при размещении двигателей согласно схеме фиг. 11 рама находится под действием двух противоположных пар: пары $4FH$ и пары $2TC$. Если моменты этих пар равны, нагрузка рессор

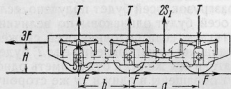
при работе двигателей не будет изменяться. В этом случае $\sum T_x + pFH = 0$, а следовательно, величина ΔS по формуле (48) равна нулю. Следовательно, разгрузка осей будет определяться силой T , действующей на каждую из осей. Поэтому оси, имеющие одинаковую установку двигателей, будут иметь одинаковую разгрузку.

В случае движущего механизма нетрамвайного типа наилучшее использование сцепного веса согласно формуле (149) возможно только при соединении рессор половины осей равноплечими балансирами.

Из предыдущего мы видим, что для наилучшего использования сцепного веса электровоза с одиночной рамой целесообразно остановиться на рессорной подвеске в четырех или трех эквивалентных точках.

Электровозы с нечетным числом осей

Предположим, что электровоз имеет нечетное число сцепных осей, равное $n = 2m + 1$. Если мы хотим иметь одинаковое использование электровоза в обоих направлениях движения, то очевидно,



Фиг. 39.

первого класса: необходимо дать средней оси независимое рессорное подвешивание, а рессоры n крайних осей нужно связать равноплечими балансирами. Таким образом, мы получаем подвеску в шести точках.

При трамвайном движущем механизме можно избежать изменения нагрузки средней оси только в частном случае и при несимметричном электровозе.

Согласно формуле (53) ось не будет изменять своей нагрузки, если изменение реакции рессоры ΔS будет равно силе T . Пример электровоза, в котором при надлежащем выборе параметров эти условия могут быть соблюдены, дан на фиг. 39.

Определим реакции рессор электровоза. Для этого рассмотрим условия равновесия рамы. Силы, действующие на раму, даны на фиг. 39. Берем уравнение моментов сил относительно задней оси (фиг. 39):

$$2\Delta S_{12}\left(b + \frac{a}{2}\right) + 3FH - Ta = 0;$$

$$\Delta S_{12} = \frac{Ta - 3FH}{2b + a}.$$

Давление рессор каждой из первых двух осей на ось будет равно:

$$-\Delta S_{12} = \frac{3FH - Ta}{2b + a}.$$

Для того, чтобы средняя ось не меняла своей нагрузки, нужно, чтобы:

$$\frac{3FH - Ta}{2b + a} - T = 0;$$

$$2T(a + b) = 3FH.$$

Так как

$$T = \beta F,$$

то:

$$2\beta(a + b) = 3H. \quad (150)$$

Если электровоз предназначен для участка, где грузопоток одного направления доминирует, может оказаться целесообразным дать средней оси разгрузку, равную разгрузке крайних осей. Тогда рессоры средней оси должны быть связаны балансирами с рессорами одной из групп крайних осей. При этом при наилучшем использовании сцепного веса уравнение (147) должно получить следующий вид:

$$pFH + \Delta\pi_I \sum_I x + \Delta\pi_{II} \sum_{II} x = 0. \quad (151)$$

При трамвайном движущем механизме, как говорилось выше, в каждой группе осей, имеющих сопряженные рессоры, двигатели лучше расположить с внутренней стороны оси.

Б. ЭЛЕКТРОВОЗЫ С ОДИНОЧНОЙ РАМОЙ И ПОДДЕРЖИВАЮЩИМИ ОСЯМИ

Если электровоз имеет одну бегунковую ось, то наиболее выгодные условия его использования мы будем иметь, если все сцепные его оси всегда будут иметь одну и ту же нагрузку. Тогда при движении сцепными осями вперед разгрузка осей будет наименьшей возможной. При движении бегунком вперед сцепные оси будут получать перегрузку, т. е. сцепной вес электровоза будет более статического, а использование сцепного веса электровоза превзойдет 100%. Указанные условия будут достигнуты, если рессоры всех сцепных осей будут сопряжены равноплечими продольными балансирами, а бегунок будет иметь независимое рессорное подвешивание. При трамвайном движущем механизме кроме того необходимо, чтобы все двигатели сцепных осей были установлены в одну и ту же сторону¹. Изменение нагрузки сцепных осей

¹ Другие способы получения наилучшего использования сцепного веса см. H. G. Lindner, Gewichtverteilung und Ausnutzung des Reibungsgewichtes bei elektrischen Lokomotiven mit Einzelachsentrrieb, 1930, стр. 13.

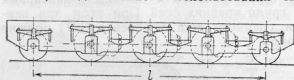
мы найдем по формуле (148), беря за начало координат ось бегунка:

$$\Delta\Pi = -\frac{nFH}{\sum x} = \frac{FH}{B}, \quad (152)$$

где: $\sum x$ взято относительно оси бегунка;
 B — база рессорного подвешивания.

Недостатком рассмотренной системы является то, что при реализации силы тяги и движения бегунком вперед бегунок получает большую разгрузку, равную nFH . Эта разгрузка может оказаться недопустимой по условиям безопасности движения, особенно в кривых. Если электровоз имеет поддерживающие оси с обеих сторон, он может иметь полное использование сцепного веса, так как вращающий момент nFH , действующий на крюке электровоза, можно уравновесить только реакцией бегунка без изменения нагрузок сцепных осей.

Если электровоз снабжен движущим механизмом первого класса, то для полного использования сцепного веса в обоих



Фиг. 40.

направленных движения электровоз должен быть симметричным. Рессоры всех сцепных его осей должны быть сопряжены равноплечими продольными

балансирами, не связанными с рессорами поддерживающих осей. Такой электровоз был рассмотрен нами на стр. 31.

Если электровоз снабжен движущим механизмом второго класса, то согласно формуле (53) те же условия будут достигнуты, если для сцепных осей ΔS будет равно T . Примеры электровозов, в которых наилучшее использование сцепного веса может быть осуществлено, даны на фиг. 13 и 40. Мы видим, что оно достигается сопряжением рессор бегунка с рессорами сцепных осей с соответственным выбором параметров машины.

Рассмотрим разрешение задачи на примере электровоза, данного на фиг. 40.

Если мы хотим, чтобы сцепные оси электровоза не испытывали изменения нагрузки, бегунок электровоза должен получить разгрузку, равную $\frac{nFH}{l} = \Delta\Pi_0$. Эта разгрузка, очевидно, будет

равна разгрузке рессор бегунка, т. е. $\Delta S_0 = \Delta\Pi_0 = \frac{nFH}{l}$.

Если отношение плеч балансира между сцепной осью и бегунком равно α , то разгрузка рессор сцепных осей будет:

$$\Delta S = \frac{nFH}{\alpha l}. \quad (153)$$

Для того, чтобы сцепная ось не изменяла своей нагрузки, нужно, чтобы сила T , действующая на ось, была направлена вниз и была равна ΔS . Отсюда следует, что двигатель сцепной оси, сбалансированной с бегунком, должен быть установлен со стороны бегунка и:

$$\frac{nFH}{\alpha l} = T. \quad (154)$$

Так как $T = \beta F$, то для полного использования сцепного веса электровоза необходимо, чтобы было соблюдено условие:

$$\frac{nH}{\alpha l} = \beta. \quad (155)$$

Как мы видим из формулы (57), те же условия должны быть соблюдены и в случае электровоза, показанного на фиг. 13.

Легко видеть, что в электровозах рассматриваемого типа совершенно неважно, какое число осей будет объединено в группу, имеющую сопряженные рессоры. Важно только, чтобы сбалансированные оси имели одностороннюю установку двигателей. Сцепные оси можно разделить на две группы (фиг. 13) или включить в одну группу, как это сделано в электровозе, показанном на фиг. 40. Оба решения дадут один и тот же результат в отношении использования сцепного веса.

В. ЭЛЕКТРОВОЗЫ С ДВУМЯ ТЯГОВЫМИ ТЕЛЕЖКАМИ БЕЗ ПОДДЕРЖИВАЮЩИХ ОСЕЙ

Поставим себе задачей найти такое расположение тяговых электродвигателей и такую схему сопряжения рессор, при которых электровоз будет иметь наилучшее использование сцепного веса при движении в обоих направлениях. При разрешении этой задачи в практике можно столкнуться с двумя основными вариантами.

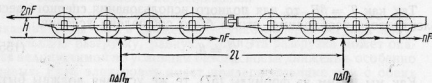
Первый вариант заключается в том, что при реализации силы тяги оси одной тележки получают разгрузку, а оси второй — перегрузку. Если статические нагрузки всех осей равны, то изменение нагрузки $\Delta\Pi$ для всех осей одной и той же тележки при работе двигателей должны быть одинаковы. Таким образом, в данном варианте при движении в том и другом направлении половина всех осей электровоза будет разгружена и половина перегружена.

Второй вариант сводится к тому, чтобы при пробеге как в том, так и в другом направлении разгрузку получали более половины всех осей. При одинаковых статических нагрузках величины $\Delta\Pi$ для всех разгруженных осей должны быть равны.

Второй вариант, очевидно, более выгоден в отношении использования сцепного веса, но, как мы увидим далее, он приводит к подвеске электровоза в большем числе точек. С этой точки зрения он не всегда может быть признан целесообразным, если

учесть, что разница в степени использования сцепного веса по сравнению с первым вариантом может быть не очень большой. В виду этого мы рассматриваем как тот, так и другой вариант, при чем останавливаемся сначала на первом.

Если изменения нагрузки $\Delta\Pi$ всех осей одной и той же тележки при работе двигателей должны быть одинаковы, то силы $\Delta\Pi$, действующие на каждую из тележек, мы можем заменить равно-



Фиг. 41.

действующей $n\Delta\Pi$, где n — число осей одной тележки (Фиг. 41). Рассматривая внешние силы, действующие на весь электровоз в целом, мы можем написать, что:

$$2nFH + n\Delta\Pi \cdot 2l = 0,$$

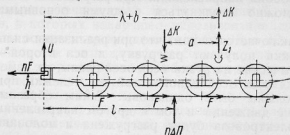
следовательно, для передних осей:

$$\Delta\Pi_1 = -\frac{FH}{l}. \quad (156)$$

Установим, каким образом, эти условия могут быть достигнуты. Обратимся сначала к рассмотрению симметричных электровозов.

1. СИММЕТРИЧНЫЕ ЭЛЕКТРОВОЗЫ С ЖЕСТКИМ МЕЖДУТЕЛЕЖНЫМ СОЧЛЕНЕНИЕМ

Для того, чтобы вывести общие формулы, рассмотрим электровоз, имеющий две точки опоры кузова на каждой из тележек. Предположим также, что жесткое сочленение имеет зазор δ .



Фиг. 42.

Проанализируем условия равновесия передней тележки (Фиг. 42). При наилучшем использовании сцепного веса эта тележка должна находиться под действием пары сил nFH , силы U , силы $n\Delta\Pi$, пары ΔKa (см. стр. 44 и 48) и силы Z_1 (см. стр. 52).

Для равновесия необходимо, чтобы:

$$U + Z_1 + n\Delta\Pi = 0 \quad (157)$$

и

$$nFh + n\Delta\Pi l + \Delta Ka + Z_1(\lambda + b) = 0. \quad (158)$$

Подставляя вместо $\Delta\Pi$ его значение из уравнения (156), а вместо Z_1 выражение (115), получаем:

$$U + Z \frac{a}{2(\lambda + b)} = \frac{nFH}{l}; \quad (159)$$

$$\left(\Delta K + \frac{Z}{2}\right)a = nF(H - h). \quad (160)$$

Таким образом, для наилучшего использования сцепного веса электровоза должны быть соблюдены условия, выражаемые уравнениями (159) и (160). Кроме того с помощью надлежащей установки двигателей и сопряжения рессор должно быть обеспечено равенство нагрузок всех сцепных осей одной и той же тележки.

Подставим в выражение (159) вместо U его значение по формуле (123). Получим:

$$\frac{\left[nFH + \Sigma Tx - Z \frac{a\lambda}{2(\lambda + b)}\right] \lambda \Sigma \varepsilon c - \left[\Sigma T + Z \frac{a}{2(\lambda + b)} + 0,5 \delta \Sigma \varepsilon c\right] \Sigma \varepsilon c^2}{\Sigma \varepsilon c^2 + \lambda^2 \Sigma \varepsilon c} = \frac{nFH}{l} - Z \frac{a}{2(\lambda + b)},$$

откуда:

$$\left[\Sigma Tx + nFH \left(1 - \frac{\lambda}{l}\right)\right] \lambda \Sigma \varepsilon c = \left[nF \frac{H}{l} + \Sigma T + 0,5 \delta \Sigma \varepsilon c\right] \Sigma \varepsilon c^2. \quad (161)$$

Таким образом, выражение (159) по существу приводит к выражению (161).

Установим, какими способами найденные нами условия могут быть соблюдены. Очевидно, удовлетворить найденным условиям можно путем надлежащего размещения тяговых двигателей и путем выбора целесообразного сопряжения рессор. Укажем ряд возможных решений.

Случай $h \neq H$

Предположим, что высота сочленения не равна высоте сцепки, т. е. $H - h \neq 0$. Так как величина $\Delta K + \frac{Z}{2}$ при этих условиях не равна нулю, то на основании условия (160) мы можем сказать, что для наилучшего использования сцепного веса величина a не должна быть равна нулю, т. е. электровоз должен иметь две эквивалентных опоры кузова на каждой из тележек.

¹ Если для U воспользоваться формулой (123-б), то вместо условия (161) мы будем иметь:

$$\frac{nFH}{l} + (\lambda \varphi_0 + 0,5 \delta) \Sigma \varepsilon c + \Sigma T = 0. \quad (161-а)$$

По уравнениям (113) и (114) мы можем написать, что:

$$AKa + \frac{Z}{2} a = \kappa_c a^2 (\varphi_1 - \varphi_2). \quad (162)$$

Следовательно, условие (160) может быть написано следующим образом:

$$\kappa_c a^2 (\varphi_1 - \varphi_2) = nF(H - h).$$

Пользуясь уравнением (128') или (110), мы приходим к выводу, что:

$$\begin{aligned} 2\kappa_c a^2 (\varphi_1 - \varphi_2) &= (\varphi_1 - \varphi_2) (\sum \kappa x^2 + 2\kappa_c a^2), \\ \sum \kappa x^2 &= 0. \end{aligned} \quad (163)$$

Таким образом, при $h \neq H$ условие (160) приводит нас к условию (163). Для соблюдения его все рессоры каждой тележки должны иметь сквозное сопряжение продольными балансирами. Обратимся теперь к условию (161).

Полагая $\sum \kappa x^2 = 0$, получим:

$$\left[\sum T x + nFH \left(1 - \frac{\lambda}{l} \right) \right] \lambda \sum \kappa = 0,$$

или

$$\sum T x + nFH \left(1 - \frac{\lambda}{l} \right) = 0. \quad (164)$$

Если соединить все рессоры равноплечими балансирами, то $\lambda = l$, следовательно:

$$\sum T x = 0. \quad (165)$$

Это условие будет соблюдено, если все двигатели тележки будут иметь одностороннюю установку относительно осей (все в сторону сочленения или все в сторону буферного бруса). Тогда все силы T тележки будут иметь один и тот же знак, следовательно:

$\sum T x = T \sum x$, т. е. вместо формулы (165) мы получим:

$$\sum x = 0. \quad (166)$$

При сопряжении всех рессор балансирами условие (166) выполняется.

Таким образом, мы получаем решение, принятое в электровозе СЧ. Очевидно, оно пригодно для любого числа осей.

Подводя итоги, мы можем сказать, что для наилучшего использования сцепного веса симметричного электровоза при $h \neq H$ необходимо:

а) иметь две эквивалентных опоры кузова на каждой тележке;

б) все рессоры каждой тележки должны быть сопряжены продольными балансирами;

в) двигатели всех осей должны иметь одностороннюю установку;

г) величина зазора δ в сочленении не влияет на коэффициент использования сцепного веса, в частности δ может быть равна нулю.

Очевидно, это решение пригодно и для случая, когда электровоз снабжен движущим механизмом первого класса.

Случай $h = H$

В случае, если $h = H$, задача может иметь несколько решений. При $h = H$ условие (160) напишется следующим образом:

$$\left(AK + \frac{Z}{2} \right) a = 0. \quad (167)$$

Легко видеть, что для $h = H$ условие это будет всегда соблюдено. При двух опорах кузова на каждой из тележек при $h = H$ на основании формулы (128') или (110) $\varphi_1 = \varphi_2$, следовательно, согласно формуле (162) $\left(AK + \frac{Z}{2} \right) a = 0$. При одной опоре кузова на каждой тележке условие (167) также соблюдается, так как тогда $a = 0$.

Обратимся к условию (161). Оно может быть соблюдено, если мы остановимся на том же решении, как и в случае $h = H$. Кроме того может быть дано и нижеследующее решение.

Примем одностороннюю установку двигателей в каждой тележке и равную жесткость всех рессор. Тогда $\lambda = l$ и $\sum T x = T \sum x = 0$, по свойству центра упругости. При этом уравнение (161) получает следующий вид:

$$nF \frac{H}{\lambda} + \sum T + 0,5 \delta \sum \kappa = 0. \quad (168)$$

Для наилучшего использования сцепного веса необходимо, чтобы:

$$\delta = - \frac{\sum T + \frac{Hn}{\lambda} F}{0,5 \sum \kappa}. \quad (169)$$

Для соблюдения этого условия все двигатели тележки нужно установить в сторону κ сочленения. Тогда:

$$\sum T = -nT = -n\beta F,$$

следовательно:

$$\delta = \frac{\left(\beta - \frac{H}{\lambda} \right) nF}{0,5 \sum \kappa}. \quad (170)$$

Если бы мы хотели иметь равную разгрузку половины осей при $F = 3800$ кг в электровозе, рассмотренном нами на стр. 57,

то сочленение его пришлось бы поднять до высоты H , а величину зазора δ принять равной:

$$\delta = \frac{(0,53 - \frac{1,05}{3,9}) \cdot 3 \cdot 3800}{0,5 \cdot 600} = 10 \text{ мм.}$$

Формулируя наши заключения, мы можем сказать, что для наилучшего использования сцепного веса электровоза при $h = H$ необходимо:

а) принять одинаковую жесткость всех рессор электровоза;
б) применить установку всех двигателей в сторону междутележного сочленения;

в) величину зазора δ принять соответственно формуле (170);

г) число опор кузова на тележке и схема сочленения рессор при этом не отражаются на коэффициенте использования сцепного веса при данном F ;

д) все перечисленные мероприятия дают наилучшее использование сцепного веса только при данном F ;

е) для электровозов с движущим механизмом первого класса излагаемый метод непригоден [см. формулу (170)].

Кроме совокупности перечисленных мероприятий для получения наилучшего использования сцепного веса при разгрузке половины осей может быть применен способ, указанный нами для случая $h \neq H$. Этот способ применим и для движущих механизмов первого класса.

2. ЭЛЕКТРОВОЗЫ С НЕСИММЕТРИЧНЫМ РЕССОРНЫМ ПОДВЕШИВАНИЕМ

Рассмотрим электровоз, симметричный в отношении расстояния между осями и в отношении расположения двигателей, но с несимметричным сопряжением рессор. Пусть одна из тележек (назовем ее первой) имеет сквозное сопряжение всех рессор равноплечими балансирами. Тележка эта, таким образом, имеет подвеску в двух точках, а потому зазор в сочленении, если он и имеется, не будет иметь влияния на разгрузку осей, ибо при реализации силы тяги язык и челюсть сочленения всегда будут касаться друг друга. Остановимся на общем случае, когда кузов электровоза имеет по две точки опоры на каждой из тележек.

Рассматривая обстоятельства равновесия тележки аналогично тому, как мы делали это на стр. 74, мы получим условия (159) и (160), соблюдение которых необходимо для получения наилучшего использования сцепного веса.

Дадим всем рессорам электровоза одинаковую жесткость. Тогда $l = \lambda$, и вместо уравнения (159) мы будем иметь:

$$U + Z \frac{a}{2(\lambda + b)} = \frac{nFH}{\lambda}. \quad (171)$$

Примем для всех двигателей каждой тележки одностороннюю установку. Тогда при равной жесткости всех рессор $\sum Tx = 0$.

Если при этих условиях сила U и момент ΔKa будут иметь значения, удовлетворяющие условиям (160) и (171), то угол φ во второй тележке, не имеющей сквозного сопряжения рессор, будет равен нулю при движении электровоза в ту и другую сторону. Это очевидно из формул (119) и (120), если в их числитель подставить значения U и ΔKa , определенные из выражений (160) и (171).

Предположим, что электровоз идет первой тележкой вперед. Тогда $\varphi_2 = 0$.

Согласно формулам (117) и (171) для наилучшего использования сцепного веса необходимо, чтобы:

$$y_1 = - \frac{\Sigma T + U + Z \frac{a}{2(\lambda + b)}}{\Sigma \kappa_c} = - \frac{\Sigma T + \frac{nFH}{\lambda}}{\Sigma \kappa_c}. \quad (172)$$

Так как двигатели двух тележек установлены симметрично, а рессоры тележек одинаковы, то $y_2 = -y_1$. Так как $\varphi_2 = 0$, то по формуле (122):

$$2y_1 = \lambda \varphi_1 + \delta. \quad (173)$$

По уравнениям (172) и (173):

$$\varphi_1 = - \frac{2\Sigma T + 2nFH}{\lambda^2 \Sigma \kappa_c} - \frac{\delta}{\lambda}. \quad (174)$$

Уравнение (114) получает следующий вид:

$$\Delta Ka = \kappa_c a^2 \left(\varphi_1 - \frac{\delta}{\lambda + b} \right). \quad (175)$$

Подставляя значение ΔKa из формулы (160), имеем:

$$nF(H - h) - \frac{Z}{2} a = \kappa_c a^2 \left(\varphi_1 - \frac{\delta}{\lambda + b} \right).$$

На основании уравнений (174) и (113) получаем:

$$\kappa_c = - \frac{nF(H - h) \lambda^2 \Sigma \kappa_c}{a^2 (2\lambda \Sigma T + 2nFH + \delta \lambda \Sigma \kappa_c)}. \quad (176)$$

Если все двигатели обращены к середине электровоза, то:

$$\Sigma T = -nT = -n\beta F.$$

Тогда:

$$\kappa_c = \frac{nF(H - h) \lambda^2 \Sigma \kappa_c}{a^2 (2\lambda n\beta F - 2nFH - \delta \lambda \Sigma \kappa_c)}. \quad (177)$$

Если жесткость боковых пружинных опор кузова будет удовлетворять этому условию, наилучшее использование сцепного веса будет достигнуто.

При наличии заз. рав сочленении максимум коэффициента использования сцепного веса будет достигнут только при вполне определенной силе тяги, так как κ_c зависит от F . При $\delta = 0$:

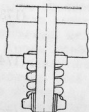
$$\kappa_c = \frac{(H - h) \lambda^2 \Sigma \kappa_c}{2a^2 (\beta \lambda - H)}, \quad (178)$$

т. е. \mathcal{M}_c не зависит от F . Таким образом, при двух опорах кузова на каждой тележке зазора в сочленении целесообразно не делать.

Если в формулах (177) и (178) принять $H = h$, т. е. высоту сочленения сделать равной высоте шкелки, то жесткость \mathcal{M}_c должна быть равна нулю. Таким образом, надобность в двух эквивалентных опорах отпадает и кузов должен иметь одну опору на каждой из тележек.

Рассматриваемый нами способ получения наибольшего использования сцепного веса электровозов путем применения несимметричного рессорного подвешивания пригоден для электровозов с любым числом осей. Отметим, что вторая тележка (имеющая $\varphi_2 = 0$) может иметь любое сопряжение рессор; в частности может быть применена подвеска в трех точках, принятая в американском электровозе типа С.

Из изложенного можно сделать ряд практических выводов касательно улучшения коэффициента использования сцепного веса в американском электровозе С. Повышение этого коэффициента для движения в обоих направлениях может быть достигнуто двумя мерами:



Фиг. 43.

1) повышением высоты междутележечного сочленения до высоты H (см. стр. 42);

2) установкой трех опор (двух эквивалентных опор) кузова на каждой из тележек с оставлением сочленения на прежней высоте. В этом случае игру в сочленении целесообразно уничтожить, т. е. сочленение желательно иметь без зазора, с соответственным выбором его конструкции.

Второе мероприятие имеет некоторые преимущества с конструктивной и эксплуатационной стороны. При одной опоре на кузове американцам пришлось прибегнуть к применению продольного мостика между двумя междурамными креплениями. Это создало большие трудности по снятию среднего двигателя. При одной средней и двух боковых опорах на каждой тележке этот недостаток был бы устранен.

Формулы (177) и (178) для \mathcal{M}_c были выведены в предположении, что двигатели каждой тележки установлены в сторону середины электровоза. Если бы они были установлены в сторону буферного бруса, то согласно формуле (176) мы должны были бы иметь отрицательную жесткость \mathcal{M}_c . Пришлось бы принять схему опоры, указанную на фиг. 43; в статическом состоянии электровоза опора не должна была бы нести нагрузки. Кроме того опора не работала бы при рекуперации. В виду этого в случае необходимости применять такую установку двигателей было бы целесообразнее принять $H = h$, ограничившись одной опорой кузова на каждой тележке.

Если электровоз имеет движущий механизм первого класса, то ΣT в формуле (176) будет равно нулю. Тогда для получения наилучшего использования сцепного веса нужно либо принять $H =$

$= H$ и одну опору кузова на каждой тележке, либо при двух опорах делать $h > H$, в противном случае жесткость гибких опор кузова была бы отрицательной.

3. ЭЛЕКТРОВОЗЫ С ГИБКИМ МЕЖДУТЕЛЕЖЕЧНЫМ СОЧЛЕНЕНИЕМ

При гибком междутележечном сочленении согласно формулам (113) и (139) мы можем сказать, что сила Z (см. фиг. 33) равняется:

$$Z = 2\mathcal{M}_c \delta \frac{a}{\lambda + b} = 2 \frac{\mathcal{M}_c}{\mathcal{M}_0} \cdot \frac{a}{\lambda + b} (U - U_0). \quad (179)$$

В соответствии с этим сила Z_1 [см. фиг. 33 и формулу (115)] будет:

$$Z_1 = Z \frac{a}{2(\lambda + b)} = \frac{\mathcal{M}_c}{\mathcal{M}_0} \cdot \frac{a^2}{(\lambda + b)^2} (U - U_0). \quad (180)$$

В виду этого условие (159) наилучшего использования сцепного веса напишется так:

$$U + \frac{\mathcal{M}_c}{\mathcal{M}_0} \cdot \frac{a^2}{(\lambda + b)^2} \cdot (U - U_0) = \frac{nFH}{l},$$

т. е.

$$U \left[1 + \frac{\mathcal{M}_c}{\mathcal{M}_0} \cdot \frac{a^2}{(\lambda + b)^2} \right] = \frac{\mathcal{M}_c}{\mathcal{M}_0} \cdot \frac{a^2}{(\lambda + b)^2} U_0 + \frac{nFH}{l}. \quad (181)$$

Примем для электровоза одинаковую жесткость всех рессор. Тогда $l = \lambda$. При этом, определяя из полученного выражения величину U и подставляя ее в формулу (40), после преобразования получаем следующее условие, которому должен удовлетворять электровоз с наилучшим использованием сцепного веса:

$$\frac{nFH}{\lambda} \left[1 + 0,5 \frac{\Sigma \mathcal{M}_c}{\mathcal{M}_0} + \frac{\mathcal{M}_c}{\mathcal{M}_0} \cdot \frac{a^2}{(\lambda + b)^2} \right] \Sigma \mathcal{M} x^2 = \lambda \Sigma T x \Sigma \mathcal{M} \left[1 + \frac{\mathcal{M}_c}{\mathcal{M}_0} \cdot \frac{a^2}{(\lambda + b)^2} \right] - \Sigma T \Sigma \mathcal{M} x^2 \left[1 - 0,5 \frac{\Sigma \mathcal{M}_c}{\mathcal{M}_0} \cdot \frac{U_0}{\Sigma T} + \frac{\mathcal{M}_c}{\mathcal{M}_0} \cdot \frac{a^2}{(\lambda + b)^2} \right]. \quad (182)$$

Если пружины сочленения не имеют первоначальной натяжки, от U_0 в найденной формуле равно нулю.

Так как $T = \beta F$, то из формулы (182) мы видим, что при $U_0 = 0$ сила F в формуле сокращается и условие наилучшего использования сцепного веса будет удовлетворяться при всех режимах работы, т. е. не будет зависеть от F . В этом отношении гибкое междутележечное сочленение имеет преимущество по отношению к жесткому с постоянным зазором δ . Недостатком гибкого сочленения, очевидно, является его конструктивная сложность.

Второе условие, которое должно быть соблюдено для наилучшего использования сцепного веса, выражается равенством (160).

Способы, с помощью которых мы можем удовлетворить найденные условия, аналогичны способам, по которым решается задача в симметричных электровозах с жестким сочленением.

Если $h \neq H$, то поставленная нами цель будет достигнута при двух эквивалентных опорах кузова на каждой тележке, при подвеске в двух точках каждой тележки ($\Sigma \kappa_{\text{сх}} = 0$) и при односторонней установке в них двигателей ($\Sigma T_x = 0$). В этом легко убедиться путем тех же рассуждений, которые изложены нами на стр. 76.

Если $h = H$, то пригодное решение, рассмотренное нами на стр. 77. Все отличие будет заключаться в том, что вместо постоянного зазора δ в сочленении мы будем иметь гибкое сочленение. Жесткость рессор этого сочленения определится, если в формуле (182) мы положим $\Sigma T_x = 0$ и $\Sigma T = -nT$. Тогда:

$$\frac{FH}{\lambda} \left[\kappa_0 + 0,5 \Sigma \kappa + \kappa_{\kappa} \frac{a^2}{(\lambda + b)^2} \right] =$$

$$= T \left[\kappa_0 + 0,5 \Sigma \kappa \frac{U_0}{nT} + \kappa_{\kappa} \frac{a^2}{(\lambda + b)^2} \right].$$

Полагая $T = \beta F$, находим:

$$\kappa_0 = \frac{0,5 \Sigma \kappa \left(\frac{H}{\lambda} - \frac{U_0}{nF} \right)}{\beta - \frac{H}{\lambda}} - \kappa_{\kappa} \frac{a^2}{(\lambda + b)^2}. \quad (183)$$

Мы видим, что при начальной натяжке пружин условие (182) соблюдается только при определенном режиме работы электровоза. Чтобы коэффициент использования был наибольшим при всех условиях, полагаем $U_0 = 0$. Тогда:

$$\kappa_0 = \frac{0,5H}{\lambda\beta - H} \Sigma \kappa - \kappa_{\kappa} \frac{a^2}{(\lambda + b)^2}. \quad (184)$$

Если кузов имеет одну опору на каждой тележке, то $a=0$ и

$$\kappa_0 = \frac{0,5H}{\lambda\beta - H} \Sigma \kappa. \quad (185)$$

4. ВАРИАНТ, В КОТОРОМ БОЛЕЕ ПОЛОВИНЫ ОСЕЙ ЭЛЕКТРОВОЗА ПОЛУЧАЮТ РАЗГРУЗКУ

Если мы хотим, чтобы в обоих направлениях движения более половины осей электровоза при работе двигателей получало разгрузку, необходимо, чтобы каждая тележка электровоза имела подвеску в четырех или трех точках. Тогда с каждой стороны тележки мы будем иметь по две группы сопряженных рессор, аналогично тому, как имеет место в электровозе ВЛ (см. фиг. 36). При этом каждая тележка будет иметь две группы сбалансированных осей. Допустим, что в крайнюю группу (расположенную близ буферного бруса) входят n_1 осей. Пусть суммарная эквивалентная жесткость рессор этих осей будет κ_1 . Обозначим расстояние от середины электровоза до эквивалентной точки подвески электровоза над этими осями через A . Пусть вторая группа сбалансированных осей тележки, расположенная близ междутележного сочленения, объединяет n_{II} осей при эквивалентной

жесткости всех рессор этих осей, равной κ_{II} , и при расстоянии эквивалентной точки подвески до середины электровоза, равном B .

Для того, чтобы использование спяного веса было одинаковым для обоих направлений движения, электровоз должен быть симметричным. Мы получим наилучший коэффициент использования, если $n_1 + 2n_{II}$ осей электровоза получат разгрузку, при чем при одинаковой статической нагрузке величины $\Delta\Pi$ для всех разгруженных осей должны быть равны. При этих условиях балансиры должны быть равноплечими. Если мы хотим иметь одинаковую нагрузку сбалансированных осей при всех условиях, то очевидно, необходимо, чтобы двигатели этих осей имели одностороннюю установку. Очевидно, что при этих условиях равнодействующая сил $\Delta\Pi$, действующих на группу сбалансированных осей, будет пересекать горизонтальную ось, проходящую через эквивалентные точки подвески тележки над этими осями.

Напишем уравнение моментов внешних сил, действующих на весь электровоз. Будем отсчитывать плечи относительно поперечной горизонтальной оси, проходящей через эквивалентную точку подвески электровоза над задней группой сбалансированных осей. Если $n_1 + 2n_{II}$ осей электровоза при реализации силы тяги получают равную разгрузку, то уравнение моментов напишется следующим образом:

$$2nFH + n_1 \Delta\Pi \cdot 2A + n_{II} \Delta\Pi (A + B) + n_{II} \Delta\Pi (A - B) = 0,$$

откуда:

$$\Delta\Pi = \frac{-nFH}{A(n_1 + n_{II})}.$$

Так как $n_1 + n_{II} = n$, то:

$$\Delta\Pi = -\frac{FH}{A}. \quad (186)$$

Рассматривая условия равновесия передней тележки электровоза согласно уравнениям (157) и (186), мы можем написать:

$$U + Z_1 = \frac{nFH}{A}. \quad (187)$$

На основании формулы 123-в получаем:

$$U + Z_1 = -(\lambda\phi_0 + 0,5\delta) \Sigma \kappa - \Sigma T.$$

Подставляя в это выражение значение ϕ_0 из формулы (129-а) и значение $(U + Z_1)$ из формулы (187), имеем:

$$\frac{nFH}{A} = \frac{nFH \lambda \Sigma \kappa + \lambda \Sigma T x_0 \Sigma \kappa + 0,5\delta \lambda^2 (\Sigma \kappa)^2}{\Sigma \kappa x_0^2} - 0,5\delta \Sigma \kappa - \Sigma T.$$

Отсюда:

$$\delta = \frac{nFH [\Sigma \kappa x_0^2 - \lambda A \Sigma \kappa] + A [\Sigma T \Sigma \kappa x_0^2 - \lambda \Sigma \kappa \Sigma T x_0]}{0,5 A \Sigma \kappa [\lambda^2 \Sigma \kappa - \Sigma \kappa x_0^2]}. \quad (188)$$

В соответствии с принятыми нами обозначениями:

$$\Sigma \mathcal{M} x_0^2 = \mathcal{M}_I A^2 + \mathcal{M}_{II} B^2;$$

$$\lambda = \frac{\mathcal{M}_I A + \mathcal{M}_{II} B}{\mathcal{M}_I + \mathcal{M}_{II}};$$

$$\Sigma \mathcal{M} = \mathcal{M}_I + \mathcal{M}_{II};$$

$$\Sigma \mathcal{M} x_0^2 - \lambda A \Sigma \mathcal{M} = -\mathcal{M}_{II} B (A - B);$$

$$\lambda^2 \Sigma \mathcal{M} - \Sigma \mathcal{M} x_0^2 = -\frac{\mathcal{M}_I \mathcal{M}_{II} (A - B)^2}{\mathcal{M}_I + \mathcal{M}_{II}}.$$

Следовательно:

$$\delta = \frac{n F h (A - B) \mathcal{M}_{II} B - A (\Sigma T \Sigma \mathcal{M} x_0^2 - \lambda \Sigma \mathcal{M} \Sigma T x_0)}{0,5 A \mathcal{M}_I \mathcal{M}_{II} (A - B)^2}. \quad (189)$$

В общем случае:

$$\Sigma T = n_I T + n_{II} T = T (n_I + n_{II});$$

$$\Sigma T x_0 = n_I T A + n_{II} T B = T (n_I A + n_{II} B).$$

Следовательно:

$$\begin{aligned} \Sigma T \Sigma \mathcal{M} x_0^2 - \lambda \Sigma \mathcal{M} \Sigma T x_0 = \\ = T [n_I \mathcal{M}_{II} B^2 + n_{II} \mathcal{M}_I A^2 - (n_I \mathcal{M}_{II} + n_{II} \mathcal{M}_I) A B], \end{aligned}$$

а потому:

$$\begin{aligned} \delta = \frac{n F h (A - B) \mathcal{M}_{II} B}{0,5 A \mathcal{M}_I \mathcal{M}_{II} (A - B)^2} - \\ - \frac{A T [n_I \mathcal{M}_{II} B^2 + n_{II} \mathcal{M}_I A^2 - (n_I \mathcal{M}_{II} + n_{II} \mathcal{M}_I) A B]}{0,5 A \mathcal{M}_I \mathcal{M}_{II} (A - B)^2}. \quad (190) \end{aligned}$$

Если все двигатели одной тележки имеют одностороннюю установку, то члены, имеющие два знака, должны иметь знак плюс. Сила T берется со знаком, соответствующим направлению установки двигателя. Если двигатели первой и второй групп сбалансированных осей имеют разносторонние установки, то в членах, имеющих два знака, берется знак минус. Силе T дается знак, соответствующий установке двигателей на передней группе осей.

Таким образом для наилучшего использования сцепного веса затор в сочленении должен иметь величину, определяемую по формуле (190).

Формула (190) значительно упрощается, если жесткости рессор всех осей одинаковы. В этом случае:

$$\mathcal{M}_I = n_I \mathcal{M}; \quad \mathcal{M}_{II} = n_{II} \mathcal{M}.$$

Подставляя значения \mathcal{M}_I и \mathcal{M}_{II} в формулу (190), получим для односторонней установки двигателей тележки:

$$\delta = \frac{1}{0,5 \mathcal{M}} \left[\frac{n F h B}{n_I (A - B)} - T \right].$$

Так как $T = \beta F$, то:

$$\delta = \frac{1}{0,5 \mathcal{M}} \left[\frac{n B h}{n_I (A - B)} - \beta \right] F. \quad (191)$$

Величине β дается знак, соответствующий силе T .

Для разносторонней установки двигателей будем иметь:

$$\delta = \frac{1}{0,5 \mathcal{M} (A - B)} \left[\frac{n B h}{n_I} + \beta (A + B) \right] F. \quad (192)$$

Величине β в формуле (192) дается знак, соответствующий знаку сил T в передней группе сбалансированных осей.

Напишем теперь уравнение моментов внешних сил, действующих на переднюю тележку, беря моменты относительно центра междутележного сочленения; получаем уравнение (158).

По уравнениям (162), (158) и (128') мы можем написать, что:

$$\Delta K a + Z_I (\lambda + b) = \frac{2 n F (H - h) \mathcal{M}_I a^2}{\Sigma \mathcal{M} x^2 + 2 \mathcal{M}_I a^2}. \quad (193)$$

По уравнениям (158), (186) и (193) имеем:

$$n F h - \frac{n F h I}{A} + \frac{2 n F (H - h) \mathcal{M}_I a^2}{\Sigma \mathcal{M} x^2 + 2 \mathcal{M}_I a^2} = 0,$$

откуда:

$$h = H \left[\frac{I}{A} - \left(1 - \frac{I}{A} \right) \frac{2 \mathcal{M}_I a^2}{\Sigma \mathcal{M} x^2} \right].$$

Так как в данном случае:

$$I = \frac{n_I A + n_{II} B}{n},$$

то:

$$h = \frac{H}{n} \left[n_I A + n_{II} B - n_{II} (A - B) \frac{2 \mathcal{M}_I a^2}{\Sigma \mathcal{M} x^2} \right]. \quad (194)$$

Таким образом, для наилучшего использования сцепного веса электровоза высота h центра междутележного сочленения должна быть равна значению, определяемому по формуле (194). Если кузов имеет одну опору на каждой тележке, то $a = 0$ и:

$$h = \frac{H}{n} \left[n_I + n_{II} \frac{B}{A} \right]. \quad (194a)$$

Если в формулы (191) и (194) подставить числа, соответствующие данным электровоза „ВЛ“, мы получим для h и δ величины, определенные нами на стр. 59.

Мы видим, что величина δ должна быть выбрана в соответствии с той силой тяги, при которой нужно иметь наибольшее ϵ . Наивыгоднейшая величина h не зависит от этой F . Наилучшее использование сцепного веса будет иметь место только при одном режиме работы электровоза.

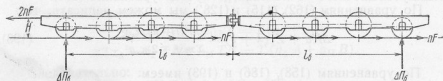
Г. ЭЛЕКТРОВОЗЫ С ДВУМЯ ТЯГОВЫМИ ТЕЛЕЖКАМИ И ПОДДЕРЖИВАЮЩИМИ ОСЯМИ

В электровозах с двумя тяговыми тележками и поддерживающими осями желательно избежать разгрузки сцепных осей и иметь полное использование сцепного веса.

Если при реализации силы тяги сцепные оси не изменяют своей нагрузки, то на электровозе будут действовать внешние силы, указанные на фиг. 44. Для равновесия необходимо, чтобы:

$$\Delta P_0 = \frac{nFH}{l_0} \quad (195)$$

Остановимся на общем случае двух опор кузова на каждой тележке.



Фиг. 44.

Рассматривая условия равновесия одной тележки и рассуждая так же, как на стр. 74..., мы приходим к выводу, что для полного использования сцепного веса надлежит соблюсти два условия:

$$U + Z \frac{a}{2(\lambda + b)} = \frac{nFH}{l_0}; \quad (196)$$

$$\left(\Delta K + \frac{Z}{2} \right) a = nF(H - h). \quad (10)$$

Кроме того должно быть обеспечено равенство нагрузок всех сцепных осей одной и той же тележки.

Мы видим, что второе из условий, которое должно быть выполнено, идентично с условием (160), найденным нами для электровоза без поддерживающих осей.

1. СИММЕТРИЧНЫЕ ЭЛЕКТРОВОЗЫ С ЖЕСТКИМИ СОЧЛЕНЕНИЯМИ

На основании формул (123) и (196) для электровозов с жестким сочленением условие (196) можно преобразовать следующим образом:

$$\frac{\left[nFH + \Sigma T x - Z \frac{a\lambda}{2(\lambda + b)} \right] \lambda \Sigma mc}{\Sigma mc^2 + \lambda^2 \Sigma mc} - \frac{\left[\Sigma T + Z \frac{a}{2(\lambda + b)} + 0,5 \delta \Sigma mc \right] \Sigma mc^2}{\Sigma mc^2 + \lambda^2 \Sigma mc} = \frac{nFH}{l_0} - Z \frac{a}{2(\lambda + b)},$$

откуда:

$$\left[nFH(l_0 - \lambda) + l_0 \Sigma T x \right] \lambda \Sigma mc = \left[l_0 \Sigma T + 0,5 \delta l_0 \Sigma mc + nFH \right] \Sigma mc^2. \quad (197)$$

В отношении к условию (160) мы можем встретить в практике несколько случаев.

Случай любого h

На стр. 75 мы видели, что при $h \neq H$ соблюдение условия (160) ведет к необходимости иметь две эквивалентных опоры кузова на каждой тележке. Кроме того Σmc^2 должно быть равно нулю, т. е. необходимо применять для каждой тележки подвеску в двух точках. Полагая в формуле (197) величину $\Sigma mc^2 = 0$, получаем:

$$nFH(l_0 - \lambda) + l_0 \Sigma T x = 0,$$

т. е.:

$$l_0 = \frac{nFH}{nFH + \Sigma T x} \lambda. \quad (198)$$

Так как l_0 всегда более λ , то $\Sigma T x$, очевидно, должно быть отрицательным. Для соблюдения равенства нагрузок всех сцепных осей необходимо всем двигателям дать одностороннюю установку. Чтобы $\Sigma T x$ было отрицательным, двигатели каждой тележки должны быть установлены в сторону к буферному брус.

Из формулы (198) мы видим, что электровозы с движущим механизмом первого класса при $h \neq H$ не могут иметь полного использования сцепного веса, так как в них $\Sigma T x = 0$, а λ не может быть равно l_0 .

В электровозах с движущим механизмом второго класса условие (198) далеко не всегда может быть выполнено.

Случай $h = H$

В случае $h = H$ условие (160), как мы доказывали на стр. 77, всегда соблюдается, а поэтому для получения полного использования сцепного веса необходимо соблюдение только условия (197). Мы получим наиболее естественное решение вопроса, если все рессоры сцепных осей получат сопряжение продольными балансирами, все двигатели тележки будут установлены в одну и ту же сторону, а бегунок будет иметь независимое рессорное подвешивание.

Пусть эквивалентная суммарная жесткость всех рессор сцепных осей равна $\frac{1}{\mu}$, а жесткость рессор поддерживающей оси — $\frac{1}{\mu_0}$. Обозначим расстояние от середины электровоза до эквивалентной точки подвески тележки над сцепными осями через B .

Тогда:

$$\lambda = \frac{\gamma \mu l_0 + \mu_0 B}{\mu_0 + \gamma \mu} = \frac{\gamma l_0 + B \mu}{n + \gamma};$$

$$l_0 - \lambda = \frac{n(l_0 - B)}{n + \gamma}.$$

Расстояние от центра упругости до поддерживающей оси:

$$x_I = l_g - \lambda = \frac{n(l_g - B)}{n + \gamma}.$$

Расстояние от центра упругости до эквивалентной точки подвижной тележки над сцепными осями:

$$x_{II} = \lambda - B = \frac{\gamma(l_g - B)}{n + \gamma};$$

$$\sum T = \pm nT; \\ \sum T x = \mp nT x_{II} = \mp \frac{nT \gamma(l_g - B)}{n + \gamma}.$$

Верхний знак в последних двух формулах относится к случаю, когда двигатели установлены в сторону к буферному бруску:

$$\sum \mathcal{M} = (n + \gamma) \mathcal{M}; \\ \sum \mathcal{M} x^2 = \gamma \mathcal{M} x_I^2 + n \mathcal{M} x_{II}^2 = \mathcal{M} \gamma \frac{(l_g - B)^2}{n + \gamma}.$$

Подставляя найденные выражения в формулу (197) и определяя δ , находим:

$$\delta = \frac{n F H B \mp \beta \gamma l_g^2 T}{0,5 l_g \mathcal{M} \gamma (l_g - B)}.$$

Так как $T = \beta F$ и так как $l_g - B$ есть база рессорного подвешивания тележки C , то:

$$\delta = \frac{n H B \mp \beta \gamma l_g^2 F}{0,5 l_g \mathcal{M} \gamma C}. \quad (199)$$

Верхний знак в формуле (199) также относится к случаю, когда двигатели обращены в сторону к буферному бруску. Полученная формула дает нам возможность сделать ряд практических выводов:

а) при сочленении без зазора ($\delta = 0$) полное использование сцепного веса возможно лишь в том случае, если будет соблюдено условие:

$$n H B - \beta \gamma l_g^2 = 0; \quad (200)$$

при этом двигатели должны быть установлены в сторону буферного бруса;

б) при наличии зазора в сочленении установка двигателей в сторону междутележного сочленения для полного использования сцепного веса требует большей величины зазора δ , так как в числителе формулы (199) при этом приходится брать знак +;

в) если электровоз оборудован движущим механизмом первого класса, то в формуле (199) нужно положить величину $\beta = 0$. Тогда:

$$\delta = \frac{n F H B}{0,5 l_g \mathcal{M} \gamma C}. \quad (201)$$

Таким образом, без зазора в сочленении при движущем механизме первого класса полное использование сцепного веса невозможно.

Если при независимой рессорной подвеске бегунка, т. е. при $\sum \mathcal{M} x^2 \neq 0$, условие (199) соблюдено, то мы можем иметь коэффициент использования сцепного веса, превосходящий 100%. Для этого достаточно принять $h > H$ (см. стр. 64 и фиг. 38). Тогда бегунок получит разгрузку, большую $\Delta P_g = \frac{n F H}{l_g}$, а сцепные оси первой и второй тележек будут иметь перегрузку. Если конструктивное выполнение сочленения при $h > H$ встречает трудности, то мы можем иметь тот же результат, если передача силы тяги от первой тележки ко второй будет происходить через кузов через посредство пятника. Тогда сочленение должно быть приспособлено только для передачи вертикальных усилий, т. е. может состоять из языка и челюсти без шарнира.

2. СИММЕТРИЧНЫЕ ЭЛЕКТРОВОЗЫ С ГИБКИМ СОЧЛЕНЕНИЕМ

Пользуясь формулой (180), условие (196) для электровоза с гибким сочленением можно написать следующим образом:

$$U \left[1 + \frac{\mathcal{M}_K}{\mathcal{M}_0} \cdot \frac{a^2}{(\lambda + b)^2} \right] = \frac{\mathcal{M}_K}{\mathcal{M}_0} \cdot \frac{a^2}{(\lambda + b)^2} \cdot U_0 + \frac{n F H}{l_g}. \quad (202)$$

Определяя отсюда U и подставляя его в выражение (140), получаем:

$$\frac{n F H}{l_g} \left\{ \left[1 + 0,5 \frac{\sum \mathcal{M}}{\mathcal{M}_0} + \frac{\mathcal{M}_K}{\mathcal{M}_0} \cdot \frac{a^2}{(\lambda + b)^2} \right] \sum \mathcal{M} x^2 - \right. \\ \left. - \left[1 + \frac{\mathcal{M}_K}{\mathcal{M}_0} \cdot \frac{a^2}{(\lambda + b)^2} \right] (l_g - \lambda) \lambda \sum \mathcal{M} \right\} = \\ = \lambda \sum T x \sum \mathcal{M} \left[1 + \frac{\mathcal{M}_K}{\mathcal{M}_0} \cdot \frac{a^2}{(\lambda + b)^2} \right] - \\ - \sum T \sum \mathcal{M} x^2 \left[1 + \frac{\mathcal{M}_K}{\mathcal{M}_0} \cdot \frac{a^2}{(\lambda + b)^2} - 0,5 \frac{U_0 \sum \mathcal{M}}{\mathcal{M}_0 \sum T} \right]. \quad (203)$$

Обозначим:

$$1 + \frac{\mathcal{M}_K}{\mathcal{M}_0} \cdot \frac{a^2}{(\lambda + b)^2} = \varrho; \quad (204)$$

$$0,5 \frac{\sum \mathcal{M}}{\mathcal{M}_0} = \tau. \quad (205)$$

Тогда условие (203) примет следующий вид:

$$\frac{n F H}{l_g} \left[(\varrho + \tau) \sum \mathcal{M} x^2 - \varrho (l_g - \lambda) \lambda \sum \mathcal{M} \right] = \\ = \varrho \lambda \sum T x \sum \mathcal{M} - \sum T \sum \mathcal{M} x^2 \left(\varrho - \tau \frac{U_0}{\sum T} \right). \quad (206)$$

Для того, чтобы условие (206) соблюдалось при всех режимах работы электровоза, нужно отказаться от первоначальной затяжки

пружин сочленения, т. е. положить величину U_0 в формуле (206) равной нулю. Тогда вместо уравнения (206) мы будем иметь:

$$\frac{nFH}{l_0} \left[\left(1 + \frac{\tau}{e} \right) \sum \lambda x^2 - (l_0 - \lambda) \lambda \sum \lambda x \right] = \lambda \sum T x \sum \lambda x - \sum T \sum \lambda x^2. \quad (207)$$

Что касается условия (160), то для гибкого сочленения справедливы те же выводы, как и для жесткого, т. е. при $H = h$ уравнение (160) будет удовлетворено во всех случаях, при $h \neq H$ необходимо, чтобы $\sum \lambda x^2 = 0$.

Случай $h \neq H$

При гибком сочленении и $h \neq H$ необходимо, чтобы $\sum \lambda x^2 = 0$. Тогда уравнение (207) преобразуется следующим образом:

$$\frac{nFH}{l_0} (l_0 - \lambda) + \sum T x = 0.$$

Мы получаем формулу (198), т. е. имеем то же решение, как и при жестком сочленении.

Случай $h = H$

Для получения полного использования сцепного веса должно быть соблюдено только условие (207). Согласно формуле (207) величина $\frac{\tau}{e}$ должна быть равна:

$$\frac{\tau}{e} = \frac{(\lambda \sum T x \sum \lambda x - \sum T \sum \lambda x^2) l_0}{n F H \sum \lambda x^2} + \frac{(l_0 - \lambda) \lambda \sum \lambda x}{\sum \lambda x^2} - 1. \quad (208)$$

Для соблюдения равенства нагрузок всех сцепных осей соединим рессоры их продольными балансирами и установим все двигатели тележки в одну и ту же сторону. Поддерживающей оси дадим независимое рессорное подвешивание. Для этого случая все главные величины, входящие в формулу (208), были рассчитаны нами на стр. 87 и 88 Воспользовавшись ими, получаем:

$$\frac{\tau}{e} = \frac{n + \gamma}{l_0 - B} \left[\frac{B}{\gamma} + \frac{T l_0^2}{n F H} \right].$$

Так как $T = \beta F$ и $l_0 - B = C$, то:

$$\frac{\tau}{e} = \frac{n + \gamma}{C} \left[\frac{B}{\gamma} + \frac{\beta l_0^2}{n H} \right]. \quad (209)$$

Основываясь на формулах (205) и (204), находим:

$$\lambda c_0 = 0,5 \frac{e}{\tau} \sum \lambda c - \lambda c_k \frac{a^2}{(\lambda + b)^2}. \quad (210)$$

Подставляя в полученное выражение величину $\frac{\tau}{e}$ из фор-

мулы (209), получаем:

$$\lambda c_0 = \frac{0,5 \lambda c}{\frac{B}{\gamma} + \frac{\beta l_0^2}{n H}} - \lambda c_k \frac{a^2}{(\lambda + b)^2}. \quad (211)$$

Верхний знак в формулах (203) и (211) относится к случаю двигателей, обращенных к буферному брусу.

Для получения полного использования сцепного веса жесткость пружин сочленения должна иметь величину, определяемую по формуле (211). Для получения повышенного использования сцепного веса ($e > 100\%$) при том же λc_0 нужно сделать $h > H$.

Пример III

Рассмотрим на примере ход подбора наивыгоднейших параметров тележного электроваза с бегунками.

Предположим, что мы имеем электроваз, разобранный нами на стр. 60 Тележка его дана на фиг. 37. Предположим, что расстояние между сцепными осями одной тележки и расстояние между бегунком и сцепной осью, как установленные по конструктивным соображениям и по условиям вписывания в кривые, не подлежат изменению. Изменению могут быть подвергнуты схема сопряжения рессор, расположение тяговых электродвигателей и расстояние междутележного сочленения от третьей и четвертой сцепных осей. В случае необходимости могут быть также изменены жесткости рессор или перемещен центр упругости рессорного подвешивания.

Проанализируем ряд решений, дающих полное использование сцепного веса электроваза.

Решение, пригодное для любого h

Согласно сказанному на стр. 87 соединим все рессоры тележки продольными балансирами, а двигатели установим в сторону буферного бруса. При этих условиях мы можем иметь два варианта.

Вариант I.

Нагрузки рессор электроваза, указанные на стр. 60, не меняются. Подлежит изменению расстояние d .

Найдем расстояние центра упругости тележки от третьей сцепной оси в предположении, что все рессоры сопряжены продольными балансирами. Согласно формуле (37) это расстояние будет:

$$x_3 = \frac{\sum x + \alpha x_5}{n + \alpha} = \frac{2,2 + 4,4 + 0,61 \cdot 6,9}{3 + 0,61} \approx 3 \text{ м.}$$

По данным стр. 62:

$$\begin{aligned} nFH &= 3,03F; \\ \sum T &= 1,59F. \end{aligned}$$

Тогда:

$$\sum T_x = -\sum T(3-2,2) = -1,59F \cdot 0,8 = -1,27F.$$

При этом условие (198) напишется так:

$$6,9 + d = \frac{3,03}{3,03 - 1,27} \cdot (3 + d),$$

т. е.

$$d = 2,13 \text{ м.}$$

Таким образом, в данном варианте нужно увеличить d на $2,13 - 1,35 = 0,78 \text{ м.}$

Вариант II.

Величина d и расстояние между осями не меняются. Перемещается центр упругости. Обозначим расстояние центра упругости от второй сцепной оси через x_2 . Тогда условие (198) будет следующим:

$$8,25 = \frac{3,03}{3,03 - 1,59x_2} \cdot (3,55 + x_2),$$

откуда:

$$x_2 = 0,882 \text{ м.}$$

Для того, чтобы центр упругости находился в найденной нами точке, нужно надлежащим образом выбрать соотношение между нагрузками рессоры бегунка и рессоры сцепной оси и в соответствии с этим установить соотношение плеч диагонального балансира. Применяя формулу (37) к расстоянию центра упругости от третьей сцепной оси, имеем:

$$3,082 = \frac{6,6 + 6,9a}{3 + a}.$$

Следовательно, соотношение нагрузок рессор бегунка и сцепной оси должно быть:

$$a = 0,694.$$

Мы видим, что в данном варианте для получения полного использования сцепного веса электровоза должно быть повышено давление на бегунок, т. е. увеличен полный вес электровоза. Это не всегда целесообразно. В каждом частном случае нужно сопоставить увеличение силы тяги и увеличение полного веса, а также целесообразность увеличения нагрузки бегунка с точки зрения движения по рельсовому пути.

Жесткое сочленение при $h = H$

Для получения равных нагрузок осей все рессоры сцепных осей тележки должны быть связаны продольными балансирами, а двигатели тележки установлены в одну и ту же сторону. При этом бегунок получает независимое рессорное подвешивание. Тележка будет подвешена в четырех или трех точках. Экви-

валентные точки подвески будут расположены над бегунком и над второй сцепной осью. Эквивалентная жесткость рессор сцепных осей будет Σk , жесткость рессор бегунка $= \gamma k$. Для получения полного использования сцепного веса мы можем иметь несколько вариантов.

Вариант I.

Сочленение без зазора, т. е. $\delta = 0$. Согласно условию (200) мы должны иметь:

$$\gamma = \frac{nHB}{\beta l_s^2}.$$

Двигатели устанавливаются в сторону буферного бруса. Принимая при этом $d = 1,15$, получаем $B = 3,55$ и $l_s = 8,25$.

Так как в нашем случае $\beta = 0,53$, то:

$$\gamma = \frac{3 \cdot 1,01 \cdot 3,55}{0,53 \cdot 8,25^2} \cong 0,3,$$

т. е. данный вариант приводит к необходимости применять чрезвычайно гибкие рессоры бегунка, что практически трудно выполнимо.

Вариант II.

Сочленение с зазором. Примем величину $\gamma = 0,6$. Легко убедиться, что при этих условиях при постановке двигателей в сторону к буферному брусу величина δ по формуле (199) получается отрицательной. В виду этого необходимо принять установку двигателей в направлении к междутележному сочленению. Полагая при этом $d = 2$, получаем $B = 4,2$; $l_s = 8,9$; $C = 4,7$. Тогда по формуле (199):

$$\delta = \frac{3 \cdot 1,01 \cdot 4,2 + 0,53 \cdot 0,6 \cdot 8,9^2}{0,5 \cdot 8,9 \cdot k \cdot 0,6 \cdot 4,7} F,$$

т. е.:

$$\delta = 3,02 \frac{F}{k}.$$

Если принять для рессор одной сцепной оси $k = 350 \text{ кг/мм}$, то, желая иметь полное использование сцепного веса при силе тяги $F = 23 \cdot 200 = 4600 \text{ кг}$, мы должны иметь зазор в сочленении равным:

$$\delta = \frac{3,02 \cdot 4600}{350} = 39,7 \text{ мм.}$$

Гибкое сочленение

Обращаясь к формуле (211), мы видим, что установка двигателей в сторону буферного бруса дает отрицательное значение k_0 , а потому такая установка не разрешает задачи.

Примем расположение двигателей в сторону междутележного сочленения. Полагая тогда $d = 2$ м и $\gamma = 0,6$, имеем:

$$B = 4,2, l_{\delta} = 8,9 \text{ и } C = 4,7;$$

$$\lambda = \frac{\gamma l_{\delta} + Bn}{n + \gamma} = \frac{0,6 \cdot 8,9 + 3 \cdot 4,2}{3,6} = 4,99 \text{ м.}$$

Если принять данные электровоза, рассмотренного на стр. 60, то:

$$m_{\kappa} = 138; a = 2,43; b = 0,74.$$

По формуле (211):

$$m_{\kappa 0} = \frac{0,5 \cdot 4,7 m_{\kappa}}{4,2 + \frac{0,53 \cdot 8,9}{0,6}} - 138 \cdot \frac{2,43^2}{(4,99 + 0,74)^2},$$

т. е.:

$$m_{\kappa 0} = 0,113 m_{\kappa} - 24,8.$$

Если жесткость рессор одной sleeping оси будет 350 кг/мм, то:

$$m_{\kappa 0} = 0,113 \cdot 350 - 24,8 = 14,8 \text{ кг/мм,}$$

т. е. сочленение должно быть снабжено очень гибкими пружинами.

Подбор параметров электровоза с поддерживающими осями, дающих полное использование sleeping веса, часто приводит к решениям, осуществить которые практически очень трудно. В этих случаях приходится отказаться от идеального решения задачи и остановиться на конструктивно выполнимом электровозе.

Наиболее целесообразное расположение двигателей и сопряжение рессор может быть найдено путем сравнения вариантов, которое легко сделать по выведенным выше формулам.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие	3
Главнейшие обозначения	5
I. Разгрузка осей электровоза при работе тяговых электродвигателей.	7
II. Коэффициент использования sleeping веса электровозов.	11
III. Силы, создаваемые движущим механизмом.	
Действие движущих механизмов, не создающих вертикальных сил.	14
Действие движущих механизмов, создающих вертикальные силы на оси и раму	16
IV. Основные сведения из теории рессорного подвешивания.	
Центр упругости рессорного подвешивания	19
Свойства центра упругости	19
Правило знаков,	21
Эквивалентные точки опоры надрессорного строения при сопряжении рессор	21
Эквивалентная жесткость группы сопряженных рессор.	22
V. Расчет разгрузки осей в электровозах с одиночной рамой.	
А. Статически определимые системы.	
Случай, когда задача разрешается путем рассмотрения внешних сил	24
Случай, когда необходимо предварительно определить нагрузку рессор	27
Симметричные электровозы при шести точках подвешивания	30
Б. Статически неопределимые системы.	31
VI. Расчет разгрузки осей в электровозах на двух тяговых тележках.	34
А. Способ внешних сил, действующих на электровоз или его тележки.	36
Б. Статически неопределимые системы.	46
Случай жесткого междутележного сочленения без зазора.	46
Случай, когда жесткое междутележное сочленение имеет вертикальный зазор	51
Случай гибкого междутележного сочленения.	65
В. Разгрузка осей при двойной тяге и подталкивании.	66
Двойная тяга	66
Подталкивание	67
VII. Выбор целесообразного сопряжения рессор и расположения тяговых электродвигателей.	
А. Электровозы с одиночной рамой без поддерживающих осей	68
Электровозы с четным числом осей	69
Электровозы с нечетным числом осей	70

Б. Электровозы с одиночной рамой и поддерживающими осями.	71
В. Электровозы с двумя тяговыми тележками без поддерживающих осей.	73
1. Симметричные электровозы с жестким междутележным сочленением	74
Случай $h \neq H$	75
Случай $h = H$	77
2. Электровозы с несимметричным рессорным подвешиванием	78
3. Электровозы с гибким междутележным сочленением	81
4. Вариант, в котором более половины осей электровоза получают разгрузку	82
Г. Электровозы с двумя тяговыми тележками и поддерживающими осями.	86
1. Симметричные электровозы с жестким сочленением	86
Случай любого h	87
Случай $h = H$	87
2. Симметричные электровозы с гибким сочленением.	89
Случай $h \neq H$	90
Случай $h = H$	90
Решение, пригодное для любого h	91
Жесткое сочленение при $h = H$	92
Гибкое сочленение	93

5

Цена книги 2 р.
Переплет 40 к.

Редактор С. Крылов
Техн. редактор Н. Фомин

Уполн. Главлита В-30005
ЖДИЗ 1898 Ж. 54. Зак. т. 9095
Тираж 1180 экз.
Разм. бум. $62 \times 94 \frac{1}{16}$, 6 п. л. 50000 зн. в п. л.
Сдано в набор 5/IX—35 г.
Подписано к печати 15/I—36 г.

5-я тип. Трансжелдориздата НКПС.
Каланчевский тупик, д. 3/5.

Цена 2 р. 40 к.



Издания
Трансжелдориздата
предаются в магазинах
Книгообъединения
ОГИЗа

Единые экземпляры
высылает железнодорожным
платежом
„КНИГА—ПОЧТОЙ“,
Москва, 64
