Записки Ленинградского орденов Ленина и Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова; т. XXXIX, вып. 1, 1959 г.

ТЯГОВОЕ УСТРОЙСТВО С АВТОМАТИЧЕСКИМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ ДАВЛЕНИЯ ПРИВОДНЫХ КОЛЕС НА РЕЛЬС

В. С. Берсенев

Принцип создания тягового усилия современными локомотивами при всей его простоте и совершенстве имеет ряд существенных недостатков, которые проявляются в виде буксования приводных колес при пуске, торможении и движении по наклонным путям. Это является следствием преодоления переменного по величине сопротивления поезда передвижению силами трения, предельная величина которых ограничена постоянным сцепным весом. Это противоречие можно устранить автоматическим регулированием давления приводных колес на рельс. Тогда приводные колеса *1* (рис. 1, *а*), воздействующие на рельс (рис. 1, *в*), расположенные на рычагах *2*, связанных с корпусом локомотива (тягача) *3* тягами *4* и *5*, при наличии соединительного огибающего головку рельса хомута *6* и тяги *7* должны прижиматься к рельсу с усилием ΣN, пропорциональным сопротивлению поезда передвижению,

$$P_т = W_1 + (P + P_0)\sin\alpha + I, \qquad (1)$$

где W_1 — сопротивление на неприводных колесах поезда;
P и P_0 — вес состава вагонеток и локомотива (тягача);
α — угол наклона пути;
I — инерционное усилие.

Для механизма, приведенного на рис. 1, *а*, зависимость между суммарным нормальным усилием на приводных колесах и сопротивлением поезда передвижению

$$\Sigma N = P_т \frac{a+b}{a} \operatorname{tg}\beta, \qquad (2)$$

где a, b и β — параметры рычажного механизма.

Параметры механизма, очевидно, должны быть выбраны так, чтобы между приводными колесами и рельсами при всех режимах работы, вплоть до движения по вертикали, имело место надежное сцепление без пробуксовывания. С этой целью следует плечи рычагов a и b назначить конструктивно, а для выбора необходимой величины угла β использовать условие равновесия тягового усилия F и сопротивления поезда передвижению

$$F = \Sigma N \mu_{сц} = \frac{P_т + W_2}{\xi}, \qquad (3)$$

$F = \Sigma N \mu_{сц} = \frac{P_т + W_2}{\xi}$

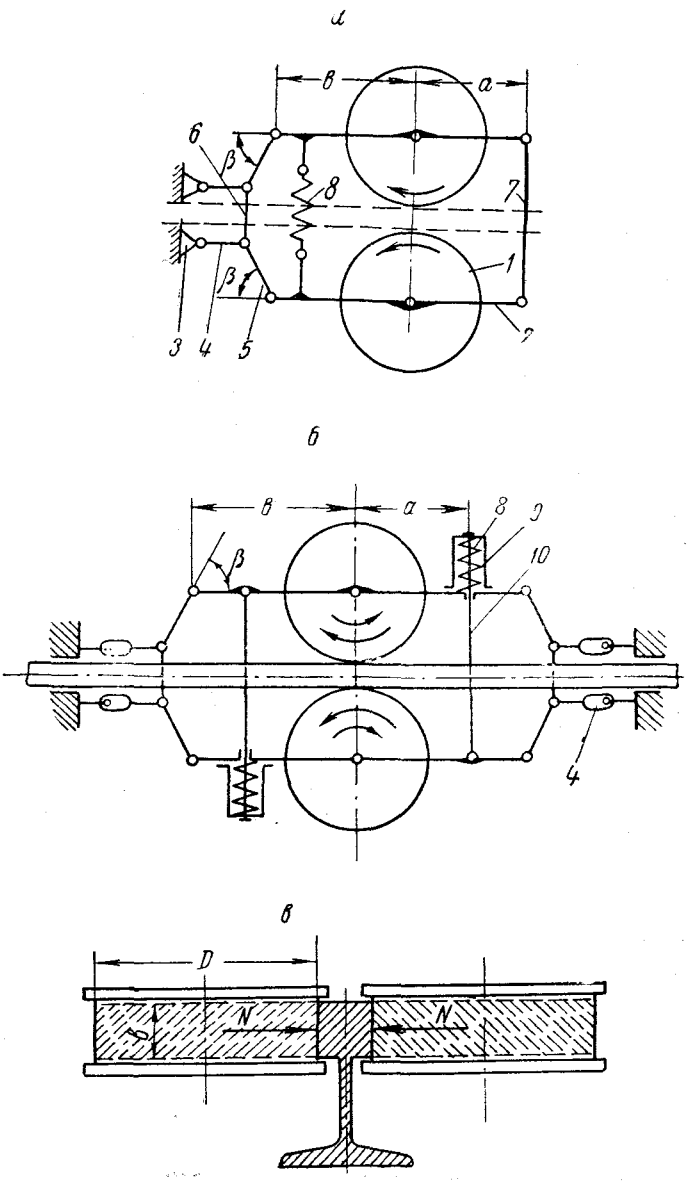


Рис. 1. Рычажное тяговое устройство с автоматическим регулированием давления приводных колес на рельс.

а — одностороннее: *б* — двухстороннее; *в* — схема воздействия приводных колес на рельс; *1* — приводное колесо; *2* — рычаг; *3* — корпус локомотива; *4*, *5* и *7* — тяги; *6* — хомут; *8* — пружина; *9* — стакан пружины; *10* — соединительное звено

где $\mu_{сц}$ — коэффициент сцепления колес с рельсами;
ξ — коэффициент резерва тягового усилия;
$W_2 = \sum N \frac{2k}{D}$ — сопротивление от трения качения на приводных колесах;
k — коэффициент трения качения;
D — диаметр приводных колес.

Решив совместно уравнения (2) и (3), найдем величину угла β, при которой наступит надежное сцепление приводных колес с рельсом,

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{a}{(a+b)\left(\xi\mu_{сц} - \frac{2k}{D}\right)}. \qquad (4)$$

Так как в рассмотренном механизме имеет место взаимозависимость между создаваемым тяговым усилием и давлением приводных колес на рельс, то для периодов, когда $P_т = 0$ будем иметь $\Sigma N = 0$, т. е. колеса могут выйти из зацепления с рельсом. Чтобы исключить выход колес из зацепления, необходимо приводные колеса нагрузить начальным, создаваемым пружиной *8* (рис. 1, *а*), усилием, величиной которого в расчетах можно пренебречь.

Тяговое устройство по схеме *а* рис. 1 может быть использовано только при односторонней нагрузке. При необходимости изменения направления движения или обеспечения торможения целесообразно выполнять двустороннее тяговое устройство (рис. 1, *б*). В отличие от схемы *а*, по схеме *б* роль тяги *7* выполняет звено *10*, на конце которого укреплен стакан *9* пружины *8*, а тяги *4* имеют устройство, допускающее некоторое перемещение механизма относительно корпуса локомотива, необходимое для изменения направления движения. При движении локомотива вправо правый стакан *9* двустороннего механизма после сжатия пружины входит в контакт с рычагом приводного колеса. При этом звено *10* (рис. 1, *б*) выполняет функции тяги *7* (рис. 1, *а*), а левая пружина *8* обеспечивает начальный затяг приводных колес. При движении локомотива влево в работу включается левое звено *10*, а правое — становится тягой правой пружины *8*.

В чисто рычажных устройствах износ колеса и рельса влечет за собой изменение угла β — одного из основных параметров механизма. Этот недостаток определяет необходимость частой регулировки механизма, усложняет замену изношенных рельсов новыми, имеющими более широкую головку.

От таких недостатков свободно тяговое устройство с гидроприводом (рис. 2). В этом случае потребное тяговое усилие воспринимается первичным цилиндром *3* (рис. 2, *а*), который трубопроводом соединен с противоположным вторичным цилиндром *4* (рис. 2, *б*). Предварительный затяг механизма осуществляется пружинами *5*. При износе тяговых колес *1* и рельса передаточное отношение i рычажного механизма *2* остается постоянным, а отсутствие деталей, пересекающихся в осью головки рельса, исключает необходимость в обходных хомутах. Это в свою очередь позволяет уменьшить радиус закругления пути в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Для рассматриваемого механизма суммарное давление приводных колес

$$\sum N = P_т i \frac{F_2}{F_1} \eta, \qquad (5)$$

где i — передаточное отношение рычажного механизма;
F_2 — суммарная площадь двух поршней вторичного цилиндра;
F_1 — рабочая поверхность поршня первичного цилиндра;
η — к. п. д. системы рычагов и цилиндров.

Решив совместно уравнения (3) и (5), можно определить величину передаточного отношения системы рычагов, необходимого для надежного зацепления приводных колес,

$$i = \frac{F_1}{F_2\left(\xi\mu_{сц} - \frac{2k}{D}\right)\eta}, \qquad (6)$$

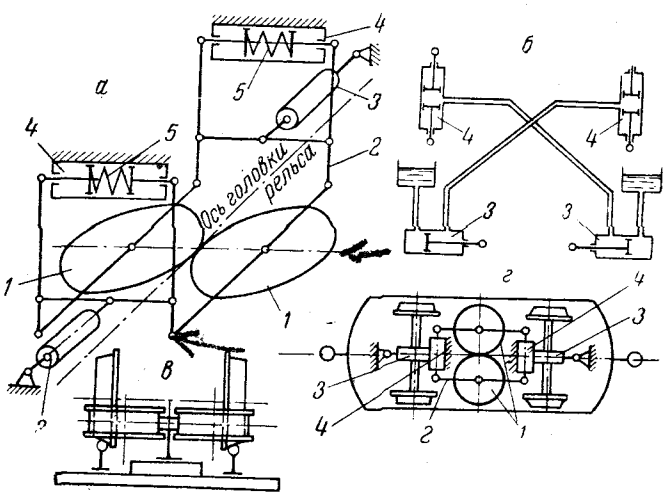


Рис. 2. Рычажно-гидравлическое тяговое устройство с автоматическим регулированием давления приводных колес на рельс:
а — общая схема механизма; *б* — гидропривод; *в* — относительное расположение тяговых и ходовых колес по высоте; *г* — расположение приводных колес в плане; *1* — приводные колеса; *2* — рычажный механизм; *3* и *4* — первичный и вторичный цилиндры; *5* — пружина

или величину потребной суммарной площади поршней вторичного цилиндра

$$F_2 = \frac{F_1}{i\left(\xi\mu_{сц} - \frac{2k}{D}\right)\eta}. \qquad (7)$$

Значительный интерес представляет исследование зависимости величины потерь на приводных колесах от их параметров и условий работы, выражаемых к. п. д. приводных колес. Этот коэффициент определяется отношением потребного тягового усилия к его сумме с сопротивлениями на приводных колесах.

Величина к. п. д. приводных колес локомотивов, использующих для создания тягового усилия сцепной вес, может быть определена зависимостью

$$\eta = \frac{P_т}{P_т + P_{сц}\left(\mu\frac{d}{D} + \frac{2k}{D}\right)}, \qquad (8)$$

где d — диаметр подшипников приводных колес.

Но из условия

$$P_{сц}\mu_{сц} \geqslant P_{сц}\frac{2k}{D} + P_т \qquad (9)$$

имеем

$$P_{сц} \geqslant \frac{P_т}{\mu_{сц} - \frac{2k}{D}}. \qquad (10)$$

Тогда

$$\eta_i \leqslant \frac{\mu_{сц} - \frac{2k}{D}}{\mu_{сц} + \mu\frac{d}{D}}. \qquad (11)$$

Уравнение (11) дает предельное значение к. п. д. приводных колес, соответствующее условиям работы локомотива при полной нагрузке. С уменьшением использования тяговых возможностей локомотива величина к. п. д. рассматриваемых приводных колес падает (рис. 3, *а*). Уже при величине потребного тягового усилия $P_т = 1000$ *кг* к. п. д. приводных колес относительно невелик, а с дальнейшим уменьшением $P_т$ его величина падает еще более резко.

К. п. д. приводных колес тягового устройства с автоматическим регулированием давления на рельс

$$\eta_i = \frac{P_т}{P_т + \sum N\left(\mu\frac{d}{D} + \frac{2k}{D}\right)}. \qquad (12)$$

Подставив в формулу (12) значение ΣN из уравнения (3), получим

$$\eta_i = \frac{\xi\mu_{сц} - \frac{2k}{D}}{\xi\mu_{сц} + \mu\frac{d}{D}}, \qquad (13)$$

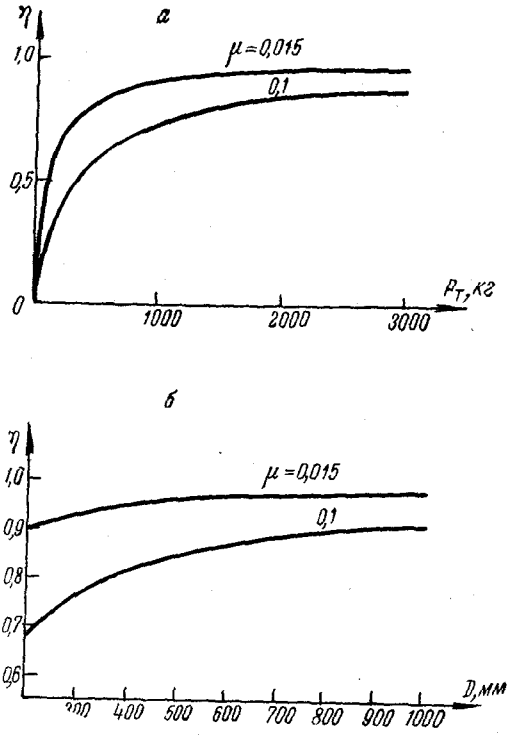


Рис. 3. К. п. д. приводных колес:
а – современных локомотивов при $P_{сц} = 14$ *т*; $d = 120$ *мм*; $D = 750$ *мм*; *б* – с автоматическим регулированием давления на рельс при $d = 80$ *мм*; $\xi\mu_{сц} = 0{,}1$; $k = 0{,}5$ *мм*

т. е. к. п. д. приводных колес при автоматическом регулировании давления на рельс носит постоянный характер и не зависит от использования тяговых возможностей локомотива.

Из рис. 3, *б* видно, что приводные колеса тягового устройства с автоматическим регулированием давления на рельс следует выполнять на подшипниках качения и принимать диаметр рабочей поверхности колеса не менее 300 *мм*.

Тяговое усилие, развиваемое устройством с автоматическим регулированием давления приводных колес на рельс, в каждый момент времени зависит от сопротивлений передвижению поезда, но его

величина ограничивается соответствующим допустимым значением контактных напряжений между приводными колесами и рельсом. Как видно из рис. 4 уже одна пара колес диаметром 500 *мм* при ширине контактной поверхности 50 *мм* имеет тяговые характеристики, близкие тяговым возможностям электровоза КР-14. Следовательно, рассматриваемое устройство при использовании нескольких пар колес может развивать значительные тяговые усилия.

Конструктивное выполнение локомотивов с предлагаемым тяговым устройством в значительной степени зависит от условий их использования. При движении локомотива, оборудованного устройством, по

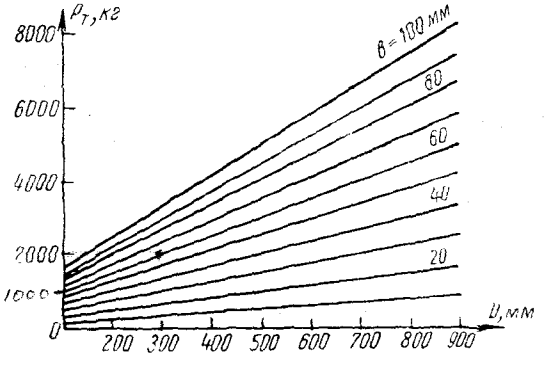


Рис. 4. Зависимость максимально допустимого тягового усилия, создаваемого одной парой тяговых колес, от их диаметра и ширины поверхности контакта

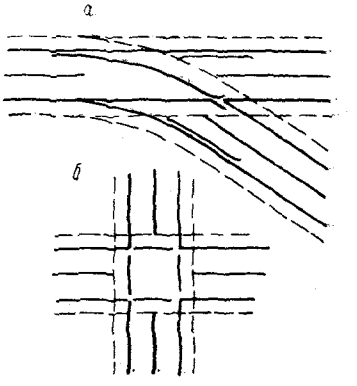


Рис. 5. Рельсовые пути с третьим тяговым рельсом (пунктиром показана зона прохода частей локомотива):
а — на стрелочном переводе; *б* — на перекрестке

рельсовым путям обычного типа последние должны иметь третий приподнятый тяговый рельс (рис. 2, *в* и *г*). Подъем тягового рельса над несущими необходим для обеспечения прохода локомотивом стрелочных переводов и перекрестков обычного типа. При этом третий тяговый рельс должен иметь разрывы над стрелочными переводами и перекрестками в зоне прохода частей локомотива, находящихся на высоте центрального рельса (рис. 5).

Конструктивно более простым может быть монорельсовый тягач, где роль несущего и тягового рельсов выполняет монорельс.

Локомотив может иметь приводными как несущие, так и горизонтальные колеса, тогда третьим рельсом следует оборудовать только наиболее тяжелые участки пути, где обычный способ создания тягового усилия не обеспечивает прохода состава принятого веса. Так как третий рельс имеет разрывы над стрелочными переводами и перекрестками, целесообразно в поезде на некотором расстоянии друг от друга (большем максимальной длины разрыва) установить два тяговых устройства. Тогда при вынужденной остановке в зоне разрыва может оказаться только одно тяговое устройство.

Выводы

1. Недостатки современных локомотивов определяются противоречием, заключающимся в том, что преодоление переменного по величине сопротивления передвижению поезда осуществляется за счет сил тре-

ния между приводными колесами и рельсами, создаваемых при помощи постоянного сцепного веса.

2. Автоматическое регулирование давления приводных колес в зависимости от сопротивления поезда передвижению позволяет совершенно исключить явление буксования и обеспечить работу локомотивов при самых тяжелых условиях (наклонных выработках).

3. Рассматриваемое устройство может создавать большие тормозные усилия, ограничиваемые только условиями прочности приводных колес и рельса, что позволит резко сократить величину тормозного пути.

4. Отсутствие прямой зависимости между весом локомотива и создаваемым тяговым усилием при использовании тяговых устройств с автоматическим регулированием давления приводных колес на рельс позволит существенно снизить вес локомотива.

5. Применение рассматриваемых устройств на монорельсовых подвесных тягачах дает возможность при относительно небольшом их весе решить проблему создания значительных тяговых усилий, что несомненно имеет существенное значение для гидрошахт и шахт со сплошной конвейеризацией.

6. Автоматическое регулирование давления приводных колес на рельс позволяет уменьшить потери на них, снизить сопротивление передвижению локомотива (в основном за счет уменьшения сцепного веса) и уменьшить износ рельса и ходовых частей.