Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени горного института
им.Г.В.Плеханова, т.ХIX,вып.1,1975 г.

МЕТОДЫ РАСЧЕТА ТЯГОВЫХ УСТРОЙСТВ С РЕГУЛИРУЕМЫМ ДАВЛЕНИЕМ ГЛАДКИХ КОЛЕС НА РЕЛЬС

В.С.БЕРСЕНЕВ

В различных отраслях промышленности проявляется большой интерес к тяговым устройствам (ТУ) с регулируемым давлением гладких ведущих колес на рельс в зависимости от величины создаваемых ими сил тяги или тормозного усилия. В 1974 г. консультации по методике расчета этих механизмов потребовались работникам химической, авиационной, строительной, металлообрабатывающей и других отраслей промышленности. Все это подтверждает необходимость опубликования в достаточно простом изложении методики расчета таких механизмов, причем предполагается, что читатель хорошо знаком с положениями опубликованной ранее работы автора.[x)]

Используемый при проектировании обычных локомотивов коэффициент сцепления гладких ведущих колес с рельсом весьма упрощенно характеризует процессы создания силы тяги. Так как ТУ способны работать на крутых и вертикальных гладких рельсовых путях, а при реверсировании нагрузки должны обеспечивать надежное сцепление при весьма малом давлении колес на рельс, создаваемом приспособлениями начального затяга, то при расчетах должен быть обеспечен достаточный для безопасной работы запас сил сцепления. Поэтому в рассматриваемых здесь расчетных зависимостях коэффициент сцепления заменен суммой приведенных к поверхности катания ведущих колес удельных сил, отнесенных к единице силы нормального давления на рельс.

---

x) В.С.Берсенев. О развитии самоходных рельсовых транспортных устройств с гладкими ведущими колесами.– Зап.ЛГИ, 1970, т.60, вып. 1.

Основной из этих сил принята удельная сила сцепления ν, равная отношению создаваемой колесом силы сцепления F к его давлению N на рельс. Считается, что ν положительна, если воздействующая на колесо реакция рельса противоположна окружной скорости колеса в зоне контакта его с рельсом; эта сила считается отрицательной, если реакция рельса и окружная скорость колеса совпадают. Удельную силу сцепления следует рассматривать как функцию от относительной скорости скольжения u ведущего колеса. Оно считается положительным, если совпадает по направлению с окружной скоростью колеса.

Упрощенная графическая зависимость $\nu = f(u)$, отвечающая условиям работы ТУ, показана на рис.1. Основному тяговому режиму соответствует участок I–II, который характеризуется $\nu_{II} = const$ и скоростями скольжения u_I и u_{II}, находящимися в пределах 1% от окружной скорости колеса. Этому режиму соответствует зависимость

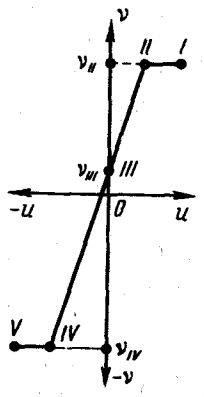


Рис.1. Качественная характеристика режимов реализации удельной силы сцепления в зависимости от величины относительного скольжения

$$F = \nu_{II} N , \qquad (1)$$

где ν_{II} – соответствующая участку I–II удельная сила сцепления ведущего колеса (или колес) с рельсом.

Получаемая по уравнению (1) сила сцепления F никогда полностью не реализуется в виде силы тяги T, так как часть ее расходуется на преодоление сопротивлений качению ведущих колес в зоне контакта их с рельсом, пропорциональных удельной силе их сопротивления ν_{III}, равной ординате точки III. При регулируемом давлении ведущих колес на рельс силы T и F связаны зависимостью

$$F = T + \nu_{III} N , \qquad (2)$$

при решении которой совместно с уравнением (1) можно получить

$$T = \frac{\nu_{II} - \nu_{III}}{\nu_{II}} F . \qquad (3)$$

С достаточной для инженерных расчетов точностью допустимо считать $\nu_{III} = const$, что определяет прямую пропорциональность между силами T и F. Это позволяет сделать вывод, что сила тяги T может быть использована при регулировании давления ведущих колес на рельс вместо силы F, и уравнение регулирования давления ведущих колес на рельс при принятых допущениях получит вид

$$N = m_0 T \geqslant m_0 T_0 , \qquad (4)$$

где m_0 – коэффициент регулирования по условию сцепления колеса с рельсом; $T_0 = (0{,}02 \div 0{,}05)\, T_{max}$ – усилие начального затяга, удерживающее колеса в контакте с рельсом при нулевых или близких к нулю значениях N .

Из уравнений (I), (2) и (4) можно получить зависимость для определения m_0 :

$$m_0 = \frac{1}{\nu_{II} - \nu_{III}} \quad . \tag{5}$$

При $T < T_0$ реализация удельной силы сцепления происходит в соответствии с участком II–III–IУ переходных режимов зависимости $\nu = f(u)$ при $N_{min} = m_0 T_0 = \text{const}$. Участок II–III соответствует тяговому, а участок III–IУ тормозному режиму.

После того как тормозное усилие увеличится до значений $B \geqslant T_0$, ведущие колеса начнут работать в основном тормозном режиме (участок IУ–У) при регулируемом давлении ведущих колес на рельс и постоянной удельной силе сцепления, величина которой

$$\nu_B = \nu_{IV} + \nu_{III} \quad , \tag{6}$$

где ν_{IV} – удельная сила сцепления при тормозном режиме, соответствующая участку IУ–У.

Создаваемое ведущими колесами тормозное усилие

$$B = (\nu_{IV} + \nu_{III})N \quad . \tag{7}$$

Полагая равными абсолютные значения ν_{II} и ν_{IV}, можно получить соотношение между T и B при одинаковых значениях N :

$$\frac{T}{B} = \frac{\nu_{II} - \nu_{III}}{\nu_{II} + \nu_{III}} \quad . \tag{8}$$

Следовательно, при регулируемом давлении ведущих колес на рельс в зависимости от величины силы тяги или тормозного усилия тормозной режим характеризуется значительно большим запасом сил сцепления колес с рельсом. Это достаточно хорошо подтверждается опытом эксплуатации ТУ в условиях Ленинградского комбината тонких и технических сукон им.Тельмана, где они работают с 1970 г.

Выполненные в металле ТУ имеют одно, два и четыре ведущих колеса. Применение большего числа колес возможно, но практически нецелесообразно, так как уже при четырех колесах возникают конструктивные трудности при распределении крутящих моментов и нормальных нагрузок между ними. Можно полагать, что дальнейшее развитие ТУ пойдет по пути применения одного и двух ведущих колес. При этом более совершенной является двухколесная схема ТУ, так как расположение ведущих колес в одной плоскости и с двух сторон рельса обеспечит уравновешивание его реакций внутри механизма ТУ и на раму машины будет передаваться только полезная сила тяги или тормозное усилие. Эта схема

имеет более высокий КПД процесса создания силы тяги, поскольку в таких ТУ нет неприводных опорных колес, которые необходимо иметь в одноколесных ТУ для уравновешивания воздействующей на ведущее колесо нормальной реакции рельса.

Несмотря на присущие одноколесным ТУ недостатки они на практике получат достаточно широкое применение в виде монорельсовых подвесных тягачей с относительно малой силой тяги (до 5 кН), которые работают в стесненных условиях и на монорельсах из двутавра. При расчете таких ТУ, определяя коэффициент регулирования m_0, необходимо учитывать удельные сопротивления на неприводных колесах

$$\nu_x = (\mu \frac{d}{D_x} + \frac{2k}{D_x}) c \ , \qquad (9)$$

где μ и d – соответственно коэффициент сопротивления и диаметр подшипников неприводных опорных колес диаметром D_x ; k – коэффициент трения качения; $c = 1{,}1 \div 1{,}2$ – коэффициент учета дополнительных видов сопротивлений (на ребордах, от поперечного, геометрического, продольного скольжений и т.п.).

Действие ν_x на ТУ приводит к перемещению точки Ш вверх по оси ординат на соответствующий удельным сопротивлениям опорных колес отрезок. Поэтому в зависимостях (2), (3), (5)–(8) к $\nu_ш$ необходимо прибавить ν_x . Так как сопротивления на неприводных опорных колесах преодолеваются за счет силы сцепления F , то следует весьма тщательно прорабатывать конструкцию этих колес, обеспечивая снижение μ , c и возможное увеличение D_x .

Определение геометрических размеров ТУ начинают с расчета ведущих колес на контактную прочность. Для этого можно воспользоваться весьма простой и удобной формулой, предложенной А.И.Дукельским[x)]

$$BD \geqslant \frac{\xi N_{i\,max}}{[q]} \ , \qquad (10)$$

где B и D – ширина и диаметр поверхности контакта цилиндрического ведущего колеса с рельсом; $\xi = 1 + 0{,}2\,v$ – динамический коэффициент, зависящий от скорости v (в м/с); $[q]$ – допускаемое удельное давление для рельса из стали Ст.5 и колеса из закаленной стали Ст.6 , МН/м^2 ; $N_{i\,max}$ – максимальное давление одного колеса ТУ на рельс, МН,

$$N_{i\,max} = \frac{m_0 T_{max}}{i} \ . \qquad (11)$$

i – число ведущих колес ТУ, T_{max} – максимальная сила тяги для данного ТУ.

---

x) А.И.Дукельский. Грузоподъемные машины. М.–Л.,Вотранснздат, 1953.

Максимальное давление одного колеса на рельс $N_{i\,max}$ зависит от конструкции ТУ.

Расчету на контактную прочность подлежат также и неприводные опорные колеса, воспринимающие нагрузку $m_0 T_{max} + G$ (G – сила тяжести ТУ).

После определения диаметра ведущих колес 1 (рис. 2) конструктивно назначают размеры ТУ. Назначению размера l_2 предшествует расчет размеров пальцев шарниров 5 и 7 по нагрузке $\sqrt{\left(\frac{N_{i\,max}}{2}\right)^2 + T^2_{max}}$. Пальцы должны разместиться на плече l_2 углового рычага 6. Размер L можно принимать в пределах $(2{\div}2{,}5)D$. Размер b назначают из условия движения ТУ по закруглению пути с минимальным радиусом.

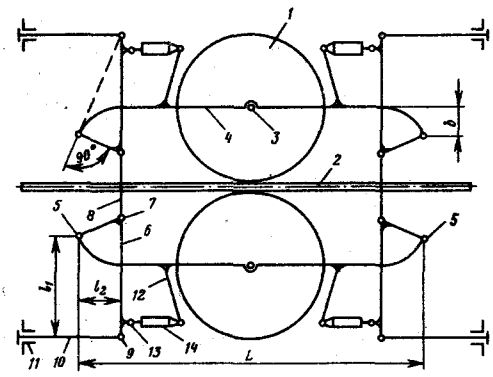


Рис.2. Принципиальная схема двухколесного реверсивного тягового устройства с угловыми рычагами

С целью сохранения передаточного числа рычажного механизма ТУ в процессе износа ведущих колес, а также при изменении поперечных размеров рельса 2 угол между плечами 5–7 и 5–9 рычагов 6 следует принимать равным 90^0.

После назначения основных размеров ТУ переходят к определению размера l_1 угловых рычагов 6. Этот размер определяют из условий равенства коэффициента регулирования m_0 и геометрического передаточного числа m рычажного механизма с учетом сопротивлений в шарнирах. Это условие имеет вид

$$\frac{1}{\nu_{II} - \nu_{III}} = m_4 m_6 \eta_4 \eta_6 , \qquad (12)$$

где m_4 и η_4 – передаточное число и КПД рычага 4; $m_6 = l_1/l_2$ и η_6 – передаточное число и КПД рычага 6.

Решая уравнение (12) относительно l_1 , можно получить зависимость для определения размера длинного плеча углового рычага 6:

$$l_1 = \frac{l_2}{(\nu_{II} - \nu_{III}) m_4 \eta_4 \eta_6} . \qquad (13)$$

Учитывая изменения величины ν_{II} в процессе эксплуатации ТУ и трудности в вычислении ν_{III} , которое также может меняться в процессе износа ходовых частей, при проектировании экспериментального образца ТУ разность $\nu_{II} - \nu_{III}$ для подземных условий можно принимать

в пределах 0,1–0,12, а для тяговых устройств, работающих на поверхности, – в пределах 0,2–0,24. После изготовления экспериментального образца ТУ и испытания его в производственных условиях при необходимости вводится поправка в разность $\nu_{II} - \nu_{III}$ путем изменения размера l_1.

Передаточное число рычагов 4 ведущих колес I зависит от геометрических размеров рычага и способа передачи крутящего момента на ведущие колеса. Привод может быть установлен на раме машины. При этом крутящий момент передают на ведущие колеса с помощью гидропередачи или карданно-шлицевыми валами. Карданные валы могут передавать крутящий момент непосредственно на валы ведущих колес. Тогда на рычаг 4 передается момент сил трения в подшипниках ведущего колеса. С учетом этого момента передаточное число m_4 следует вычислять по зависимости

$$m_4 = \frac{L - l_2}{0{,}5L - l_2 + 0{,}5\mu_в d_в - (\nu_{II} - \nu_{III})b}, \qquad (14)$$

где $\mu_в$ и $d_в$ – соответственно коэффициент трения (коэффициент сопротивления для подшипников качения) и диаметр подшипников ведущих колес.

При передаче крутящего момента карданными валами на ведущие колеса через редуктор, встроенный в рычаг 4, передаваемый момент на него воздействует полностью. В данном случае передаточное число рычага 4 следует вычислять по зависимости

$$m_4 = \frac{L - l_2}{0{,}5L - l_2 - (\nu_{II} - \nu_{III})\left(0{,}5D - b \pm \frac{D}{2i_р\eta_р}\right)}, \qquad (15)$$

где $i_р$ и $\eta_р$ – соответственно передаточное число и КПД встроенного в рычаг 4 редуктора привода ведущих колес.

Знак плюс перед дробью в знаменателе в этом выражении ставится в случае вращения колеса I и карданного вала в одну сторону. Зависимость (I5) справедлива и в случае установки привода на рычаге 4 или применения гидропередачи. Тогда дробь в знаменателе равна нулю.

Коэффициент полезного действия рычага 4 ведущих колес I практически не отличается от единицы, а КПД углового рычага 6 можно вычислить с помощью приближенной зависимости

$$\eta_6 = 1 - 0{,}1\,\frac{d_2}{l_2} - 0{,}05\,\frac{d_1}{l_1}, \qquad (16)$$

где d_2 – диаметр шарниров 5 и 7; d_1 – диаметр шарнира 9.

Размер b рычага 4 обычно тесно связан с размерами хомутов 8, которые огибают рельс и позволяют расположить в его плоскости шарнирно-рычажный механизм ТУ. Размеры зева хомута проверяют по условиям свободного движения ТУ по вертикальным и горизонтальным закруглe-

ниям пути. Особое внимание следует уделить конструктивной проработке шарнира 7, соединяющего хомут с угловым рычагом 6, и шарнира 5, соединяющего короткое плечо углового рычага с рычагом 4 ведущего колеса. Чтобы пальцы этих шарниров работали в нескольких сечениях, шарнирам следует придать гребенчатую форму, а свободный поворот сочленяемых деталей обеспечивается строгой перпендикулярностью пальцев плоскости шарнирно-рычажного механизма. Шарнир 5 целесообразно совместить с регулировочным устройством для внесения поправки в расстояние между подшипниками 3 колес I после изготовления ТУ и компенсации чрезмерного износа ведущих колес после их длительной работы.

Тяги 10 следует проектировать как односторонние связи ТУ с рамой 11 машины. Они должны работать только на растяжение и не ограничивать перемещение ТУ в перпендикулярной рельсу 2 плоскости. Передача силы тяги от ТУ на раму машины должна осуществляться только через тяги 10. Взаимодействие ТУ с рамой машины 11 в направлении рельса через какие-либо другие детали (например, выступающие части машины) неизбежно приводит к нарушению процесса регулирования давления ведущих колес на рельс.

Приспособления начального затяга 14 могут располагаться в ТУ по параллельной (см. рис. 2) и последовательной схеме. При параллельной схеме приспособление начального затяга 14 опирается на кронштейн 12 рычага 4 и воздействует на шарнир 13 углового рычага 6. Роль кронштейна 12 может выполнять любой другой элемент рычага 4, например шаровая опора на каком-либо ребре жесткости. При последовательной схеме тягу 10 разделяют на две части и между ними монтируют пружину, которая не позволяет продольным усилиям Т стать меньше T_0 – см. уравнение (4). Если приспособление начального затяга 14 расположено по параллельной схеме, то уравнение регулирования давления ведущих колес на рельс приобретает иной вид, т.е.

$$N = m_0 (T + T_0) . \qquad (17)$$

Сравнивая уравнения (4) и (17), можно сделать вывод, что параллельная схема расположения приспособлений начального затяга предпочтительна, так как обеспечивается некоторый резерв силы тяги при всех значениях T . Кроме того, при параллельном расположении приспособлений начального затяга колеса I останутся в контакте с рельсом даже при обрыве тяг 10. Это можно использовать для аварийного торможения, предусмотрев дополнительные связи между шарнирами 9 и рамой 11, например, в виде свободно висящих тросов. По этой же причине приспособления начального затяга следует устанавливать на каждом угловом рычаге. Этим достигается высокая надежность ТУ, так как начальный затяг будет обеспечен, если сохранит работоспособность хотя бы одно приспособление.

Действию наибольших изгибающих моментов и деформациям подвержены рычаги 4 ведущих колес I. Они воспринимают поперечные рельсу усилия, величина которых в 5–10 раз больше создаваемой ТУ силы тяги.

Эти рычаги следует выполнять коробчатой формы в поперечном сечении и располагать ведущее колесо внутри коробки. Боковым стенкам коробки следует обеспечить повышенную жесткость дополнительными ребрами, так как при определяемых прочностными расчетами размерах стенок имели случаи заклинивания подшипников 3, если они монтированы в стенках коробки. Поэтому лучшим вариантом следует считать передачу крутящего момента через встроенный в рычаг 4 редуктор, когда стенки коробчатого рычага 4 жестко соединены осью, на которой вращается колесо I.

При значительных размерах ТУ и расположении его в горизонтальной плоскости приходится тем или иным способом передавать на рельсовый путь его силу тяжести, например, ребордами колес I или специальными опорными роликами, которые целесообразно монтировать на хомутах 8. Если ТУ находится под рамой 11, то его можно подвесить к ней с помощью подпружиненных подвесок. Подпружиненные подвески обеспечивают меньшие погрешности в работе ТУ, так как дополнительные сопротивления на опорных колесах рамы II входят в суммарное сопротивление поезда, передаются на ТУ через тяги 10 и участвуют в качестве одной из сил, используемых при регулировании давления колес I на рельс 2.

Здесь изложены только основные особенности проектирования ТУ и совершенно не затрагиваются прочностные расчеты, так как они относятся к общеизвестным инженерным задачам.