Записки Ленинградского орденов Ленина и Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова, т. LX, вып. 1, 1970 г.

ОБЛАСТЬ РАЦИОНАЛЬНОГО ПРИМЕНЕНИЯ ТЯГОВЫХ УСТРОЙСТВ НА УКЛОНАХ

В. И. Вдовиченко

Тяговые устройства с автоматическим регулированием прижатия колес к рельсу обеспечивают заданный режим сцепления гладких колес с рельсами независимо от профиля пути и изменения внешней нагрузки, что позволяет использовать их для перемещения грузов в наклонных горных выработках с любыми углами наклона.

Однако для практического использования тяговых устройств на промышленных предприятиях важно обеспечить не только принципиальную возможность преодолевать заданный уклон пути, но и одновременный подъем достаточно большого полезного груза. При неудачном выборе параметров это требование может оказаться невыполнимым. Целью настоящей работы является исключение возможных ошибок при проектировании подъемных установок на базе рассматриваемых тяговых устройств.

Полезное усилие $F_п$ на сцепном устройстве может быть выражено как разность касательной силы тяги приводных колес $F_к$ и сил сопротивления движению, возникающих внутри тяговых устройств.

Силы сопротивления движению делятся на две группы: $W_к$, зависящие от величины касательных усилий, создаваемых тяговыми колесами, и W_i, зависящие от уклона пути и собственного веса.

Основные сопротивления приводных колес

$$W_k = N\frac{2k+\varphi d}{D} = \frac{F_k(2k+\varphi d)}{\psi D}, \qquad (1)$$

где N — сила нормального давления приводных колес на рельс, зависящая в рассматриваемых устройствах от реализуемого касательного усилия $F_к$ и расчетного значения коэффициента сцепления; ψ — коэффициент сцепления, $\psi = 0{,}12$; k — коэффициент трения качения ходовых колес, для стальных колес и стального рельса $k = 0{,}05$ *см* *; φ — коэффициент трения в роликовых подшипниках тяговых колес, для железнодорожных вагонов можно принять $\varphi = 0{,}005$ **; d, D — диаметры поверхностей, соответственно, трения подшипника тягового колеса и катания тягового колеса.

Так как диаметр тяговых колес определяется по условию контактной прочности в зависимости от нагрузки $N = \frac{F_k}{\psi}$, то, подставляя его значение, найденное по известной формуле Герца при допускаемом контактном напряжении $[\sigma]_к = 6{,}9 \cdot 10^8$ *н/м*^{2}, ширине контакта $b = 0{,}06$ *м*, коэффициенте динамичности $\xi = 1 + 0{,}2V$ (где V — скорость движения тягового устройства, *м/сек*), и $D = 2d$ (с учетом специфики рассматриваемых устройств), в формулу (1), получим

$$W_к = 0{,}021 F_к + \frac{1000}{1 + 0{,}2V}, \text{ Н}. \qquad (2)$$

Здесь и ниже $F_к$ измеряется в ньютонах, V — в метрах на секунду.

Сопротивления, зависящие от уклона пути и собственного веса тяговых устройств, выражаются зависимостью

$$W_i = G(\cos\alpha\, W_0 + \sin\alpha), \qquad (3)$$

где α — угол наклона пути; W_0 — удельное сопротивление движению тягового устройства, учитывающее трение только в опорных колесах, ориентируясь на максимальные значения для обычных локомотивов, примем $W_0 = 0{,}01$; G — собственный вес тягового устройства, зависящий от типа, конструкции, материалов, технологии, тягового усилия и скорости движения.

Поскольку на величину собственного веса тягового устройства влияют многие факторы, определить его точно невозможно. Однако более важны закономерности изменения веса в функции параметров, чем его точное абсолютное значение.

---

* Левенсон Л. Б. Теория механизмов и машин. Машгиз, 1954.

** Бабичков А. М., Егорченко В. Ф. Тяга поездов. Трансжелдориздат, 1947.

Для вывода приближенной аналитической зависимости конструкция тягового устройства была принята безрамной, выполненной из углеродистой конструкционной стали без термообработки, с установкой электрических двигателей на рычагах двух тяговых колес, ширина которых $b=0{,}06$ *м*. Редуктор планетарный или обычный с разветвлением мощности на несколько потоков. Двигатель короткозамкнутый асинхронный односкоростной обычного исполнения с числом оборотов $n_c=1500$ *об/мин*.

Общий вес тягового устройства считался равным сумме весов двух стандартных электрических двигателей, двух стандартных планетарно-цевочных редукторов и веса механизма автоматического регулирования, включая тяговые колеса.

По каталогам на электрические двигатели была построена кривая веса двигателей в функции мощности и подобрана соответствующая аналитическая зависимость. Таким же методом получена зависимость веса редуктора от передаваемой мощности и передаточного числа. Вес тягового устройства без привода определялся по прочным размерам основных деталей — тяговых колес и их рычагов. Все полученные зависимости выражались через основные параметры тягового устройства — касательную силу тяги $F_к$ и скорость движения V, после чего суммировались, Таким образом удалось получить выражение для приближенного определения веса проектируемого устройства

$$G=354+0{,}31\,(F_к V)^{0{,}88}+0{,}01\,F_к V+(49\,\xi+5{,}1\xi^2)\,10^{-7}\,F_к^2. \quad (4)$$

Для удобства пользования полученная зависимость представлена в виде графиков (рис. 1).

Полезная сила тяги на сцепке тягового устройства с учетом формул (2), (3)

$$F_п=F_к-\left(0{,}021\,F_к+\frac{1000}{1+0{,}2\,V}\right)-G\,(0{,}01\cos\alpha+\sin\alpha). \quad (5)$$

Из формулы (5) видно, что $F_п$ уменьшается с увеличением угла α, причем на степень уменьшения влияет величина G, которая, как видно из рис. 1, резко возрастает при увеличении скорости и касательной силы тяги. При $F_п=0$ из уравнения (5) можно найти предельный угол α, при котором тяговое устройство теряет способность поднимать полезный груз.

Если принять, что применение тягового устройства целесообразно пока

$$F_п\geqslant 0{,}75\,F_к, \quad (6)$$

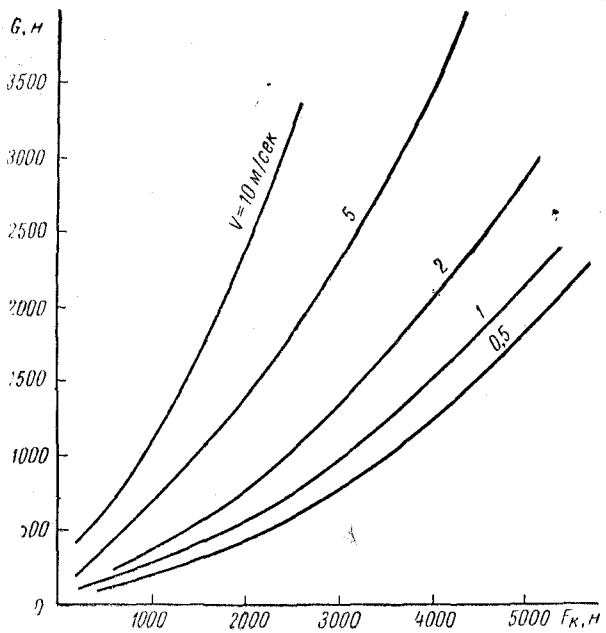


Рис. 1. Зависимость веса тягового устройства от силы тяги при различных скоростях движения

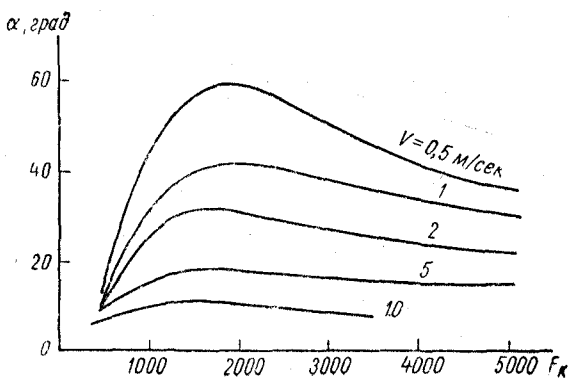


Рис. 2. Зависимость допускаемого угла наклона пути от силы тяги при различных скоростях движения для случая $F_п = 0{,}75\ F_к$

то подстановкой формулы (6) в (5) и решением относительно α найдем углы α, удовлетворяющие этому условию,

$$\alpha \leqslant \arcsin \frac{0{,}229F_к - \frac{1000}{1+0{,}2\,V} - 0{,}01\,G\cos\alpha}{G}. \qquad (7)$$

По этой формуле угол α находится методом последовательных приближений, причем для первого приближения берется произвольное значение $\cos\alpha$, а второе можно считать практически точным. На рис. 2 представлены графики, полученные с помощью формулы (7), пользуясь которыми можно правильно выбрать параметры тягового устройства при проектировании. Из рис. 2 можно сделать выводы.

1. Скорость движения порядка 10 *м/сек* следует считать близкой к верхнему пределу для рассматриваемых устройств, так как при этом выгодный угол подъема может уменьшиться до величины, преодолеваемой обычными локомотивами.

2. Полученные зависимости не позволяют установить определенные границы допустимых величин силы тяги, однако наивыгоднейшее соотношение между $F_п$ и $F_к$ возможно в диапазоне $F_к = 15000 \div 25000$ *н*, где кривые имеют максимум.

3. Преодоление углов подъема $\alpha > 60°$ при соблюдении выгодного соотношения $F_п/F_к$ возможно только при скоростях движения тяговых устройств $V < 0{,}5$ *м/сек*.

4. Указанные в предыдущих пунктах ограничения следует считать ориентировочными. Они могут быть изменены в желаемом направлении улучшением конструкции, снижением вредных сопротивлений, применением легких сплавов и современных методов упрочнения.