Записки Санкт-Петербургского горного института им.Г.В.Плеханова.
Т. 138. СПб, 1993

УДК 621.335.2

Н.П.БОЙЦОВ, И.Н.БОЙЦОВА

СТАТИКА И КИНЕМАТИКА ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С ТЯГОВЫМ УСТРОЙСТВОМ СПИРАЛЬНО-ЦЕВОЧНОГО ТИПА НА НАКЛОННОМ ПУТИ

В Санкт-Петербургском горном институте выполнен ряд работ [1-5], в которых определена достаточно широкая область использования спирально-цевочного зацепления в приводе горных машин, разработана методика расчета основных конструктивных параметров [6], а также получены экспериментальные данные лабораторных и промышленных испытаний [7] подъемно-транспортных средств с тяговым устройством спирально-цевочного типа (ТУСЦ), которые нашли применение на горных предприятиях Красноярского края. Однако обеспечение более безопасных условий эксплуатации горных машин с ТУСЦ требует дополнительных исследований влияния внешних факторов на процесс преобразования вращательного движения рабочего органа в поступательное перемещение транспортного средства.

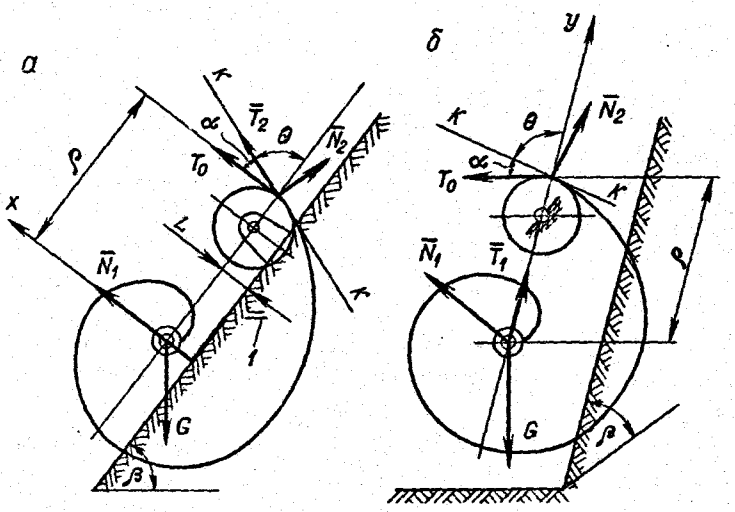


Рис.1. Схема тягового устройства на наклонном пути при расположении рабочего органа в плоскости, перпендикулярной (а) и параллельной (б) движению

Известно, что тяговое и движущее усилия (рис.I), развиваемые транспортной установкой, определяются из соотношений [8]

$$W = mg(\sin\beta \pm f_1\cos\beta), \qquad (I)$$

где m – масса движущихся частей и груза; f_1 – коэффициент трения несущих элементов; β – угол наклона пути; g – ускорение свободного падения.

Окружное усилие $T_0 = W\operatorname{tg}(\alpha \pm \gamma)$, развиваемое ТУСЦ, создает дополнительное сопротивление движению $W_0 = Wf_2\operatorname{tg}(\alpha \pm \gamma)$ (здесь f_2 – коэффициент трения направляющих элементов; γ – угол трения ТУСЦ; α – угол подъема спирали рабочего органа). С учетом W_0 выражение (I) примет вид

$$W = mg(\sin\beta \pm f_1\cos\beta)(1+f_2\operatorname{tg}(\alpha \pm \gamma)),$$

справедливый для случаев, когда сила трения несущих элементов $P_{тр} = mgf_1\cos\beta$ не способна удерживать транспортное средство от поперечного смещения под действием T_0.

Предельное значение β соответственно при движении вниз и вверх определяется из равенства $P_{тр} = T_0$, т.е.

$$\beta_н = \operatorname{arctg}(f_2 + f_1\operatorname{tg}(\alpha-\gamma))\operatorname{tg}^{-1}(\alpha-\gamma); \qquad (2)$$

$$\beta_в = \operatorname{arctg}(f_2 - f_1\operatorname{tg}(\alpha+\gamma)\operatorname{tg}^{-1}(\alpha+\gamma). \qquad (3)$$

Выражения (2) и (3) справедливы для горизонтального положения транспортного средства с ТУСЦ при $f_2 f_1^{-1} \geq \pm\operatorname{tg}(\alpha+\gamma)$.

Таким образом, даже на горизонтальном участке пути могут возникнуть дополнительные сопротивления движению W_0 от действия T_0.

Совершенство транспортных машин характеризуется коэффициентом тяги ω, определяемым отношением W к массе груза и движущихся частей:

$$\omega = (\sin\beta \pm f_1\cos\beta)(1+f_2\operatorname{tg}(\alpha \pm \gamma). \qquad (4)$$

Силы трения, преодолеваемые при движении вверх и вниз,

$$P_{тр\,в} = W_в - mg\sin\beta, \; P_{тр\,н} = mg\sin\beta - W_н.$$

КПД транспортного средства без учета потерь мощности в элементах ТУСЦ

$$\eta'_в = \sin\beta\left((\sin\beta + f_1\cos\beta)(1+f_2\operatorname{tg}(\alpha+\gamma))\right)^{-1}, \; \eta''_н = (\sin\beta - f_1\cos\beta)(1+f_2\operatorname{tg}(\alpha-\gamma))\sin^{-1}\beta.$$

КПД ТУСЦ определяется аналогично решению задачи о наклонной плоскости:

$$\eta''_в = \operatorname{tg}\alpha\cdot\operatorname{tg}^{-1}(\alpha+\gamma), \; \eta''_н = \operatorname{tg}(\alpha-\gamma)\operatorname{tg}^{-1}\alpha.$$

Общий вид КПД транспортной установки с ТУСЦ

$$\eta_в = \sin\beta \operatorname{tg}\alpha \left((\sin\beta + f_1\cos\beta)(1+f_2\operatorname{tg}(\alpha+\gamma))\operatorname{tg}(\alpha+\gamma)\right)^{-1}; \qquad (5)$$

$$\eta_н = (\sin\beta - f_1\cos\beta)(1+f_2\operatorname{tg}(\alpha-\gamma))\operatorname{tg}(\alpha-\gamma)\sin^{-1}\beta\operatorname{tg}^{-1}\alpha . \qquad (6)$$

Область существования ТУСЦ определяется из уравнения (6), т.е. при $\eta_н \geq 0$, $\beta \geq \operatorname{arctg} f_2$. Приравняв левую часть формулы (6) нулю и выполняя алгебраические преобразования, получим $\beta = \operatorname{arctg} f_2$. Кроме того, очевидно, что с уменьшением α снижается $\eta_н$, а при $\alpha = \gamma$ $\eta_н = 0$.

Определим условия предельного равновесия транспортной установки с ТУСЦ на наклонном пути.

Уравнения равновесия в проекциях на оси Ox и Oy имеют вид

$$\begin{aligned} \Sigma X_i &= N_1 - G\cos\beta - N_2\cos\theta + T_2\sin\theta = 0 ; \\ \Sigma Y_i &= T_1 - G\sin\beta - N_2\sin\theta + T_2\cos\theta = 0 ; \\ \Sigma M_0(\bar{P}_i) &= T_1 L - N_2\rho\cos\theta + T_2\rho\sin\theta = 0 . \end{aligned} \qquad (7)$$

Для случая предельного равновесия имеем

$$f_1 = T_1 N_1^{-1} ; \quad f_2 = T_2 N_2^{-1} . \qquad (8)$$

Решив систему уравнений (7), получим

$$N_2 = LA^{-1}mg\sin\beta ; \; T_2 = f_2 N_2 ; \; T_1 = \rho A^{-1} ; \; N_1 = mgA^{-1}(\cos\beta((\rho f_2 - L)\sin\theta - (\rho + f_2 L)) - L\sin\beta(\cos\theta - f_2\sin\theta)),$$

где $A = (\rho f_2 - L)\sin\theta - (\rho + f_2 L)\cos\theta$.

Поскольку $\theta = 90^\circ - \alpha$, а f_2 – величина второго и третьего порядка малости, то $A < 0$. Первое из соотношений (8) можно записать в виде

$$f_2\sin\theta - \cos\theta \geq f_1(\operatorname{ctg}\beta((f_2 - L\rho^{-1})\sin\theta - (1+f_2 L\rho^{-1})\cos\theta) - L\rho^{-1}(\cos\theta - f_2\sin\theta))$$

или

$$\operatorname{tg}\alpha \leq f_2(1-f_1 L\rho^{-1})\operatorname{tg}\beta - f_1(f_2 - L\rho^{-1})((1-f_1 L\rho^{-1})\operatorname{tg}\beta - f_1(1+f_2 L\rho^{-1}))^{-1}.$$

Применение подшипников качения в качестве направляющих элементов при $f_2 \ll 1$ позволяет еще проще выразить условие равновесия:

$$\operatorname{tg}\alpha \leq f_2(1-f_1 L\rho^{-1})\operatorname{tg}\beta + f_1 L\rho^{-1}((1-f_1 L\rho^{-1})\operatorname{tg}\beta - f_1))^{-1}.$$

При совмещении оси поступательного движения с осью вращения рабочего органа условия равновесия еще более упрощаются:

$$\operatorname{tg}\alpha \leq (f_2\operatorname{tg}\beta - f_1 f_2)(\operatorname{tg}\beta - f_1)^{-1} ; \; \operatorname{tg}\alpha \leq f_2\operatorname{tg}\beta(\operatorname{tg}\beta - 1)^{-1}. \qquad (9$$

Таким образом, установлено, что условие равновесия и самоторможения транспортного средства с ТУСЦ на наклонном и вертикальном пути определяется совокупностью параметров α, β, f_1, f_2 и соотношением конструктивных элементов L/ρ.

Определим условия свободного движения транспортной установки с ТУСЦ и способы безопасного торможения.

Ускоренное движения установки происходит в момент пуска двигателя, в процессе торможения, а также в несамотормозящем режиме с выключенным двигателем при выполнении условия (9).

По теореме об изменении кинетической энергии точки кинетическая энергия движущегося транспортного средства с ТУСЦ $\mathcal{Э}_к = (m\dot{y}^2 + J_p\dot{\varphi}^2)2^{-1}$. Так как $y = a_c(\varphi_0 + \varphi)$, то

$$\mathcal{Э}_к = \dot{y}^2(m + J_p a_c^{-2}) \cdot 2^{-2}; \qquad (10)$$

где J_p – момент инерции рабочего органа; a_c – постоянная спирали рабочего органа; φ – угловая координата.

В результате действия усилий $G = mg$, $T_1 = f_1 N_1$ и $T_2 = f_2 N_2$ выполняемая работа по перемещению транспортного средства на участке dy за время dt получит приращение

$$dA = mg\sin\beta\, dy - mgf_1\cos\beta\, dy - N_2 f_2\, dy\cos^{-1}\theta . \qquad (11)$$

Приравнивая выражения (10) и (11), получим уравнение движения

$$(m + J_p a_c^{-2})\ddot{y} = mg(\sin\beta - f_1\cos\beta)\, dy - f_2 N_2\cos^{-1}\theta . \qquad (12)$$

Совместное решение уравнения (12) и уравнения суммы моментов сил относительно центра тяжести

$$\Sigma M_O(\bar{P}_i) = -N_2\rho\cos\theta + T_2\rho\sin\theta = -J_p\dot{\varphi}$$

позволяет определить ускорение свободного движения по формуле

$$\ddot{y} = mg\rho(\sin\beta - f_1\cos\beta)(1 - f_2\operatorname{tg}\theta)(f_2 J_p a_c^{-1}\cos^{-2}\theta + \rho(m + J_p a_c^{-2})(1 - f_2\operatorname{tg}\theta))^{-1}, \qquad (13)$$

из которой видно, что ускоренное движение под действием сил тяжести возможно при $\beta > \operatorname{arctg} f_1$ и $\theta > \operatorname{arctg} f_2$.

Без учета инерции вращения рабочего органа и при $J_p a_c^{-1} \ll m$ и $J_p a_c^{-2} \ll m$ уравнение (13) приводится к виду

$$\ddot{y} = g(\sin\beta - f_1\cos\beta) .$$

Подобное допущение возможно при создании транспортного средства с рабочим органом, выполненным из легких сплавов и сравнительно небольших размеров.

Таким образом, уравнение движения в окончательном виде можно записать так:

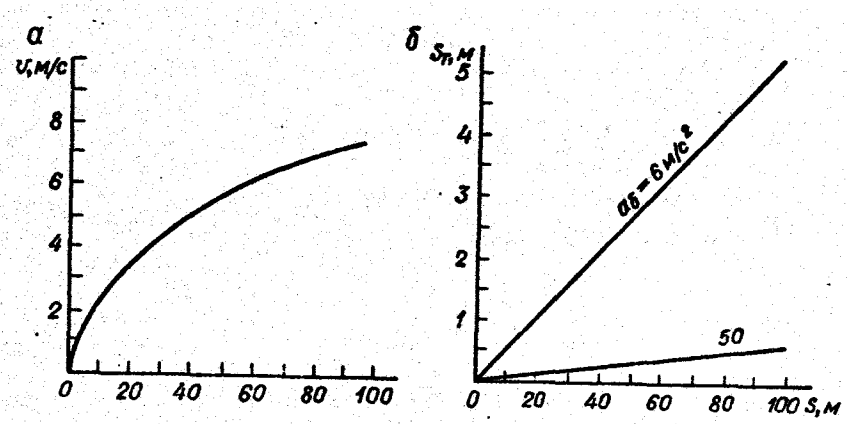


Рис.2. Графики зависимостей скорости $v = F(S)$ и тормозного пути $S_т = F(S)$ для свободного движения в несамотормозящем режиме

$$\Sigma W = mg(\sin\beta - f_1\cos\beta)(1+f_2 tg(\alpha-\gamma) + m a_c^2 \rho(1-f_2 ctg\alpha)\sin^2\alpha\,(a_c f_2 J_p + \rho(1-f_2 ctg\alpha)\times$$
$$\times (a_c^2 m + J_p)\sin^2\alpha)^{-1}.$$

Определим зависимость мгновенной скорости от расстояния, пройденного по инерции:

$$v_м = \sqrt{v_0^2 + 2Sa}\ . \qquad (I4$$

Расстояние безопасного торможения в соответствии с правилами безопасности

$$S_б = Sa/a_б\ , \qquad (I5$$

где $a_б$ – безопасное замедление по правилам безопасности, $a_б < 50$ м/с^2 при транспортировании груза, $a_б < 6$ м/с^2 для грузопассажирского подъема. Графики зависимостей (I4) и (I5) представлены на рис.2.

Условия безопасности

$$v_б \leq \omega_{кр} a_c\ ,\ \ S_б \leq \omega_{кр}^2 a_c^2 (2a)^{-1}\ ,$$

где $v_б$ – допускаемая скорость поступательного движения; $\omega_{кр}$ – критическая угловая скорость, определяемая из условия прочности [9]; $S_б$ – интервал пути, снабженный комплектом тормозных элементов.

Коэффициенты трения несущих и направляющих элементов, расположенных на тормозном участке пути, f_1' и f_2', обеспечивающие безопасное торможение, определяются зависимостью $a_б = a v_0^2 (\omega_{кр} a_c)^{-2}$ с учетом формулы (I3) При этом количество тормозных элементов (ТЭ) вычисляется по формулам

$$n_т = S_б h^{-1}\ ;\ \ n_т = \omega_{кр}^2 (d_р + \delta_c + \Delta)\cos\lambda\,(\delta a \pi^2)^{-1},$$

где h – расстояние между ТЭ или шаг спирали рабочего органа; δ_c – толщина спирали; Δ – зазор между ТЭ и спиралью; λ – угол наклона оси рабочего органа.

Выводы

1. Получены зависимости, описывающие процесс преобразования вращательного движения рабочего органа в поступательное перемещение транспортного средства с ТУСЦ.

2. Основными факторами, влияющими на режим работы исследуемого объекта, следует считать грузоподъемность, угол наклона пути, угол подъема спирали, радиус-вектор спирали, а также коэффициенты трения несущих и направляющих элементов.

3. Определено условие возникновения дополнительного сопротивления движению на наклонном пути от действия окружного усилия. Установлено, что на горизонтальном участке пути возникновение дополнительного сопротивления движению вытекает из неравенства $f_2 \geq \pm f_1 \operatorname{tg}(\alpha \pm \gamma)$.

4. Предельное равновесие транспортной установки с ТУСЦ зависит от совокупности таких факторов, как α, β, f_1, f_2 при расположении рабочего органа в плоскости поступательного движения и $\alpha, \beta, f_1, f_2, L/\rho$ при расположении его в плоскости поступательного движения его оси вращения.

5. Ускорение свободного движения, развиваемое массой движущихся частей и груза, зависит от α, β, f_1, f_2, а также от момента инерции рабочего органа. Однако если численное значение массы транспортного средства с грузом значительно превышает таковое момента инерции рабочего органа, то на ускорение влияют в основном β и f_1.

6. Результаты исследований позволяют создать более надежное и безопасное транспортное средство широкой области применения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. А.с. 848465 СССР. МКИ[3] В 66 В 15/00. Подъемное устройство / Н.П.Бойцов (СССР). Опубл. 23.07.81. Бюл. № 27.

2. А.с. 457642 СССР. МКИ[3] В 65 F 17/06. Пластинчатый конвейер / Н.П.Бойцов (СССР). Опубл. 25.01.75. Бюл. № 3.

3. А.с. 603754 СССР. МКИ[3] Е 21 F 13/08. Бункерный конвейер / Н.П.Бойцов (СССР). Опубл. 25.04.78. Бюл. № 15.

4. А.с. 542004 СССР. МКИ[3] Е 21 F 13/08. Конвейерный поезд / Н.П.Бойцов (СССР). Опубл. 05.01.77. Бюл. № 1.

5. Б о й ц о в Н.П., З у е в а Л.Н. Особенности карьерного подъемного комплекса непрерывного действия // Изв. вузов. Горный журнал. 1982. № 11. С. 89–92.

6. Бойков Н.П., Зуева Л.Н. Метод определения оптимальных параметров подъемной установки на ЭВМ // Записки ЛГИ. 1991. Т. 117. С. 77–84.

7. Бойков Н.П., Скалецкий Е.К. Исследование работы самоходного подъемника по статистическим данным стендовых испытаний // Изв. вузов. Горный журнал. 1982. № 4. С. 66–69.

8. Жуков Л.И., Волотковский С.А. Рудничный транспорт. Свердловск, 1956. 406 с.

9. Солнышкин Н.П., Соколов Н.М. Качество и надежность самоцентрирующих патронов. Л.: Машиностроение, 1969. 127 с.