

С.44-53.

3. Круковский А.П. Влияние плотности установки высоконесущих анкерных штанг на формирование системы опорного перекрытия // Геотехническая механика: Сб. науч. трудов / ИГТМ НАНУ. – Днепропетровск. – 2003. - №47. – С. 254-261.

УДК 625.1-622.6

Канд. техн. наук В.В. Говоруха,
м.н.с. С.Л. Ладик,
м.н.с. А.В. Говоруха
(ИГТМ НАН Украины)

**СОЗДАНИЕ ПРИВОДОВ СТРЕЛОЧНЫХ ПЕРЕВОДОВ ПОДЗЕМНОГО
РЕЛЬСОВОГО ТРАНСПОРТА, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ
БЕЗОТКАЗНУЮ РАБОТУ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ**

У статті розглядається питання створення приводів стрілочних переводів нового типу.

**CREATION OF DRIVES OF ARROW TRANSFERS
OF UNDERGROUND RAIL TRANSPORT, SECURING FAULTLESS
WORK OF THE TRANSPORT SYSTEMS**

The question of creation of drives of arrow transfers of a new type is examined in the article.

Среднее время безотказной работы (средняя наработка до отказа) средств рельсового пути магистральных железных дорог $T_{cp}=3-15$ лет, что соответствует наработке 100-350 млн. т брутто перевезенных грузов. Показатели безотказности рельсового пути шахт и рудников имеют более низкий уровень ввиду несоответствия несущей способности элементов рельсового пути интенсивному и динамичному воздействию подвижного состава при сложных горнотехнических условиях эксплуатации и недостаточной технической обеспеченности [1].

Необходимость повышения показателей надежности средств шахтного рельсового пути приобретает особое значение при удвоении величины осевых нагрузок от воздействия секционных поездов (ПС 4,5; ПС 3,5, ПС 7,0), большегрузных вагонов (ВГ 4,5; ВГ 9А; ВГ -10), вагонов с разгрузкой через: дно и др.

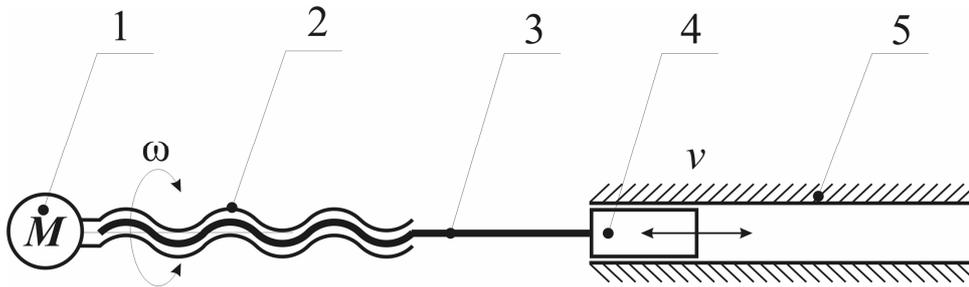
В подземных условиях важно обеспечить быстродействие привода, удовлетворяющее условиям безотказности работы стрелочного перевода. Серийно выпускаемые электроприводы стрелочных переводов для подземных условий работы (типов ПМС-5, ПСС-4 и др.) обладают высоким быстродействием, приводящим к быстрому изнашиванию и разрушению острия и снижению безотказности и долговечности стрелочного перевода в целом [1].

Минимально допустимое по условиям безотказности время перевода стрелки было оценено в [3] из условий динамики взаимодействия острия с рамным рельсом в момент завершения перемещения острия.

С точки зрения безотказности острия оптимальным является безударное взаимодействие острия с рамным рельсом, однако такой режим требует по-

строения регулируемого позиционного электропривода по типу приводов робототехнических комплексов.

Кинематическая схема привода приведена на рисунке 1.



1 – электродвигатель; 2 – вал электродвигателя с гайкой; 3 – ходовой винт; 4 – перемещаемые массы (остряки); 5 – направляющие (подушки рамных рельсов)

Рис. 1 – Кинематическая схема привода стрелочного перевода

Для данного привода преобразование вращательного движения в поступательное, согласование скоростей и моментов производится передачей винт – гайка скольжения.

Цикл работы включает в себя перемещение остряков из одного крайнего положения в противоположное.

Привод характеризуется следующими данными:

- максимальный ход перемещаемых масс L_B ;
- максимальная скорость перемещения v_B ;
- ускорение (замедление) в цикле перемещения a_B ;
- шаг ходового винта ρ_B ;
- длина ходового винта l_B ;
- средний диаметр ходового винта $D_{B,cp}$;
- масса перемещаемых остряков m_B ;
- осевое усилие, развиваемое в направлении перемещения F_M ;
- диапазон регулирования скорости D_B .

Кроме того, привод должен обеспечивать выполнение требований:

- тип – ТП-Д;
- допустимая ошибка позиционирования $\delta_c \leq \pm 2$ мм;
- добротность $D = 100 \text{ с}^{-1}$;
- время паузы между циклами $t_{п} \geq 4$ с;
- измеритель рассогласования – аналоговый.

Вид диаграммы скорости перемещаемых масс приведен на рисунке 2.

Максимальная скорость перемещения v_B определяется как

$$v_B = \omega \cdot \rho_B, \text{ м/с} \quad (1)$$

Величина ускорения (замедления) a_B может быть определена следующим образом. Минимальное время продолжительности цикла

$$t_{\text{ш}} = \frac{t_p}{l} \cdot \delta_c, \text{ с.} \quad (2)$$

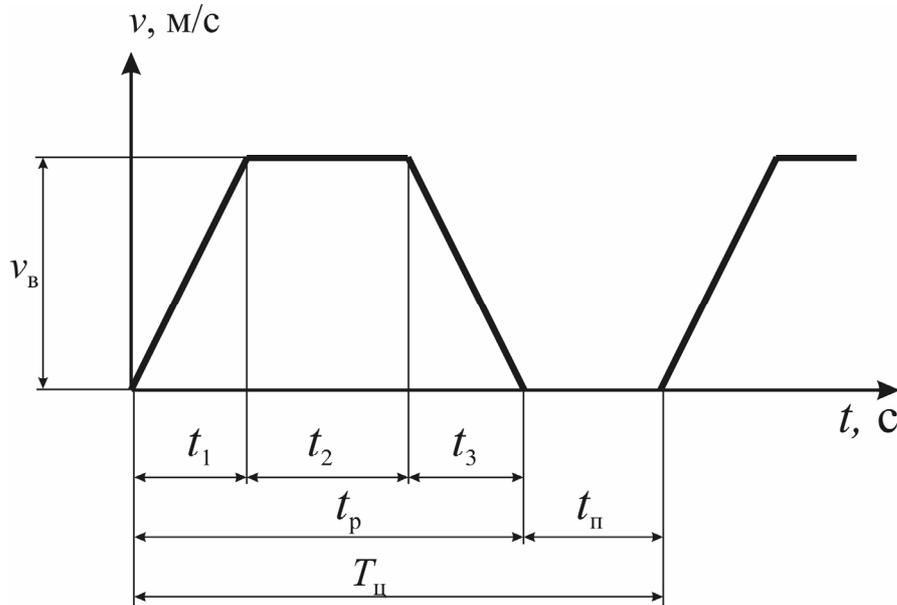


Рис. 2 – Вид диаграммы скорости перемещаемых масс

Средняя скорость перемещения [4]

$$v_{\text{cp}} = \frac{l}{t_p}, \text{ м/с} \quad (3)$$

Ориентировочная максимальная скорость определяется из выражения (1).

Максимальная скорость может быть определена так. Пусть ускорения на участках t_1 и t_3 диаграммы скорости равны j_1 и j_3 . Тогда модуль ускорений [4]:

$$j_m = \frac{j_1 \cdot j_3}{j_1 + j_3} = 0,5 \cdot j_1, \text{ м/с}^2. \quad (4)$$

Максимальная скорость:

$$v_g = j_m \cdot T_p - \sqrt{(j_m \cdot T_p)^2 - 2 \cdot j_m \cdot \delta_c}, \text{ м/с} \quad (5)$$

где T_p – время перемещения.

Если принять $T_p = t_p$, то

$$v_g = j_m \cdot t_p - \sqrt{(j_m \cdot t_p)^2 - 2 \cdot j_m \cdot \delta_c}, \text{ м/с} \quad (6)$$

или

$$j_M = \frac{v_6^2}{2 \cdot (t_p \cdot v_6 - \delta_c)} = \frac{v_6}{2 \cdot t_p} - \frac{v_6^2}{2 \cdot \delta_c} \quad (7)$$

Т.е. зависимость $j_M=f(t_p)$ носит гиперболический характер. В то же время зависимость $j_M=f(v_6)$ – параболическая, с минимумом в точке

$$t_p = \frac{\delta_c}{2 \cdot v_6} \quad (8)$$

Подставив (8) в (7), получим:

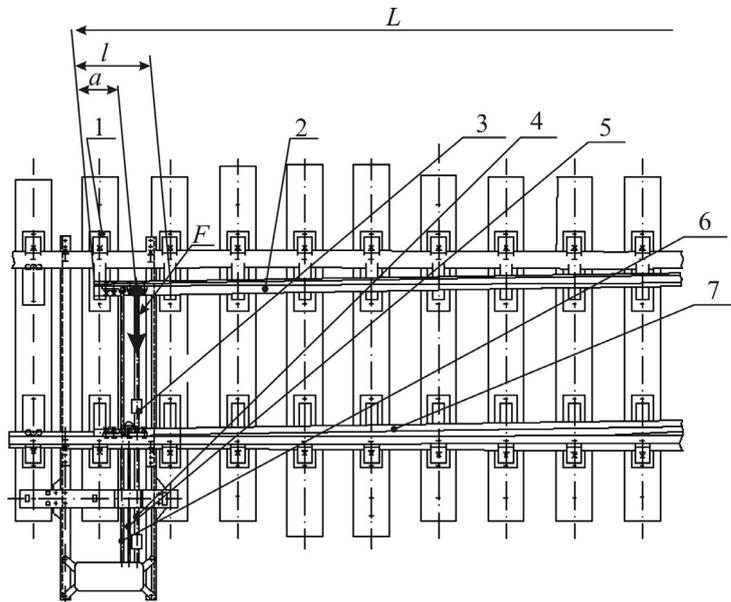
$$j_M = \frac{v_6^2}{2 \cdot \delta_c}, \text{ м/с}^2. \quad (9)$$

Подставив (1) в (9), получим:

$$j_M = \frac{(\omega \cdot \rho_6)^2}{2 \cdot \delta_c}, \text{ с.} \quad (10)$$

Возможное ускорение с точки зрения динамики привода может быть определено так.

Расчетная схема для определения требуемого для перевода стрелки усилия отражена на рисунке 3.



1 – подушка острья; 2 – остряк; 3 – связная тяга; 4 – рабочая тяга;
5, 6 – контрольные тяги; 7 – остряк

Рис. 3 – Расчетная схема определения переводного усилия

При переводе стрелки перемещаются ее острия 7 и 2 (по подушкам 1), связанная 3, рабочая 4 и контрольные 5, 6 тяги стрелочной гарнитуры.

Требуемое для перевода стрелки усилие расходуется на преодоление:

- а) трения движущихся элементов о подушки;
- б) упругих сил (в случае гибких остриев);
- в) сопротивления в шарнирах.

Определение расчетного усилия перемещения остриев включает несколько задач. В их комплексе рассчитываются:

Усилие, необходимое на преодоление трения.

Выделим на расчетной схеме (рисунок 3) произвольный элементарный участок острия длина которого dl , а масса dq . Условно полагая, что остриек лежит не на дискретных подушках, а на сплошном основании и коэффициент трения острия об это основание равен f , определим момент элементарной силы трения относительно корня острия:

$$M_i = \frac{(2i-1) \cdot dl}{2f \cdot dq} \quad (11)$$

В данной задаче момент всех элементарных сил трения

$$M_m = \frac{1}{2f} \cdot dl \cdot \sum_{i=1}^n (2i-1) \cdot dq_i \quad (12)$$

Следовательно, усилие, требуемое на преодоление трения перемещаемых частей, приложенное на расстоянии $(L - a)$ от корня острия, составит

$$F = \frac{M_m}{(L-a)} = \frac{1}{2f} \cdot \frac{dl}{(L-a)} \cdot \sum_{i=1}^n (2i-1) \cdot dq_i \quad (13)$$

где L – длина острия; a – расстояние от острия острия до точки приложения усилия; n – число элементарных участков dl .

Полагая, что все элементарные участки острия имеют одинаковую массу, в выражении (1.3) можно заменить $\sum_{i=1}^n (2i-1) \times dq_i = q$:

$$F = \frac{M_m}{(L-a)} = \frac{1}{2f} \times \frac{q \times n^2 \times l}{(L-a)} \quad (14)$$

Исходя из того, что $dl \cdot n = L$ и $dq \cdot n = Q$, формулу 14 можно записать так:

$$F = \frac{1}{2f} \cdot \frac{Q \cdot L}{(L-a)} \quad (15)$$

Усилие преодоления упругих сил (для стрелок с гибкими остряками)

Это усилие зависит от деформации изгиба. Максимальная деформация численно равна ходу остряков. Следовательно расчетное усилие преодоления упругих сил:

$$P = \frac{3E \cdot I_{cp} \cdot S}{L^3}, \quad (16)$$

где E – модуль упругости материала остряка; I_{cp} – средний момент инерции остряка относительно вертикальной оси; S – деформация остряка.

Сопротивление в шарнирах стрелочного перевода.

Его обычно учитывают, вводя поправочный коэффициент, который равен 1,1).

Расчетное усилие перевода стрелки

Расчетное усилие перевода стрелки с вкладышно-накладочным креплением остряка

$$F = 0,55f \cdot Q \cdot \frac{L}{(L-a)}. \quad (17)$$

Расчетное усилие перевода стрелки с гибким остряком

$$F = 0,55f \cdot Q \cdot \frac{L}{(L-a)} + \frac{3E \cdot I_{cp} \cdot S}{L^3}. \quad (18)$$

Коэффициент трения, который в среднем равен 0,2...0,3, зависит от состояния стрелки, качества смазки стрелочных подушек, чистоты обработки их поверхностей и т. д.

По данным Ю. М. Резникова [5], усилие перевода стрелки с гибким остряком не превышает 4750 Н.

Тяговое усилие привода стрелки

Тяговое усилие привода стрелки с остряками вкладышно-накладочного типа определяется с учетом динамического характера его работы:

$$F_M = F + \frac{Q}{g} \cdot \frac{dv_g}{dt} = F + \frac{Q}{g} \cdot a_g, \quad (19)$$

где g – ускорение свободного падения.

Отсюда

$$a_g = \frac{(F_M - F) \cdot g}{Q} = \frac{F_M - \frac{1}{2f} \cdot \frac{Q \cdot L}{(L-a)}}{m_g} \approx \frac{F_M - \frac{1}{2f} \cdot m_g \cdot g}{m_g} \quad (20)$$

Сотрудниками ИГТМ НАН Украины выполнен проект электродвигательного привода стрелочных переводов типа ПЭМС, способного работать со стрелочными переводами из рельсов типа Р50.

Разработанный в ИГТМ НАН Украины привод имеет следующие характеристики:

- ход штока – 125 мм;
- усилие на штоке – не менее 3450 Н;
- шаг ходового винта $\rho_{\text{в}}=6,28$ мм;
- длина ходового винта $l_{\text{в}}=130,4$ мм;
- средний диаметр ходового винта $D_{\text{в.ср}}=30$ мм;
- масса перемещаемых острияков $m_{\text{в}}=374$ кг;
- время перемещения острияков стрелочного перевода из одного крайнего положения в другое – 1,5 с;
- напряжение питания – 127 или 220 В;
- род тока – переменный;
- число фаз – 3;
- группа соединения обмоток двигателя – Δ/Y ;
- часовая мощность, потребляемая от сети – не более 1,5 кВт;
- усилие прижатия острияка к рамному рельсу в отключенном состоянии привода стрелочного перевода – не менее 580 Н.

Для данного проекта специалистами Днепропетровского электромеханического завода создан встраиваемый электродвигатель типа АВ132L18 со следующими техническими показателями:

- мощность на валу – 1100 Вт;
- режим работы – S4;
- напряжение питания – 127/220 В;
- род тока – переменный;
- число фаз – 3;
- группа соединения обмоток двигателя – Δ/Y ;
- линейный ток двигателя – 13,2 А;
- к.п.д. – не менее 52,8 %;
- коэффициент мощности – не менее 0,417;
- частота вращения ротора – 309 об/мин ($0,82 \text{ с}^{-1}$);
- номинальное скольжение – не более 7,2 %;
- кратность пускового тока – 2,0;
- кратность пускового момента – 1,5;
- кратность максимального момента – 1,95;
- номинальный момент на валу – не менее 34 Н м.

Для такого привода график зависимости $a_{\text{в}}=\varphi(f)$ приведена на рисунке 4.

Реальная конструктивная скорость привода $v_{\text{г}} = 0,083$ м/с, следовательно по (10) $j_{\text{л}} = 1,72$ м/с². Время разгона и торможения $t_1 = t_3 = v_{\text{г}} / a_{\text{г}} = 0,024$ с, путь равноускоренного (равнозамедленного) движения $S_1 = S_3 = v_{\text{г}}^2 / 2 \cdot a_{\text{г}} = 0,001$ м.

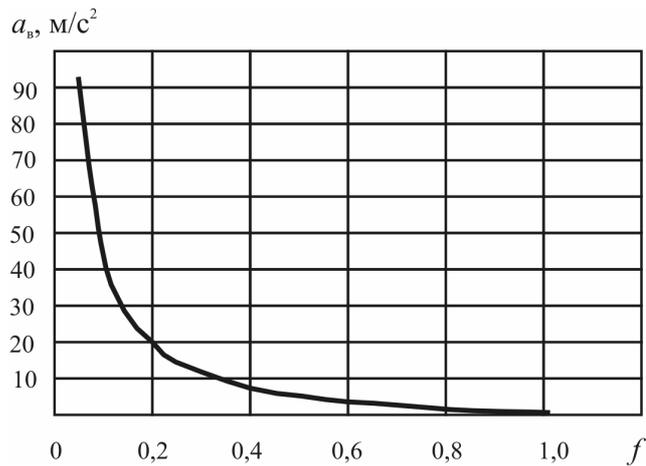


Рис. 4 – График зависимости $a_{в}=\varphi(f)$

Время установившегося движения

$$t_2 = \frac{l - 2 \cdot S_1}{v_a} = \frac{0,125 - 2 \cdot 0,001}{0,083} = 1,48 \text{ с} \quad (11)$$

Следует учесть, что путь равноускоренного (равнозамедленного) движения $S_1 = S_3 \geq 10 \cdot \delta_c$. Полагая $S_1 = S_3 = 40$ мм ($\delta_c = \pm 2$ мм), получим $a_a = v_a^2 / 2 \cdot S_1 = 0,086$ м/с². При этом $t_2 = \frac{l - 2 \cdot S_1}{v_a} = \frac{0,125 - 2 \cdot 0,04}{0,083} = 0,54$ с, а $t_1 = t_3 = 0,965$ с.

Общая продолжительность цикла составит $t_p = t_1 + t_2 + t_3 = 2,47$ с, что вполне согласуется с результатами, изложенными в [3].

Выводы.

Проведенное моделирование показывает, что допустимое время перемещения острых по условию безударного их взаимодействия не может быть менее 2,5 с.

Изложенная выше оценка допустимого времени перемещения острых позволяет осуществить синтез привода стрелочных переводов, обеспечивающий безударное взаимодействие острых с рамными рельсами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Говоруха В.В. Физико-технические основы создания элементов рельсового транспорта шахт и карьеров. – Киев: Наук. Думка, 1992.- 200 с.
2. Справочник по шахтному транспорту. Под ред. Г. Я. Пейсаховича и И. П. Ремезова. М.: Недра, 1977. 624 с.
3. Ладик С. Л. Исследование надежности работы стрелочных переводов подземного рельсового транспорта – Днепропетровск, Издательство Института геотехнической механики им. Г. С. Полякова НАН Украины. Межвед. сб. научн. трудов “Геотехническая механика” № 54, 2005 г., стр. 165–172
4. Хаджиков Р. Н. Горная механика. Изд. 5-е, перераб. и доп. М.: Недра, 1973, с.424
5. Резников Ю.М. Электроприводы железнодорожной автоматики и телемеханики. – М.: Транспорт, 1985. – 288 с.