

Навоийский государственный горный институт
Факультет Горный
Кафедра Горная электромеханика

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА
«Расчет шахтной двухскиповой одноканатной подъемной установки»
по предмету «Шахтные подъемные установки»

Выполнял студент группы 12-07 ГЭМ Даутов М.

Навои 2010 г.

Расчет шахтной двухскиповой одноканатной подъемной установки

Исходные данные для расчета:

1. Глубина шахты — $H_{\text{ш}} = 440$ м.
2. Производительность установки — $Q_{\text{ч}} - 320$ т/ч.
3. Тип подъемной установки — двухскиповая.
4. Назначение — для подъема угля.
5. Количество обслуживаемых горизонтов в шахте — 1.

1. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОДЪЕМНЫХ СОСУДОВ

1.1. Полная высота подъема сосудов

$$H = H_{\text{ш}} + h_{\text{п}} + h_0 = 440 + 25 + 20 = 485 \text{ м,}$$

где $h_{\text{п}} = 20 \div 28$ м — высота переподъема сосудов над поверхностью; $h_0 = 12 \div 25$ м — глубина опускания сосуда ниже откаточного горизонта для его загрузки.

1.2. Наивыгоднейшая грузоподъемность установки

$$Q_{\text{зр}} = Q_{\text{ч}} \frac{b_T \sqrt{H} + \Theta}{3600} = 320 \frac{4 \sqrt{485} + 12}{3600} = 8,9 \text{ т}$$

где $b_T = 4$ — коэффициент оптимальной продолжительности подъема для скиповых установок; $\Theta = 10 \div 25$ с — ориентировочная продолжительность паузы для погрузочно-разгрузочных операций.

1.3. Выбор подъемного сосуда. По табл. 1.1 [1] выбирается угольный скип с неподвижным кузовом марки 1СН11-1: грузоподъемность скипа — $Q_{\text{гр}} = 9,3$ т; собственная масса скипа с прицепным устройством — $Q_{\text{с}} - 8,9$ т; высота скипа в положении разгрузки — $h_{\text{с}} = 9,95$ м; высота подъема скипа в разгрузочных кривых — $h_{\text{р}} = 2,17$ м.

2. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОДЪЕМНЫХ КАНАТОВ

2.1. Масса концевого груза на головном канате

$$Q_0 = Q_{\text{гр}} + Q_{\text{с}} = 9,3 + 8,9 = 18,2 \text{ т.}$$

2.2. Максимальная длина отвеса каната

$$H_0 = H + h_{\text{ап}} = 485 + 5 = 490 \text{ м,}$$

где $h_{\text{ап}} = 5 \div 7$ м — запас высоты на аварийный переподъем сосуда.

2.3. Расчетная линейная масса каната

$$p_p = \frac{Q_0}{\frac{\sigma_{\text{в}}}{m \rho_0 g} - H_0} = \frac{18,2 \cdot 10^3}{\frac{16 \cdot 10^8}{6,5 \cdot 9500 \cdot 9,81} - 490} = 8,46 \text{ кг / м}$$

где $\sigma_{\text{в}} = (14 \dots 19) \cdot 10^8$ Па — временное сопротивление разрыву проволок каната; $m = 6,5$ — запас прочности каната по полной статической нагрузке для грузовых установок; $\rho_0 = 9000 \div 10000$ кг/м³ — условная плотность каната; $g = 9,81$ м/с².

2.4. Выбор головных канатов. По табл. 1.7 [1] выбирается канат марки ТЛК-0 по ГОСТ 3079—80 с предпочтительной маркировочной группой по временному сопротивлению разрыву проволок 1670 МПа: линейная масса выбранного каната — $p = 9,11$ кг/м; диаметр каната — $d_k = 50$ мм; суммарное разрывное усилие проволок — $F_{\text{ср}} = 1525$ кН.

2.5. Поверочный расчет фактического запаса прочности головного каната.

$$m_{\phi} = \frac{F_{cn}}{g(Q_0 + pH_0)} = \frac{1525 \cdot 10^3}{9,81(18,2 \cdot 10^3 + 9,11 \cdot 490)} = 6,85.$$

Канат пригоден для эксплуатации, так как $m_{\phi} = 6,85 > m = 6,5$.

2.6. Степень статической неуравновешенности подъемной системы без хвостового каната

$$\delta'_{cm} = \frac{pH}{Q_{cp}} = \frac{9,11 \cdot 485}{9,3 \cdot 10^3} = 0,475$$

Так как $\delta_{ст} < 0,5$, считаем целесообразным не использовать хвостовой канат для статического уравновешивания подъемной системы.

2.7. Действительная степень статической неуравновешенности подъемной системы

$$\delta'_{cm} = \frac{\Delta H}{Q_{cp}} = \frac{pH}{Q_{cp}} = 0,475$$

3. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ

3.1. Расчетный диаметр канатопроводящего органа

$$D_m = k_D d_k = 79 \cdot 50 = 3950 \text{ мм} = 3,95 \text{ м},$$

где $k_D = 79$ — коэффициент соотношения между диаметрами барабана и каната для скиповых и клетевых подъемных установок.

3.2. Максимальное статическое натяжение каната

$$S_{\max} = g(Q_0 + pH_0) = 9,81(18,2 \cdot 10^3 + 9,11 \cdot 490) \cdot 10^{-3} = 222,3 \text{ кН}.$$

3.3. Максимальное статическое усилие подъемной системы

$$F_{\max} = g(Q_{гр} + pH) = 9,81(9,3 \cdot 10^3 + 9,11 \cdot 485) \cdot 10^{-3} = 134,6 \text{ кН}.$$

3.4. Предварительный выбор подъемной машины. По табл. 1.9 [1] принимается подъемная машина марки ЦР-4х3/0,7: диаметр барабана — $D_6 = 4$ м; ширина барабана — $B = 3$ м; ширина переставной части — $B_n = 0,7$ м; допустимое статическое натяжение каната — $S_d = 250$ кН; допустимое статическое усилие — $F_d = 160$ кН.

3.5. Поверочный расчет ширины заклиненной части барабана:

$$B_p = \left(\frac{H + l_p}{\pi D_6} + z_{тр} + z_0 \right) (d_k + \varepsilon) \leq B - B_n,$$

где $l_p = 30 \div 40$ м — резерв длины каната для компенсации его укорочения при отборе проб на испытания; $z_{тр} = 5,5$ — количество витков трения для барабанов с нефутерованной поверхностью; $z_0 = 1 \div 2$ — количество свободных витков, гарантирующее необходимый зазор между навивающейся и свивающейся ветвями канатов; $\varepsilon = 2 \div 5$ мм — величина зазора между витками.

$$B_p = \left(\frac{485 + 35}{3,14 \cdot 4} + 5,5 + 2 \right) (50 + 3) \cdot 10^{-3} = 2,6 \text{ м},$$

Барабан подъемной машины не обладает необходимой канатоемкостью, так как $B - B_n = 3 - 0,7 = 2,3$ м, что меньше $B_p = 2,6$ м. Поэтому далее выполняем поверочный расчет для подъемной машины большего типоразмера по стандартному ряду — ЦР-5х3/0,6: диаметр барабана — $D_6 = 5$ м; полная ширина навивочной поверхности барабана — $B = 3$ м; ширина переставной части — $B_n = 0,6$ м; допустимое статическое натяжение каната — $S_d = 280$ кН; допустимое статическое усилие — $F_d = 210$ кН.

$$B_p = \left(\frac{485 + 35}{3,14 \cdot 5} + 5,5 + 2 \right) (50 + 3) \cdot 10^{-3} = 2,15 \text{ м},$$

Так как $B_p = 2,15 \text{ м} < B - B_{\text{п}} = 3 - 0,6 = 2,4 \text{ м}$, подъемная машина ЦР-5х3/0,6 выбирается окончательно. Дополнительные технические характеристики машины: приведенная масса барабана — $m_{\text{ми}} = 22,8 \text{ т}$; передаточные отношения редукторов $i_p = 10,5$ и $11,5$.

3.6. Выбор направляющих шкивов. По табл. 1.13 [1] в соответствии с диаметром выбранного каната принимаются шкивы марки ШК-5: диаметр направляющего шкива — $D_{\text{шк}} = 4,95 \text{ м}$; момент инерции шкива относительно собственной оси вращения — $J_{\text{шк}} = 18,22 \text{ т} \cdot \text{м}^2$.

4. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ ВЫБОР ПРИВОДА ПОДЪЕМНОЙ СИСТЕМЫ

4.1. Уточнение расчетных параметров цикла подъема:

а) продолжительность цикла подъема

$$T_{\text{ц}} = 3600 \frac{Q_{\text{сп}}}{Q_{\text{с}}} = 3600 \frac{9,3}{320} = 104,6 \text{ с}$$

б) длительность паузы для перегрузочных операций

$$\Theta = 0,5Q_{\text{гр}} + 6 = 0,5 \cdot 9,3 + 6 = 10,6 \text{ с};$$

в) продолжительность подъема сосуда

$$T = T_{\text{ц}} - \Theta = 104,6 - 10,6 = 94 \text{ с}.$$

4.2. Время движения скипов в разгрузочных кривых с ориентацией на пятипериодную симметричную диаграмму скорости

$$t_p = 2h_p / v_p = 2 \cdot 2,17 / 1,0 = 4,3 \text{ с},$$

где h_p — высота подъема скипа в разгрузочных кривых; $v_p = 1 \text{ м/с}$ — допустимая скорость движения скипов в разгрузочных кривых.

4.3. Продолжительность подъема сосуда на основном участке трассы

$$T_1 = T - 2t_p = 94 - 2 \cdot 4,3 = 85,4 \text{ с}.$$

4.4. Условная высота подъема на основном участке трассы

$$H_1 = H - 2h_p - v_p T_1 = 485 - 2 \cdot 2,17 - 1 \cdot 85,4 = 395,3 \text{ м}.$$

4.5. Константа кинематического режима подъемной системы

$$E_{\lambda_1} = \frac{T_1^2 a_0}{2H_1} = \frac{85,4^2 \cdot 1}{2 \cdot 395,3} = 9,22,$$

где $a_0 = 0,8 \div 1,2 \text{ м/с}^2$ — ориентировочная величина ускорений на основном участке трассы подъема.

4.6. Условная степень неполноты диаграммы скорости на основном участке трассы подъема

$$\lambda_1 = E_{\lambda_1} - \sqrt{E_{\lambda_1}^2 - 2E_{\lambda_1}} = 9,22 - \sqrt{9,22^2 - 2 \cdot 9,22} = 1,06$$

4.7. Расчетная величина максимальной скорости подъема

$$v_{\text{сп}} = v_p + \lambda_1 \frac{H_1}{T_1} = 1 + 1,06 \frac{395,3}{85,4} = 5,91 \text{ м/с}$$

4.8. Расчетная частота вращения двигателя при различных передаточных отношениях редукторов для выбранной подъемной машины

$$n_i = \frac{60 v_{\text{сп}}}{\pi D_{\sigma}} i_p = \frac{60 \cdot 5,91}{3,14 \cdot 5} i_p = 22,6 i_p.$$

Результаты вычислений: $i_p = 10,5 \Rightarrow n = 237,3 \text{ мин}^{-1}$;
 $i_p = 11,5 \Rightarrow n = 259,9 \text{ мин}^{-1}$.

4.9. Выбор синхронной частоты вращения двигателя производят с ориентацией на стандартный ряд ($n_c = 250, 300, 375, 500, 600, 750, 1000$ и 1500 мин^{-1}) из условия $n_i < n_c$ таким образом, чтобы разница между n_c и n_i была минимальной. При этом необходимо иметь небольшой (2 %) запас, так как действительная частота вращения ротора двигателя меньше синхронной частоты вращения магнитного поля статора на величину скольжения.

Принимаем $n_c = 250 \text{ мин}^{-1}$ и $i_p = 10,5$.

4.10. Максимальный статический крутящий момент на валу подъемной машины

$$M_{ст} = F_{max} D_6 / 2 = 134,6 \cdot 5 / 2 = 336,5 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

4.11. Выбор редуктора подъемной машины. По табл. 1.14 [1] из условия $M_{сд} > M_{ст}$ где $M_{сд}$ — допускаемый статический момент на тихоходном валу редуктора, принимается редуктор марки ЦО-18: $M_{сд} = 320 \text{ кН} \cdot \text{м}$ (разница между $M_{сд}$ и $M_{ст}$ не превышает 5 %, что считается допустимым); момент инерции зубчатой передачи редуктора относительно тихоходного вала — $J_{зп} = 22,75 \text{ т} \cdot \text{м}^2$; КПД редуктора — $\eta_p = 0,96$.

4.12. Ориентировочная степень массивности подъемной системы
 $\mu_m = 1,1 + 0,3 \cdot 10^{-3} N = 1,1 + 0,3 \cdot 10^{-3} \cdot 485 = 1,246 \text{ с}^2/\text{м}.$

4.13. Константа динамического режима подъемной системы

$$C = \frac{H_1}{T_1^2} \mu_m = \frac{395,3}{85,4^2} \cdot 1,246 = 0,0675.$$

4.14. Ориентировочная степень неполноты диаграммы скорости

$$\lambda = \frac{v_{mp}}{v_{cm}} = v_{mp} \frac{T}{H} = 5,91 \frac{94}{485} = 1,145.$$

4.15. Характеристика динамического режима подъемной системы

$$p = 1,1 \frac{\lambda}{\eta_p} \sqrt{\frac{3\kappa + (6C - \delta_{cm})^2}{3 + \theta / T}} = 1,1 \frac{1,145}{0,96} \sqrt{\frac{3 \cdot 1,15 + (6 \cdot 0,0675 + 0,475)^2}{3 + 10,6 / 94}} = 1,53$$

где $\kappa = 1,15$ — грузовой коэффициент вертикальных подъемных установок, учитывающий вредные сопротивления.

4.16. Расчетная мощность подъемного двигателя

$$N_p = 10^{-3} p \frac{g Q_{сп} H}{T} = 10^{-3} \cdot 1,53 \frac{9,81 \cdot 9300 \cdot 485}{94} = 720,2 \text{ кВт}.$$

4.17. Предварительный выбор подъемного двигателя. По табл. 1.16 [1] в соответствии с расчетными значениям $n_c = 250 \text{ об/мин}$ $N_p = 720,2 \text{ кВт}$ принимается двигатель марки АКН2-19-33-24: мощность двигателя — $N = 800 \text{ кВт}$; частота вращения ротора — $n = 245 \text{ об/мин}$; КПД двигателя — $\eta_{дв} = 0,93$; максимальная перегрузочная способность $\gamma_{max} = 2,3$; момент инерции ротора относительно собственной оси вращения — $J_{рот} = 2,243 \text{ т} \cdot \text{м}^2$.

5. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РЕЖИМ ПОДЪЕМНОЙ СИСТЕМЫ

5.1. Приведенная масса подъемной системы

$$m_i = Q + 2Q_c + 2pL + m_{mi} + 2 \frac{4J_{шк}}{D_{шк}^2} + \frac{4J_{ш}}{D_{ш}^2} + \frac{4J_{ром}}{D_{ш}^2} i_p^2$$

где $L_{шк}$ — длина головных канатов;

$$L_{шк} = H_o + L_s + l_p + z_{mp} \pi D_{ш} = 490 + 60 + 35 + 5,5 \cdot 3,14 \cdot 5 = 672 \text{ м};$$

$L_s = 60 \div 65$ м — длина струны каната между барабаном и направляющим шкивом.

$$m_i = 9,3 + 2 \cdot 8,9 + 2 \cdot 9,11 \cdot 10^{-3} + 22,8 + 2 \frac{4 \cdot 18,22}{4,95^2} + \frac{4 \cdot 22,75}{5^2} + \frac{4 \cdot 2,243}{5^2} 10,5^2 = 113,17 \text{ т.}$$

5.2. Уточнение степени массивности подъемной системы

$$\mu_m = m_i / (gQ_{сп}) = 113,17 / (9,81 \cdot 9,3) = 1,24 \text{ с}^2/\text{м.}$$

5.3. Уточнение максимальной скорости подъема

$$v_{max} = \frac{\pi D_{ш} n}{60 i_p} = \frac{3,14 \cdot 5 \cdot 245}{60 \cdot 10,5} 6,1 \text{ м/с}$$

5.4. Коэффициент расчетного движущего усилия подъемной системы при номинальной мощности выбранного двигателя

$$p_p = \frac{10^3 \text{ Н } \eta_p}{v_{max} g Q_{сп}} = \frac{10^3 \cdot 800 \cdot 0,96}{6,1 \cdot 9,81 \cdot 9300} = 1,38$$

5.5. Допустимое ускорение на основном участке трассы подъема:

а) по допустимой длительности периода разгона

$$a_1 \leq 0,3 \frac{H_1}{T_1} = 0,3 \frac{395,3}{85,4} = 1,39 \text{ м/с}^2;$$

б) по допустимой перегрузочной способности двигателя

$$a_1 \leq \frac{p_p \gamma_d - \kappa + \delta_{см}}{\mu_m} = \frac{1,38 \cdot 1,8 - 1,15 - 0,475}{1,24} = 0,693 \text{ м/с}^2$$

где $\gamma_d = 1,8$ — допустимая перегрузочная способность асинхронных двигателей при $\gamma_{max} = 2,3 \div 2,5$.

Принимаем $a_1 = 0,7 \text{ м/с}^2$ (наименьшее из двух расчетных).

5.6. Допустимое замедление на основном участке трассы подъема:

а) по допустимой длительности периода останова

$$a_3 \leq 0,3 \frac{H_1}{T_1} = 1,39 \text{ м/с}^2;$$

б) по экономичному режиму торможения

$$a_3 \leq \frac{\kappa + \delta_{см} + p_{тэ}}{\mu_m} = \frac{1,15 - 0,475 + 0,35}{1,24} = 0,827 \text{ м/с}^2;$$

где $p_{тэ} = 0,3 \div 0,4$ — коэффициент или относительная величина предельного по экономическим соображениям тормозного усилия, приведенного к поверхности навивочного органа подъемной машины.

Принимаем $a_3 = 0,83 \text{ м/с}^2$ (наименьшее из двух расчетных).

5.7. Ускорение при перемещении сосудов в разгрузочных кривых

$$a_p = v_p / t_p = 1,0 / 4,34 = 0,23 \text{ м/с}^2.$$

5.8. Расчет пятипериодной симметричной диаграммы скорости:

а) длительности периодов ускоренного и замедленного движений

$$t_1 = t_p = 4.34 \text{ c}; t_2 = (v_{\max} - v_p) / a_1 = (6.1 - 1) / 0.7 = 7.3 \text{ c};$$

$$t_4 = (v_{\max} - v_p) / a_3 = (6.1 - 1) / 0.83 = 6.1 \text{ c}; t_5 = t_p = 4.34 \text{ c};$$

б) высоты подъема в периоды ускоренного и замедленного движений

$$h_1 = h_p = 2.17 \text{ m}; h_2 = (v_{\max}^2 - v_p^2) / (2a_1) = (6.1^2 - 1^2) / (2 \cdot 0.7) = 25.86 \text{ m};$$

$$h_4 = (v_{\max}^2 - v_p^2) / (2a_3) = (6.1^2 - 1^2) / (2 \cdot 0.83) = 21.80 \text{ m}; h_5 = h_p = 2.17 \text{ m};$$

в) высота и длительность подъема при движении сосуда с максимальной скоростью

$$h_3 = H - 2h_p - h_2 - h_4 = 485 - 2 \cdot 2.17 - 25.8 - 21.81 = 433 \text{ m}$$

$$t_3 = h_3 / v_{\max} = 433 / 6.1 = 71 \text{ c}$$

6. РАСЧЕТ ДИАГРАММЫ ДВИЖУЩИХ УСИЛИЙ

6.1. Уравнение для расчета диаграммы движущих усилий:

а) для периодов 1—4 и начала периода 5 диаграммы скорости

$$F = g [kQ_{sp} + p(H - 2x_i)] \pm m_i a_i$$

б) для конца периода останова сосуда в разгрузочных кривых

$$F_{5к} = g [(k - a_p)Q_{sp} - pH] - m_i a_p$$

где $a_p = 0,3 \div 0,4$ — коэффициент, учитывающий степень опорожнения скипа с неподвижным кузовом при его останове в разгрузочных кривых; x_i — высота подъема сосуда к рассматриваемому моменту времени относительно начала движения; a_i — линейное ускорение подъемной системы в рассматриваемом периоде цикла подъема.

6.2. Формулы для определения квадратов осредненных по эффекту нагрева движущих усилий в пределах периодов цикла:

а) период установившегося движения с максимальной скоростью

$$F_{3cp}^2 = (F_{3н}^2 + F_{3н} F_{3к} + F_{3к}^2) / 3$$

б) остальные периоды (1, 2, 4 и 5) диаграммы скорости

$$F_{icp}^2 = (F_{ин}^2 + F_{ик}^2) / 2$$

где $F_{ин}$ и $F_{ик}$ — движущие усилия соответственно в начале и конце рассматриваемых периодов диаграммы скорости.

6.3. Результаты расчета диаграмм скоростей, ускорений, движущих усилий и их осредненных квадратов представлены ниже в табл. П.1 и на рис. П.1.

Таблица П. 1

№	t, с	a, м/с ²	h _i , м	X _m , М	f _j , кН	F _» • «Н ²	F ² _{испыт} кН ² с
				-V _{IK} . М	F _{»,} кН		
1	4,34	0,23	2,17	0	174,3	3,031·10 ⁴	13,15·10 ⁴
				2,17	173,9		
2	7,3	0,70	25,86	2,17	227,1	5,052·10 ⁴	36,88·10 ⁴
				28,03	222,4		
3	71	0	433,0	28,03	143,3	1,143·10 ⁴	81,15·10 ⁴
				461,03	65,8		
4	6,1	-0,83	21,80	461,03	-28,1	0,091·10 ⁴	0,56·10 ⁴
				482,83	-32,0		
5	4,34	-0,23	2,17	482,83	35,9	0,065·10 ⁴	0,28·10 ⁴
				485	3,6		

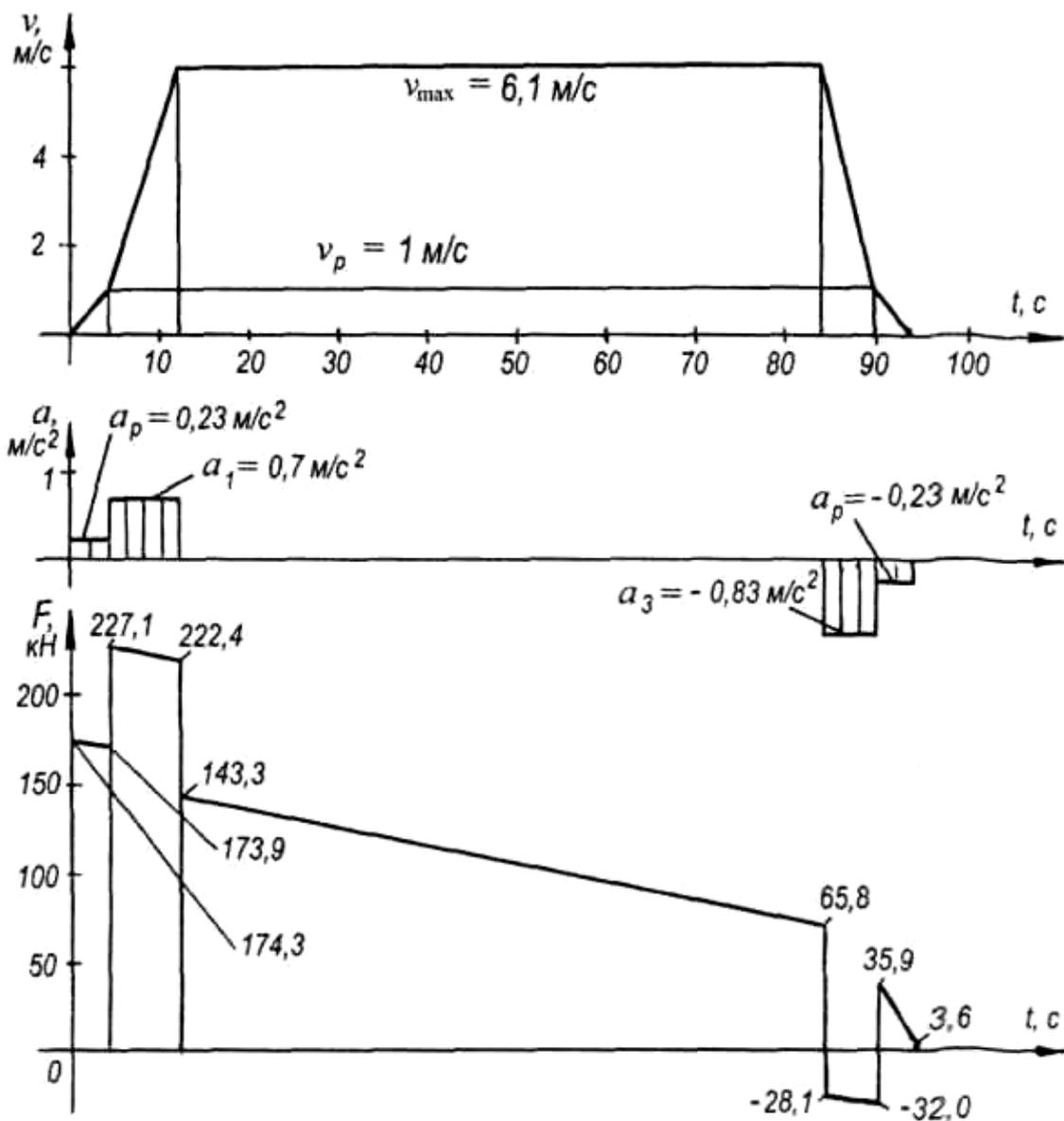


Рис. П1. Кинематический и динамический режимы подъемной системы

7. УТОЧНЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ УСТАНОВКИ И МОЩНОСТИ ПРИВОДА

7.1. Уточнение продолжительности цикла подъема

$$T_u = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + \theta = 4.34 + 7.3 + 71 + 6.1 + 4.34 + 10 \cdot 0.6 = 103.7 \text{ с.}$$

7.2. Производительность подъемной установки

$$Q_v = \frac{3600}{T_u} Q_{zp} = \frac{3600}{103.7} 9.3 = 323 \text{ т/ч}$$

7.3. Эквивалентная по эффекту охлаждения подъемного двигателя продолжительность цикла подъема

$$T_{\text{эф}} = t_3 + 0.7(t_2 + t_4) + 0.35(t_1 + t_5) + 0.25\theta = 71 + 0.7(7.3 + 6.1) + 0.35(4.34 + 4.34) + 0.25 \cdot 10 \cdot 0.6 = 86.1 \text{ с}$$

7.4. Эффективное движущее усилие подъемной системы

$$F_{\text{эф}} = \sqrt{\frac{\sum F_{\text{исп}}^2 t_i}{T_{\text{эф}}}} = \sqrt{\frac{132.02 \cdot 10^4}{86.1}} = 124 \text{ кН}$$

где $\sum F_{\text{исп}}^2 t_i$ определяется как сумма численных значений последнего столбца расчетной таблицы:

$$\sum F_{\text{исп}}^2 t_i = (13.15 + 36.88 + 81.15 + 0.56 + 0.28) \cdot 10^4 \text{ кН}^2\text{с.}$$

7.5. Мощность подъемного двигателя

а) по допустимой перегрузке —

$$N_n = \frac{F_{\text{max}} v_{\text{max}}}{10^3 \gamma_o \eta_p} = \frac{227100 \cdot 6.1}{10^3 \cdot 1.8 \cdot 0.96} = 801.1 \text{ кВт}$$

б) по допустимому нагреву —

$$N_n = \frac{F_{\text{max}} v_{\text{max}}}{10^3 \eta_p} = \frac{124000 \cdot 6.1}{10^3 \cdot 0.96} = 787.9 \text{ кВт}$$

где $F_{\text{max}} = 227.1 \cdot 10^3 \text{ Н}$ — максимальное движущее усилие подъемной системы в соответствии с табл. П.1.

7.6. Окончательный выбор подъемного двигателя производится по наибольшему значению мощности из двух расчетных. В рассматриваемом случае предварительно выбранный двигатель может быть принят окончательно, так как максимальное расчетное значение мощности (801,1 кВт) практически равно мощности выбранного двигателя. Кроме того, производительность подъемной установки (323 т/ч) обеспечивает исходное задание.

Список литературы

1. Гришко А.П., Шелоганов В.И., Стационарные машины и установки: Учебное пособие для вузов. — М.: Изд. МГГУ, 2004. 325 с.
2. Гришко А.П., Стационарные машины. — Том 1. Рудничные подъемные установки: Учебное пособие для вузов. — М.: Изд. МГГУ, 2006. 477 с.: ил.