

**РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ГМП**

Студент гр. 1131117 Богданович Д. А.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Василенок В.Д.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

**1 Крановый механизм подъема**

Для привода в движение крановых подъемных механизмов применяют электрические двигатели постоянного и переменного тока. В условиях сельского хозяйства для привода автокранов, кранов на тракторе, крановых стогометателей используют двигатели внутреннего сгорания.

Электродвигатели постоянного тока лучше других соответствуют режиму работы кранов. Так, двигатели с последовательным возбуждением обладают свойствами саморегулирования, их момент изменяется обратно пропорционально частоте вращения. Однако это свойство при уменьшении нагрузки может привести к увеличению частоты вращения (скорости опускания) выше допустимых пределов. Электродвигатели с параллельным возбуждением обеспечивают независимость частоты вращения от крутящего момента ( $n_g = \text{const}$ ).

В промышленных предприятиях, мастерских совхозов и колхозов для привода подъемно-транспортной техники используют электродвигатели переменного тока.

Двигатель внутреннего сгорания – универсальный вид силового оборудования для передвижных подъемно-транспортных машин, независим от внешнего источника энергии, обладает достаточным диапазоном регулирования угловой скорости ( $\lambda = 2 \dots 2,5$ ). Существенный недостаток этого двигателя заключается в невозможности реверсирования вращения вала и изменения крутящего момента без специальных коробок скоростей.

Крутящий момент двигателей внутреннего сгорания сравнительно постояен, мало зависит от изменения частоты вращения, поэтому двигатель для кранового подъемного механизма следует подбирать по режиму наибольшей нагрузки, что соответствует периоду пуска.

Перегрузку в 30...40% от его мощности двигатель внутреннего сгорания способен кратковременно (в течение до 1 с) преодолевать

за счет кинетической энергии вращающихся масс (маховика и других узлов).

Крановые подъемные механизмы с электроприводом относятся к типу неотключаемых, реверсивность достигается изменением направления вращения двигателя. Его устройство сходно с устройством лебедки

Небольшая высота подъема позволяет делать барабан с винтовым желобом для навивки каната в один слой. Передаточный механизм между электродвигателем и барабаном выполнен в виде двухступенчатого редуктора. Двухколодочный тормоз с короткоходным электромагнитом установлен на валу двигателя, как принято в подъемных крановых механизмах с электроприводом.

## 2 Расчет кранового механизма подъема с электроприводом

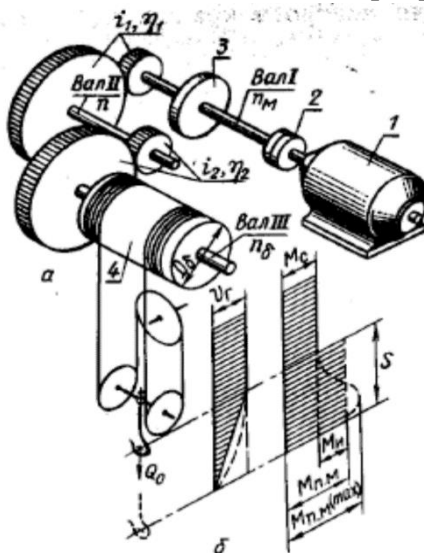


Рис. 1. Схема к расчету кранового подъемного механизма:

1- Электродвигатель, 2- муфта; 3- тормоз; 4- барабан.

Расчет кранового механизма подъема с электроприводом (рис.1).

Исходными данными для расчета механизма подъема служат грузоподъемность, скорость подъема и цикл работы грузоподъемника.

Проектирование и расчет подъемного механизма проводят в следующем порядке: выбор типа гибкого органа и схемы подвеса груза; расчет тягового органа и полиспаста; расчет блоков и

барабана, определение крутящего момента и мощности, расчет передаточного числа механизма привода и выбор его схемы.

Работа подъемного механизма состоит из трех периодов: 1) разгона (пуска), 2) установившегося движения и 3) торможения. В первом и третьем периодах в механизме возникают дополнительные инерционные силы поступательно движущихся и вращающихся масс и другие сопротивления, преодолеваемые при разгоне двигателем, а при замедлении тормозом. Пусковой период сравнительно краток (от 1 до 5 с), и длительность работы двигателя с максимальной нагрузкой составляет только часть общего цикла, поэтому выбор двигателя ведут по номинальной мощности установившегося движения или, если известен график нагрузки двигателя за цикл, по среднеквадратичной эквивалентной мощности.

Статический момент на валу барабана

$$M'c = (0,5gG_0D_6) / (k\eta_n),$$

A на валу двигателя

$$M_c = \frac{0,5z_H g (G + G_r)}{zi\eta_n\eta_M} D_6,$$

где  $G_0 = G + G_r$  – массы соответственно общая, груза и грузозахватного органа;

$i$  – передаточное число механизма подъема;

$D_6$  – диаметр барабана;

$k = z : z_H$  – кратность полиспаста;

$z$  и  $z_H$  – число ветвей соответственно полиспаста и наматываемых на барабан;

$\eta_n$  и  $\eta_M$  – соответственно к.п.д. полиспаста и механизма подъема.

Частоту вращения барабана по скорости подъема груза определяют по формуле

$$n_6 = x = \frac{kv_r}{\pi D_6}.$$

Номинальная мощность двигателя, кВт, равна

$$N_H = x = \frac{\pi M'_c n_6}{30 \cdot 1000 \eta_M} \quad \text{или}$$

$$N = \frac{g(G + G_r)v_r}{1000\eta_n \eta_M}. \quad (1)$$

Зная мощность, по каталогу подбирают двигатель серии А2,АО2 и А4 при  $n=3000..600$  об/мин.

Для кранов, график нагружения которых известен, двигатели по эквивалентным мощности, нагрузке и моменту. Например, при действии  $M_1, M_2, M_3...$  в течении периодов цикла  $t_1, t_2, t_3...$

$$M_{\text{э}} = \sqrt{\frac{M_1^2 t_1 + M_2^2 t_2 + M_3^2 t_3 + \dots}{t_1 + t_2 + t_3 + \dots}},$$

Тогда эквивалентная мощность, кВт, будет равна

$$N_{\text{э}} = \frac{\pi M_{\text{э}} n}{30 \cdot 1000 \eta_n \eta_M}, \quad (2)$$

Выбор двигателя по каталогу при этом способе расчета проводят по мощности:

$$N_K = N_{\text{э}} \sqrt{\frac{ПВ}{ПВ_K}}, \quad (3)$$

где  $(ПВ)_K$  и  $ПВ$  – соответственно продолжительность включения по каталогу и заданная графиком работы крана.

#### **Определение сопротивлений в механизме подъема при пуске.**

В период неустановившегося режима работы подъемного механизма на валу двигателя должен развиваться пусковой момент  $M_{п.м.}$ , необходимый для преодоления статического момента  $M_0$  и моментов от инерции поступательно движущихся масс (груза)  $M_{и.м}$  и вращающихся  $M_{и.в}$  масс. Тогда пусковой момент механизма будет

$$M_{п.м} = M_0 + M_{и.м} + M_{и.в}. \quad (4)$$

Исследования показали, что действительный график разбега груза несколько отличается от принятого. Для равномерно ускоренного движения путь, где  $s = v_{cp} t$ ,

$v_{cp} = 0,5(v_r + v_0)$  тогда при  $v_0=0$ ;  $2s = v_r t$ , а время разбега (пуска) будет

$$t = 2s : v_r$$

где  $s$  и  $v_r$  - соответственно путь разбега и скорость подъема груза.

В грузоподъемниках общего назначения  $t=1...5$  с. Малое  $t$  приводит к значительным динамическим нагрузкам на все детали подъемного механизма, а большое  $t$  увеличивает путь разбега  $s$ , что снижает производительность крана.

Равномерно ускоренное движение груза с ускорением  $a=v_r:t$  создает дополнительную нагрузку на полиспаст:

$$Q_{u.n} = (G + G_r) \frac{v_r}{t}.$$

Определив момент от силы  $Q_{u.n}$  на валу барабана и приведя его к валу двигателя, получим

$$M_{u.n} = \frac{0,5z_n (G + G_r) v_r D_{\bar{\sigma}}}{z_i \eta_0} \quad (5)$$

Момент от инерции вращающихся масс в общем виде будет равен

$$M_x = I_x \theta_x$$

где  $I_x = m_x r_x^2$  - момент инерции массы детали;

$\theta_x = \omega : t = \pi n : 30t$  - угловое ускорение детали;

тогда

$$M_x = x = \frac{m_x D_x^2}{4} * \frac{\pi n}{30t \eta_x} = \frac{m_x D_x^2}{38,2} * \frac{n}{t \eta_x},$$

$m_x D_x^2 = e m D^2$  маховый момент вращающейся детали;

$m$  и  $D$  - соответственно масса и наибольший диаметр детали;

$e$  - коэффициент, принимаемый для вала равным 0,5; дисковой муфты - 0,46; тормозного шкива - 0,62; зубчатого колеса - 0,62; канатного блока - 0,55 и барабана - 0,7.

Механизм, показанный на рисунке 26, а, имеет три вала, поэтому суммарный момент от инерции вращающихся масс можно записать так:

$$M_{u.в} = M_I + M_{II} + M_{III},$$

Тихоходные валы незначительно влияют на величину общего момента от инерции вращающихся масс, потому что приведенные к валу двигателя моменты  $M_X$  уменьшаются пропорционально квадрату передаточного числа между валами.

Момент от вращающихся деталей вала I будет равен

$$M_I = \frac{(mD^2)I}{38,2} * \frac{n_\partial}{t\eta_I},$$

$$\text{Где } (mD^2)_I = (mD^2)_p + (mD^2)_r + (mD^2)_m$$

соответственно суммарный маховой момент масс вала I, ротора, тормозного шкива и муфты.

При проектировочных расчетах достаточно определять только момент на валу двигателя; влияние моментов  $M_I$  и  $M_{III}$  учитывается коэффициентом  $\psi = 0,1 \dots 0,15$ .

$$M_{u.e} = (1 + \psi) M_I \quad (6)$$

Подставляя  $M_{и.в}$  и  $M_{м.п}$   $M_{св}$  в уравнение (4), получим

$$M_{n.m} = \frac{z_H}{z} (G + G_r) \left( g + \frac{v_r}{t} \right) \frac{D_\partial}{2i\eta_o} + (1 + \psi) \frac{(mD^2)I}{38,2} * \frac{n_\partial}{t\eta_o} \quad (7)$$

С приемлемой для практики точностью маховой момент первого вала  $(mD^2)_I$  принимают равным маховому моменту ротора,  $(mD^2)_p$  определяем по каталогам электродвигателей.

В связи с отклонением действительного ускорения груза при разгоне, как это показано на диаграмме (рис. 1, б), максимальный пусковой момент больше расчетного примерно на 33%; тогда

$$M_{n.m}(\max) = 1,33 M_{n.m}$$

Учитывая это, коэффициент максимальной перегрузки двигателя  $\beta_{\max}$  в период пуска подъемного механизма и коэффициент допускаемой перегрузки  $\beta$  должны удовлетворять соотношению

$$\beta_{\max} = \frac{M_{n.m}(\max)}{M_\partial} \leq [\beta] = \frac{M_{n.\partial}}{M_D} \quad (8)$$

где  $M_{n.\partial}$  - пусковой,  $M_D$  - номинальный момент двигателя.

Практически для двигателей внутреннего сгорания  $[\beta]=1$ , а для электрических двигателей  $[\beta]=1...3,5$ . Наиболее распространенные электродвигатели имеют  $[\beta]=2,3...3,4$ .

Кроме этого, время разбега выбранного двигателя рекомендуется проверить по формуле (8).

По расчетной величине  $t$  можно судить о пути разбега груза и ускорении, которое он получит в период разбега.

Зная скорость подъема  $v_r$ , определяют ускорение  $a$  по формуле

$$a = v_r : t$$

Для нормальной работы рекомендуется, чтобы при легком и среднем режимах работы  $a$  не превышало  $0,15 \text{ м/с}^2$ , а при тяжелом –  $0,35 \text{ м/с}^2$ .

Затем для подъемного механизма по частоте вращения  $n_d$  выбранного электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания и частоте вращения барабана  $n_b$  определяют передаточное отношение:

$$i = \frac{n_d}{n_b} = i_1 i_2 i_3 \quad \text{и т.д.} \quad (9)$$

Где  $i_1, i_2, i_3$  -соответственно передаточные отношения редукторов, зубчатых и цепных передач, входящих в состав механизма.

**Определение тормозного момента механизма подъема** проводят двумя способами:

1) По статическому моменту  $M_c$ , приведенному к валу, на котором устанавливают тормоз, с учетом коэффициента запаса торможения  $k_t$ . При этом тормозной момент будет равен

$$M_{mm} = k_m M_c \quad (10)$$

Госгортехнадзором рекомендуется определять путь торможения  $S_t$  и коэффициент  $k_t$  соответственно для легкого и среднего режима работы:  $s_t=v_t:120$  и  $v_t:100$  при времени торможения  $t_t=1,0$  и  $1,2$  с;  $k_t=1.75$  и  $2$  - для стопорно-спускного тормоза и  $k_t=2,1$  и  $2,2$  при одновременной постановке грузоупорного и стопорного тормозов.

При выборе коэффициента торможения следует учитывать, что избыточный тормозной момент стопорного тормоза приводит к

опережению действия грузопорного, обратное повлечет нарушение плавности опускания груза;

2) По наибольшему тормозному моменту  $M_{ТМ}$  приведенному к валу двигателя, состоящему из статического момента  $M_c$  и моментов от инерционных сил поступательного движения груза  $M_{и.п.}$ , определяемому по формуле

$$M_{тм} = M_c + M_{и.п.} + M_{и.в.} \quad (11)$$

Процесс торможения подобен разгону с тем отличием, что силы инерции и потери на трение изменяют знак, а расчет отличается тем, что коэффициент полезного действия переносится из знаменателя в числитель формулы (5) и (6), так как вредные сопротивления в механизмах оказывают тормозящее действие и снижают требуемый тормозной момент.

Взяв отношение необходимого тормозного момента механизма к статическому моменту, получим коэффициент запаса торможения

$$k'_m = \frac{M_{тм}}{M_c} \quad (12)$$

Правильность выбора тормоза и его расчета проверяют по условиям

$$M_{тм} \leq M_m \quad \text{и}$$

$$k'_m \leq k_\tau$$

где  $M_m$  и  $k_\tau$  - соответственно тормозной момент и коэффициент запаса торможения для выбранного тормоза.

Действительное время торможения определяют подобно расчету времени разгона.

Для получения возможно большего тормозного момента при наименьших габаритных размерах тормоза применяют специальные материалы с повышенными фрикционными свойствами: лента тканая асбестовая, пропитанная битумом; лента, вальцованная из асбеста и железного сурика, связанных резиновым клеем. Кроме этого, в тормозах применяют чугун, сталь, дерево, кожу, бронзу, текстолит, ретинакс и др.

К характеристикам материалов, применяемых в тормозах, относятся: коэффициент трения  $f=0,15...0,2$  для металлов и  $f=0,3...0,42$  - дерево, лента из асбеста; удельное давление



$[p]=0,8...1,5$  МПа для колодочных и ленточных тормозов и  $[p]=0,2...0,8$  для дисковых и конических; большие значения принимают при смазке.

Коэффициент трения между обкладками и тормозным шкивом зависит от теплового режима тормоза. Рекомендуется, чтобы температура не превышала  $175...200^{\circ}\text{C}$ .

Изменение удельного давления  $0,8$  МПа не оказывает заметного влияния на коэффициент трения.

### Литература

1. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. М., «Высшая школа», 1973.
2. Руденко Н.Ф. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. М., «Машиностроение», 1971 г.
3. Буряков А. Г. Комплексная механизация погрузочно-разгрузочных работ. М., Россельхозиздат, 1976.
4. Воробьев А. А. и др. Пневмотранспортные установки (справочник). М., «Машиностроение», 1969.
5. Гячев Л. В. Движение сыпучих материалов в трубах и бункерах. М., «Машиностроение», 1968.
6. Завалишин Ф. С. Основы расчета механизированных процессов в растениеводстве. М., «Колос», 1973.
7. Зенков Р. Л. Механика насыпных грузов. М., Машгиз, 1964.
8. Зуев Ф. Г. И др. Подъемно-транспортные машины зерноперерабатывающих предприятий. М., «Колос», 1978.
9. Красников В. В. И др. Подъемно-транспортные машины. Атлас конструкции. М., «Машиностроение», 1967.
10. Красников В. В. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве. М., «Машиностроение», 1973
11. Кукибный А. А. Метательные машины. М., «Машиностроение», 1964.
12. Копылов Н. Г. Теория качающихся конвейеров. М., Машгиз, 1963.
13. Платонов П. Н. Куценко К. И. Подъемно-транспортные и погрузочно-разгрузочные устройства. М., «Колос», 1972.
14. Спиваковский А. О. Дьячков В. К. Транспортирующие машины. М., «Машиностроение», 1968.

15. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин. М., «Машиностроение», 1969.

16. Юкиш и др. Справочник по оборудованию элеваторов и складов. М., «Колос», 1970.