

УДК 621.81(075)

Санюкевич Ф.М., Монтик С.В.

РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ ПРИ КУРСОВОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Введение. Объектами курсового проектирования по дисциплине «Детали машин» являются различные механические приводы, в том числе грузоподъемных и транспортирующих машин. Однако основное внимание при этом чаще всего уделяется разработке конструкции только одного редуктора. Анализ работы привода с учетом характеристики выбранного двигателя обычно не проводится. Однако выбранный предварительно двигатель и разработанный редуктор не гарантируют нормальную работу механизма машины. Это касается в первую очередь механизмов грузоподъемных машин: подъема груза, поворота стрелы и передвижения машины или тележки.

Как известно [1–2], для механизма подъема пуск двигателя на подъем груза должен производиться с ускорениями, назначаемыми в зависимости от вида груза и назначения машины. Для механизма поворота время пуска должно быть таким, чтобы линейное ускорение поворачивающегося груза не превышало допустимой величины. Для механизма передвижения с приводными ходовыми колесами двигатель в период пуска должен обеспечить отсутствие буксования ведущих колес относительно рельсов или других направляющих.

Аналогичные требования предъявляются и к тормозным устройствам этих механизмов, выбор которых проводится также на основании анализа периода торможения.

По этой причине при курсовом проектировании по деталям машин предлагается в качестве технического задания принимать не привод неопределенного назначения или схему только одного передаточного устройства, а конкретный механизм машины. Для этого в техническом задании должна быть задана расчетная схема машины (например, крана или конвейера) и соответствующие исходные данные, которые позволили бы студенту определить требуемую мощность двигателя, выбрать его предварительно и, определив время пуска, проверить его на возможность использования в данном механическом приводе. Если двигатель соответствует предъявляемым требованиям, то только после этого следует приступать к проектированию передаточного устройства механического привода. Если привод оснащается тормозом нормально-замкнутого типа, то выбор его также должен быть произведен на основании анализа процесса торможения соответствующего механизма.

Дадим краткие сведения в объеме, необходимом для курсового проектирования о тех процессах, которые происходят в различных механизмах в периоды их пуска и торможения.

Как известно, в работе любого механизма можно выделить три периода: пуск, установившееся движение и торможение. В период установившегося движения двигатель механизма преодолевает только момент статических сопротивлений $T_{СТ}$, приведенный к валу двигателя. В период пуска двигатель, кроме момента статических сопротивлений, преодолевает динамический момент $T_{ДИН}$ от инерции разгоняемых вращающихся и поступательно движущихся масс. В период торможения кинетическая энергия движущихся масс должна быть поглощена тормозом. При этом момент статических сопротивлений при торможении способствует замедлению движущихся масс, уменьшая необходимую работу тормоза.

Для определения инерционной характеристики механизма можно воспользоваться выражением кинетической энергии вращающейся массы $E_{ВР} = J_i \omega_i^2 / 2$ и поступательно

движущейся массы $E_{ПОСТ} = \frac{m_x \cdot v_x^2}{2}$ (здесь J_i и ω_i – момент инерции и угловая скорость вращающейся массы, расположенной на i -м валу привода; m_x и v_x – масса и линейная скорость поступательно движущегося элемента рассматриваемого механизма).

Кинетическую энергию механизма можно выразить также через один обобщенный показатель, например, через момент инерции $J_{ПР}$, приведенный к валу двигателя (тормоза), вращающемуся с угловой скоростью ω_1 . Из условия равенства кинетических энергий приведенной системы и реального механизма

$$\frac{J_{ПР} \omega_1^2}{2} = \frac{J_1 \omega_1^2}{2} + \frac{J_2 \omega_2^2}{2 \eta_{1-2}} + \dots + \frac{J_i \omega_i^2}{2 \eta_{1-i}} + \frac{m_x v_x^2}{2 \eta_{1-x}}$$

имеем:

$$J_{ПР} = J_1 + J_2 \frac{\omega_2^2}{\omega_1^2 \eta_{1-2}} + \dots + J_i \frac{\omega_i^2}{\omega_1^2 \eta_{1-i}} + \frac{m_x v_x^2}{\omega_1^2 \eta_{1-x}}, \quad (1)$$

где η_{1-i} – КПД передачи между валом 1 двигателя (тормоза) и осью вращения детали, установленной на i -м валу; η_{1-x} – КПД передаточного устройства между валом двигателя (тормоза) и поступательно движущимся элементом массой m_x .

Если обозначить через i_{1-i} передаточное отношение между валом 1 с угловой скоростью ω_1 и i -м валом с угловой скоростью ω_i , то значение приведенного момента инерции $J_{ПР}$ можно выразить следующим образом:

$$J_{ПР} = J_1 + J_2 \frac{1}{i_{1-2}^2 \eta_{1-2}} + \dots + J_i \frac{1}{i_{1-i}^2 \eta_{1-i}} + \frac{m_x v_x^2}{\omega_1^2 \eta_{1-x}}. \quad (2)$$

В правой части уравнения (2) сумма слагаемых, находящихся между первым и последним слагаемыми, составляет 10...20% значения первого слагаемого. Это связано с тем, что из вращающихся масс привода значительную часть приведенного момента инерции $J_{ПР}$ составляют моменты инерции масс деталей, для которых $i_{1-i} \neq 1$.

В первую очередь ими являются массы ротора двигателя, соединительной муфты (чаще всего с тормозным шкивом) и других деталей привода, установленных на валу 1 привода соосно с ротором. Поэтому уравнение (2) можно упростить:

$$J_{ПР} = \delta J_1 + \frac{m_x v_x^2}{\omega_1^2 \eta_{1-x}}, \quad (3)$$

где $\delta=1,2$ – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс деталей на втором и последующих валах привода; $J_1=J_p$ (здесь J_p – момент инерции ротора двигателя, принимаемый по каталогу, кг·м²).

Так как динамический момент $T_{ДИН} = J_{ПР} \frac{d\omega_1}{dt}$, то уравнения движения механизма могут быть представлены:

$$\text{при пуске } T_{ДВ} = T_{СТ} + T_{ДИН} = T_{СТ} + J_{ПР} \frac{d\omega_1}{dt}; \quad (4)$$

Санюкевич Федор Михайлович, к. т. н., доцент кафедры «Техническая эксплуатация автомобилей» Брестского государственного технического университета.

Монтик Сергей Владимирович, к. т. н., доцент, зав. кафедрой «Техническая эксплуатация автомобилей» Брестского государственного технического университета.

Беларусь, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

$$\text{при торможении } T_T + T_{CT} = T_{ДИН} = J_{ПР} \frac{d\omega_1}{dt}, \quad (5)$$

где $T_{ДВ}$ и T_T – движущий и тормозящий моменты, приведенные к тому же валу, что и $J_{ПР}$ (т.е. к валу двигателя).

С целью упрощения расчетов допустим, что в процессе пуска и торможения изменение скорости происходит по линейному закону, т.е. ускорения (замедления) постоянны. Тогда $\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{\omega_1}{t}$ (здесь $t=t_{П}$ – при пуске, $t=t_T$ – при торможении).

Окончательно уравнения моментов (4) и (5) имеют вид:

$$T_{ДВ} = T_{CT} + J_{ПР} \frac{\omega_1}{t_{П}}; \quad (6)$$

$$T_T + T_{CT} = J_{ПР} \frac{\omega_1}{t_T}. \quad (7)$$

Если в уравнение (6) в качестве $T_{ДВ}$ подставить средний пусковой момент двигателя $T_{ПУСК}$, то из этого уравнения можно определить время пуска механизма $t_{П}$:

$$t_{П} = \frac{\omega_1}{T_{ПУСК} - T_{CT}} J_{ПР}. \quad (8)$$

По уравнению (7) при известном тормозном моменте T_T можно определить время торможения механизма t_T или наоборот.

Механизм подъема груза. Исходные данные: сила тяжести груза $F_{ГР} = m_{ГР}g$ (здесь $m_{ГР}$ – масса поднимаемого груза, т.е. грузоподъемность механизма, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²); H ; $v_{ГР}$ – скорость подъема груза, м/с; u – кратность полиспаста; D_B – диаметр барабана по центру укладки каната, мм.

Требуемая мощность двигателя P (кВт):

$$P = \frac{F_{ГР} v_{ГР}}{10^3 \eta_m}, \quad (9)$$

где η_m – общий КПД механизма подъема, включая полиспаст (предварительно $\eta_m \approx 0,85$).

Исходя из P , выбирают двигатель с ближайшей номинальной мощностью $P_{ДВ}$ и номинальной частотой вращения вала $n_{ДВ}$.

$$\text{При частоте вращения барабана (мин}^{-1}\text{)} n_B = \frac{60 \cdot 10^3 u v_{ГР}}{\pi D_B}$$

передаточное отношение механизма подъема $i = n_{ДВ} / n_B$. Обычно в механизме подъема устанавливают один редуктор с передаточным отношением $i_{Р}=i$.

Время пуска двигателя на подъем номинального груза (с)

$$t_{П} = \frac{\omega_1}{T_{ПУСК} - T_{CT}} (\delta J_1 + \frac{m_{ГР} v_{ГР}^2}{\omega_1^2 \eta_m}), \quad (10)$$

где $\omega_1 = \pi n_{ДВ} / 30, \text{ с}^{-1}$; $T_{CT} = \frac{F_{ГР} D_B}{2 \cdot 10^3 u i \eta_m}, \text{ Н} \cdot \text{м}$; $\delta = 1,2$;

$$J_1 = J_{Р}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

При этом среднее ускорение при пуске $a = v_{ГР} / t_{П}$ для учебного курсового проектирования не должно превышать $0,3 \text{ м/с}^2$ (в исключительных случаях не более $0,8 \text{ м/с}^2$).

После проверки двигателя на время пуска можно приступать к проектированию редуктора механизма подъема. В качестве вариантов конструктивного исполнения следует предусмотреть различные способы соединения выходного конца тихоходного вала с барабаном: посредством стандартной зубчатой муфты по ГОСТ Р 50895-96 с установкой барабана на валу и двух отдельных опорах или с помощью встроенной внутри барабана зубчатой муфты

специальной конструкции. Интересной является конструкция механизма подъема на базе мотор-редуктора.

Механизмы подъема в обязательном порядке должны быть снабжены тормозом нормально-замкнутого типа (чаще всего с гидравлическим толкателем). Тормоз устанавливают обычно на соединительной муфте между двигателем и редуктором, заменяя одну из полумуфт этой муфты тормозным шкивом (со стороны редуктора). Если межосевое расстояние редуктора не позволяет установить тормоз на муфте, то его устанавливают на втором выходном конце быстроходного вала редуктора, закрепляя на нем только тормозной шкив. При разработке конструкции мотор-редуктора возможно применение электродвигателя со встроенным тормозом.

Тормоз механизма подъема выбирают по тормозному моменту T_T , который определяют на основании правил Промтмнадзора из условия надежного удержания груза на весу с определенным коэффициентом запаса торможения K_T :

$$T_T = K_T \frac{F_{ГР} D_B \eta_m}{2 \cdot 10^3 u i}. \quad (11)$$

Механизм поворота. Исходные данные: расчетная схема грузоподъемной машины (один из вариантов показан на рис.1); сила тяжести груза $F_{ГР} (H)$; равнодействующая сила тяжести поворотной части $F_{П.ч} = m_{П.ч}g$ (здесь $m_{П.ч}$ – масса поворотной части, кг), H ; плечи $\ell_{ГР}$ и $\ell_{П.ч}$ в м сил $F_{ГР}$ и $F_{П.ч}$; расстояние h в м между опорами; частота вращения поворотной части $n_{П.ч}$ (мин⁻¹).

На основании расчетной схемы машины и в зависимости от принятой конструкции опорно-поворотного устройства можно определить момент сопротивления повороту от сил трения в опорах поворотной части $T_{ТР} (H \cdot м)$ (подробнее см. [1–2]).

Из-за больших сил инерции поворачивающихся груза и поворотной части машины двигатель механизма поворота следует выбирать с учетом момента от сил инерции $T_{ИН} (H \cdot м)$:

$$T_{ИН} = J_{КР} \frac{\pi n_{П.ч}}{30 t_{П}'}, \quad (12)$$

где момент инерции поворачивающихся груза и поворотной части (кг·м²)

$$J_{КР} = m_{ГР} \ell_{ГР}^2 + m_{П.ч} \ell_{П.ч}^2.$$

Время пуска $t_{П}' (с)$ в формуле (12) предварительно определяют из условия обеспечения допускаемого линейного ускорения поворачивающегося груза $[a] = 0,3 \text{ м/с}^2$:

$$t_{П}' = \frac{\pi n_{П.ч} \ell_{ГР}}{30 [a]}.$$

Необходимая пусковая мощность двигателя (Вт)

$$P_{ПУСК} = [T_{ТР} + (1,1 \dots 1,3) T_{ИН}] \frac{\pi n_{П.ч}}{30}. \quad (13)$$

Установочная мощность двигателя (кВт) при коэффициенте перегрузки при пуске $K_{П}=2$:

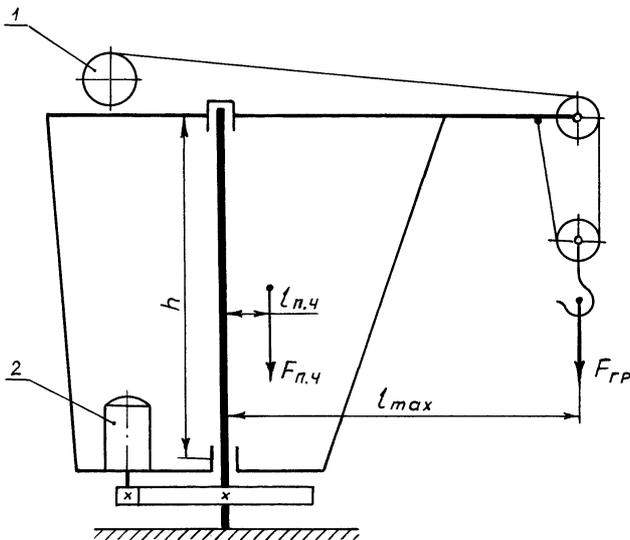
$$P_{УСТ} = P_{ПУСК} / (10^3 K_{П}) \quad (14)$$

Мощность двигателя при установившемся движении механизма поворота (кВт):

$$P_{СТ} = \frac{T_{ТР} \pi n_{П.ч}}{30 \cdot 10^3 \eta_m} \quad (15)$$

где $\eta_m = 0,75$ – КПД механизма поворота (предварительно).

Двигатель механизма поворота выбирают исходя из $P_{УСТ}$ (обычно $P_{ДВ} \geq P_{УСТ}$).



1 – механизм подъема груза; 2 – механизм поворота
Рис. 1. Расчетная схема стрелового крана с неподвижной колонной

Передаточное устройство механизма поворота состоит из редуктора с вертикальной осью вращения тихоходного вала (планетарного или червячного) с передаточным отношением i_p и открытой прямозубой зубчатой передачи с передаточным отношением $i_{ОТКР}$. Если механизм установлен на поворотной части, как показано на рис.1, то шестерня открытой передачи, установленная на выходном конце вертикального тихоходного вала редуктора, совершает планетарное движение, и в таком случае общее передаточное отношение механизма поворота

$$i_M = i_p i_{ОТКР} = \frac{n_{ДВ}}{n_{П.ч}} + 1. \quad (16)$$

Задаваясь передаточным отношением $i_{ОТКР} = 6,3 \dots 10$, определяют $i_p = i_M / i_{ОТКР}$

Для предварительно выбранного двигателя окончательно определяют время пуска $t_n(c)$:

$$t_n = \frac{\omega_1}{T_{пущк} - T_{СТ}} \left(\delta J_1 + \frac{J_{КР}}{i_M^2 \eta_M} \right), \quad (17)$$

где $T_{СТ} = T_{ТР} / (i_M \eta_M)$.

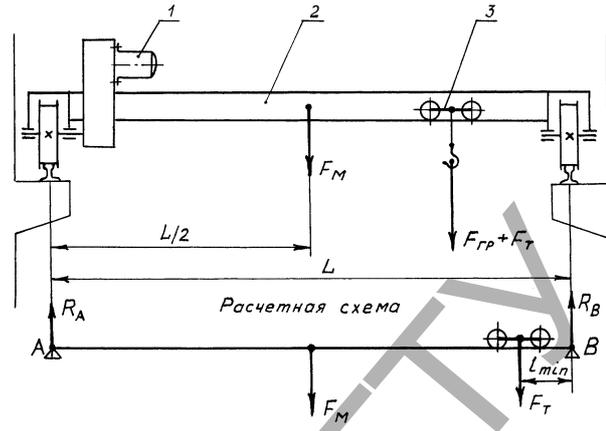
При этом линейное ускорение поворачивающегося при пуске груза

$$a = \frac{\pi n_{П.ч} l_{ГР}}{30 t_n} \leq [a] = 0,3 \text{ м/с}^2.$$

Для выбора тормоза механизма поворота время торможения t_T принимает равным времени пуска t_n , что с учетом формулы (7) позволяет определить требуемый тормозной момент T_T тормоза, установленного на быстроходном валу редуктора (первом валу механизма):

$$T_T = \left(\delta J_1 + \frac{J_{КР} \eta_M}{i_M^2} \right) \frac{\omega_1}{t_T} - \frac{T_{ТР} \eta_M}{i_M}. \quad (18)$$

Механизм передвижения с приводными ходовыми колесами. Исходные данные: расчетная схема грузоподъемной машины (рис. 2); сила тяжести (H) соответственно груза $F_{ГР}$, тележки (электротали) F_T и моста (балки) F_M ; пролет L (m) и база b (расстояние между осями колес, m); скорость передвижения машины v (m/c).



1 – механизм передвижения машины; 2 – мост (балка); 3 – тележка (тельфер)

Рис. 2. Схема грузоподъемной машины балочного типа

При четырех ходовых колесах определяется наибольшая нагрузка R_{max} на одно ходовое колесо и подбирается узел ходового колеса, для которого выписывают: диаметр $D_{х.к}$ поверхности катания ходового колеса; диаметр d цапфы вала; коэффициент трения качения μ и приведенный коэффициент трения f в опоре колеса (для шариковых и роликовых подшипников качения $f=0,015$).

Статическое сопротивление передвижению (H) машины с грузом от сил трения, приведенное к окружности катания ходового колеса (без учета уклона пути и ветровой нагрузки)

$$W_{ТР} = (F_{ГР} + F_T + F_M) \frac{2\mu + fd}{D_{х.к}} K, \quad (19)$$

где $K=1,3$ – коэффициент запаса, учитывающий поперечное скольжение ходового колеса.

Требуемая мощность двигателя (кВт)

$$P = \frac{W_{ТР} v}{10^3 c \eta_M}, \quad (20)$$

где c – количество двигателей в механизме передвижения; $\eta_M \approx 0,9$ (предварительно).

Исходя из P выбирают двигатель мощностью $P_{ДВ} \geq P$.

При частоте вращения ведущего ходового колеса $n_{х.к} = 60v / (\pi D_{х.к})$ передаточное отношение редуктора $i_p = n_{ДВ} / n_{х.к}$ (при отсутствии открытой зубчатой передачи).

Для предварительно выбранного двигателя определяют время пуска t_n для случая, когда ведущее ходовое колесо рассматриваемого привода испытывает наименьшую нагрузку:

$$t_n = \frac{\omega_1}{T_{пущк} - T_{СТ}} \left(\delta J_1 + \frac{m_{расч} v^2}{\omega_1^2 \eta_M} \right), \quad (21)$$

где $T_{СТ} = W'_{ТР} D_{х.к} / (i_p \eta_M)$ – момент сопротивления от сил трения, приведенный к валу двигателя рассматриваемого привода, Н·м.

Для определения $T_{СТ}$ значение $W'_{ТР}$ рассчитывают для рассматриваемого случая пуска двигателя по формуле

$$W'_{ТР} = m_{РАСЧ} g \frac{2\mu + fd}{D_{х.к}} K, \quad (22)$$

где $m_{РАСЧ}$ – расчетная масса машины, поступательно разгоняемая двигателем рассматриваемого привода, кг.

Рассчитанное по формуле (21) время пуска t_n должно обеспечивать надежное сцепление ведущего ходового колеса с рельсом или с другой направляющей, т.е. отсутствие буксования. Достаточный коэффициент запаса сцепления ведущего колеса с рельсом $K_{сц} = 1,2$ обеспечивается при выполнении условия

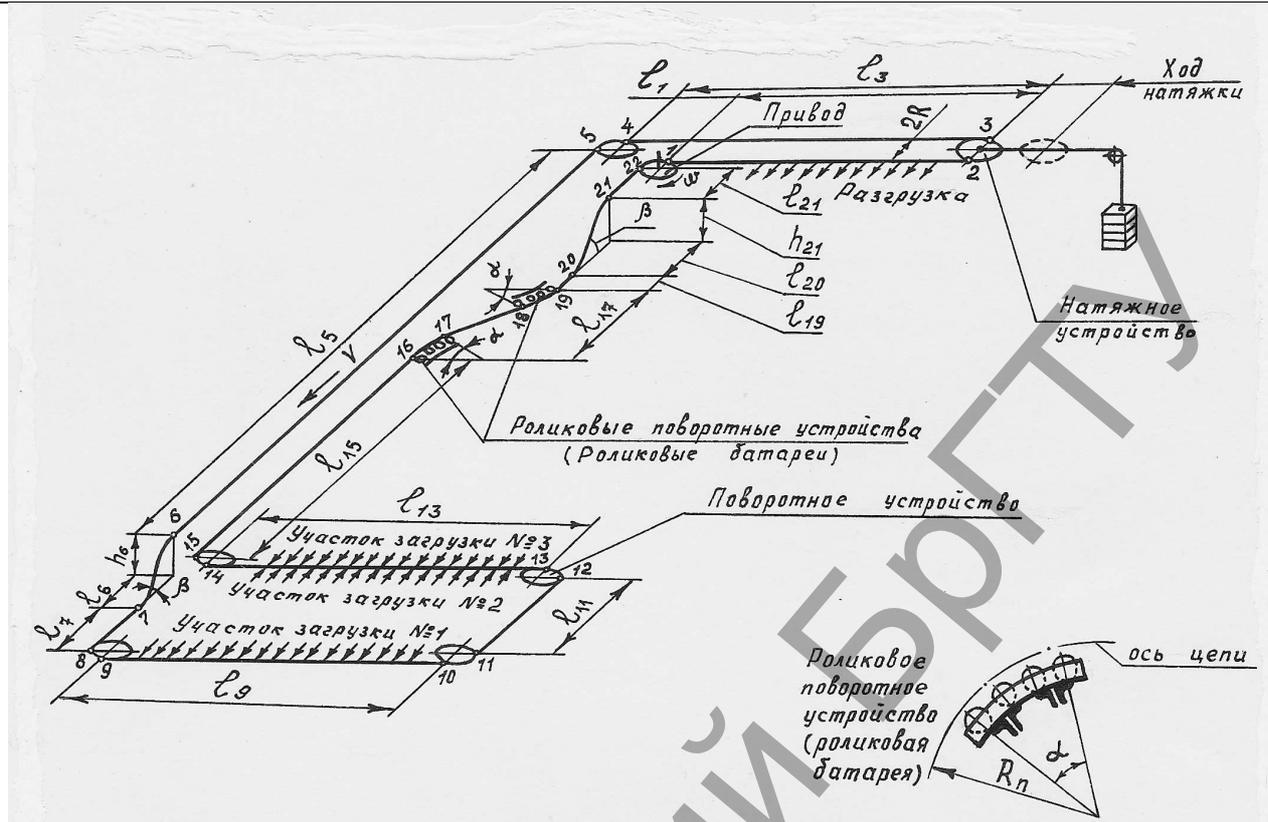


Рис. 3. Расчетная схема конвейера

$$R_{\text{вед}} \cdot \vartheta \geq K_{\text{сц}} \left(W'_{\text{тр}} - R_{\text{вед}} \frac{fd}{D_{\text{х.к}}} + \frac{m_{\text{расч}} v}{t_{\text{п}}} \right), \quad (23)$$

где $R_{\text{вед}}$ – наименьшая нагрузка на ведущее ходовое колесо рассматриваемого привода, H (если у рассматриваемого привода ведущими являются два ходовых колеса, то $R_{\text{вед}}$ – суммарная минимальная нагрузка на оба ведущих колеса); $\vartheta = 0,2$ – коэффициент сцепления ведущего ходового колеса с рельсом.

Процессу торможения механизма передвижения свойственны те же явления, что и процессу пуска. Однако, если в процессе пуска силы сопротивления движению от трения требуют увеличения мощности привода, то при торможении эти силы способствуют остановке механизма, уменьшая необходимую работу, совершаемую тормозом.

Заданный коэффициент запаса сцепления затормаживаемого ведущего колеса с рельсом $K_{\text{сц}} = 1,2$ – (как необходимое условие процесса торможения) обеспечивается при выполнении соотношения:

$$R_{\text{вед}} \cdot \vartheta \geq K_{\text{сц}} \left[-\left(W'_{\text{тр.т}} - R_{\text{вед}} \frac{fd}{D_{\text{х.к}}} \right) + \frac{m_{\text{расч}} v}{t_{\text{т}}} \right], \quad (24)$$

где статическое сопротивление передвижению от сил трения при торможении $W'_{\text{тр.т}}$ рассчитывают по формуле (22) при $K=1$.

Из условия (24) определяют требуемое время торможения $t_{\text{т}}$ и с учетом формулы (7) рассчитывают требуемый тормозной момент $T_{\text{т}}$.

$$T_{\text{т}} = \left(\delta J_1 + \frac{m_{\text{расч}} v^2 \eta_M}{\omega_1^2} \right) \frac{\omega_1}{t_{\text{т}}} - \frac{W'_{\text{тр.т}} D_{\text{х.к}} \eta_M}{i_{\text{р}}}. \quad (25)$$

Приводы конвейеров. Исходные данные: расчетная схема конвейера с указанием размеров участков трассы (рис. 3); тип тягового элемента (лента или цепь); скорость тягового элемента v (м/с).

Методом обхода по контуру конвейера [3] определяют натяжение в набегающей $F_{\text{НАБ}}$ на привод ветви тягового элемента и в его сбегающей $F_{\text{СБ}}$ ветви, что позволяет рассчитать тяговую силу $W = F_{\text{НАБ}} - F_{\text{СБ}}$.

Требуемая мощность двигателя привода (кВт)

$$P = \frac{W \cdot v}{10^3 \eta_M},$$

где $\eta_M \approx 0,9$ – КПД привода (предварительно).

Исходя из P выбирают двигатель мощностью $P_{\text{дв}} \geq P$ и определяют передаточное отношение привода $i = n_{\text{дв}} / n$, где n – частота вращения приводного вала. Полученные данные являются исходными для дальнейшего проектирования редуктора.

Закключение. Таким образом, учет особенностей работы механических приводов различных машин, и особенно грузоподъемных и транспортирующих, в процессе курсового проектирования деталей машин позволяет будущим специалистам получить некоторый минимум знаний в этой важной области машиностроения, без чего невозможна рациональная организация проведения механизации различных видов погрузочно-разгрузочных работ и технологических процессов в условиях производства.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Александров, М.П. Подъемно-транспортные машины. – М.: Высш. шк., 1985. – 520 с.
2. Скойбеда, А.Т. Детали машин и основы конструирования: учеб. / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик; под общ. ред. А.Т. Скойбеды. – Мн.: Высш. шк., 2000. – 584 с.
3. Сливаковский, А.О. Транспортирующие машины / А.О. Сливаковский, В.К. Дьячков. – М.: Машиностроение, 1983. – 487 с.

Материал поступил в редакцию 04.10.13

SANYUKEVICH F.M., MONTIK S.V. Calculation of mechanisms at course design of details of cars

It is offered to use more widely at course design of details of cars mechanisms and drives of load-lifting and transporting devices, as one of the most important means of mechanization in conditions of production. Recommendations about ensuring normal operation of these mechanisms are made and the corresponding dependences are given.

УДК 621.906-529

Медведев О.А., Фу Чао**ВЫБОР КРИТЕРИЯ ОПТИМИЗАЦИИ И ОГРАНИЧЕНИЙ РЕЖИМА СВЕРЛЕНИЯ ОТВЕРСТИЙ СПИРАЛЬНЫМИ СВЕРЛАМИ**

Сущность вопроса и задачи исследования. Определение оптимальных режимов резания материалов необходимо при проектировании высокоэффективных концентрированных операций механической обработки, выполняемых на дорогостоящих станках с ЧПУ, в гибких производственных системах и на автоматических линиях. Режимы резания оказывают наиболее существенное влияние на трудоемкость механической обработки и эффективность использования станков и режущих инструментов. Традиционные методики расчета режимов сверления, изложенные в учебной и справочной литературе, не обеспечивают комплексный учет факторов, ограничивающих режимы сверления. Поэтому после расчета режимов требуется их поэтапная трудоемкая корректировка с учетом конкретных условий обработки.

Параметры, описывающие процесс резания, подразделяются на входные (глубина резания, подача, скорость резания, частота вращения заготовки или инструмента, геометрия и материал инструмента и заготовки и т.п.) и выходные (силы и мощность резания, стойкость инструмента, трудоемкость, производительность, себестоимость, параметры качества получаемой поверхности и т.п.). При разработке методик оптимизации режимов резания исходят из того, что все входные параметры процесса резания, кроме искомого параметра, постоянны и могут быть определены и выдержаны. Искомые параметры (обычно частота вращения и подача) могут целенаправленно изменяться до необходимых значений. Функциональные зависимости между входными и выходными параметрами составляют математическую модель процесса резания. Обычно один из наиболее объективных выходных параметров процесса резания принимается в качестве критерия (функции) оптимизации. Для остальных выходных параметров устанавливаются допустимые диапазоны значений с учетом характеристик оборудования, технологической оснастки и условий производства. Оптимальными значениями искомого параметра считаются те, при которых функция оптимизации приобретает максимальное или минимальное значение (оптимум). Наиболее часто в качестве функции оптимизации принимается зависимость себестоимости обработки [1, 2, 6] или зависимость трудоемкости обработки [6, 7] от режимов резания. Также в качестве функции оптимизации или ограничивающего параметра принимаются: стойкость инструмента; ресурс инструмента; норма сменной выработки деталей; норма сменной потребности в инструменте; энергозатраты и др.

Наиболее просто проводится оптимизация одного из параметров режима резания без учета технических ограничений и при условии постоянства остальных входных параметров режима. Например, в [2] приводится общая методика аналитического определения скорости резания при точении, которая обеспечивает минимум себестоимости обработки. Для этого разработана математическая зависимость себестоимости от скорости резания, найдено выражение для производной себестоимости по скорости резания, из которого получена формула для расчета искомой скорости.

В реальных производственных условиях приходится учитывать множество факторов, ограничивающих режимы резания и

усложняющих задачу определения реальных оптимальных режимов. К ним относятся: ограниченная режущая способность инструмента; технические возможности оборудования и оснастки (кинематические, силовые, по мощности, по жесткости); предельно допустимая температура в зоне резания; требуемые параметры точности и качества получаемой поверхности и др. Из-за сложности взаимосвязей указанных факторов и режимов резания разработать математическую модель процесса резания с учетом всех ограничений и выполнить на ее основе полную оптимизацию режимов резания практически невозможно. Поэтому в большинстве случаев проводится частичная оптимизация с учетом наиболее существенных ограничивающих факторов [1, 2, 6, 7].

Одним из наиболее широко применяемых методов определения оптимальных режимов резания при наличии технических ограничений является линейное программирование [1, 6, 7]. Основным условием применения этого математического метода является линейный характер функции оптимизации и ограничений на режимы резания. Глубина резания принимается постоянной, а частота вращения заготовки (или инструмента) и подача – переменными. Ограничения выражаются в виде неравенств, отражающих зависимость ограничивающего параметра от частоты и подачи.

Многие основные ограничения (по стойкости инструмента, по мощности привода станка, по предельным силам привода подач и т.п.) составляются на основе эмпирических формул для расчета скоростей резания, сил и моментов резания, и поэтому отражают нелинейные степенные зависимости ограничивающих параметров от режимов резания. Также нелинейный характер может иметь функция оптимизации, например зависимость основного времени от частоты и подачи. Во многих случаях для использования линейного программирования такие математические выражения удается привести к линейному виду путем логарифмирования и замены логарифмов частоты и подачи на новые буквенные обозначения. Совокупность ограничений в виде полученных линейных неравенств и линейная функция оптимизации представляют собой математическую модель процесса резания. Определение оптимальных значений новых переменных функции оптимизации проводится аналитически, численными методами с помощью ЭВМ или графически.

Однако обзор литературных источников, посвященных оптимизации режимов резания, показал, что готовые математические модели приведены лишь для точения. Для других методов обработки резанием, в том числе и для сверления, подобные модели отсутствуют. С учетом сказанного возникает необходимость решения следующих задач:

- 1) обоснование выбора объективной и пригодной для оптимизации методом линейного программирования функции оптимизации режимов сверления отверстий и составление ее математического выражения;
- 2) обоснование состава существенных параметров, ограничивающих режимы сверления, и разработка математических выражений для ограничений режимов сверления;
- 3) разработка процедуры определения оптимальных значений

Медведев Олег Анатольевич, к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Технология машиностроения» Брестского государственного технического университета.

Фу Чао (КНР), магистрант кафедры «Технология машиностроения» Брестского государственного технического университета. Беларусь, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.