

**М.Б. Набиев**

к.т.н., старший преподаватель

Бухарский Инженерно-Технологический Институт

Республика Узбекистан

## **ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ УПРАВЛЯЮЩЕГО МЕХАНИЗМА КЛИНОРЕМЕННОГО ВАРИАТОРА**

Выбор электродвигателя, приводящего в движение управляющий механизм клиноременного вариатора, является важной задачей, так как от выбора этого двигателя зависят в некоторой степени размеры всего вариатора, его вес, стоимость и быстродействие. Так как в системе управления клиноременным вариатором имеется механизм, обладающий самоторможением, в силу чего он имеет низкий КПД, то в дифференциальных уравнениях движения и при определении потребного вращающего момента, развиваемого двигателем, необходимо в полученных ранее зависимостях учитывать КПД самотормозящих механизмов и вместо  $(T - T_c)U_p$  подставлять соответственно  $(T - T_c)U_p \eta$ . Тогда при воздействии управляющего механизма на подвижный диск ведущего шкива, определяющих потребный вращающий момент на валу двигателя, вместо  $U_p$  следует подставлять  $U_p \eta$ . Если управляющий механизм воздействует на подвижный диск ведомого шкива, то производим аналогичную замену. Так как  $|T_{2p}| \ll T_{23}$ , то с целью снижения величины вращающего момента, развиваемого управляющим двигателем, следует устанавливать пружину, создающую в режиме сближения дисков вращающий момент того же знака, что и  $T_{23}$ , т.е. в режиме сближения дисков этот упругий момент будет выполнять роль движущего момента.

Положим, что к рычагу ОВ – рис. 1 с помощью пружины приложен упругий момент  $M_y$ , который стремится сблизить диски. Приведенный к

валу двигателя, этот момент  $M_y$  обозначим через  $T_y$ . Тогда можно записать

$$T_{23} = T_{\partial} + T_y, \quad (1)$$

где  $T_{\partial}$  - вращающий момент, развиваемый управляющим двигателем. Если диски ведомого шкива расходятся, то вращающий упругий момент  $T_y$  выполняет роль момента сил сопротивления и для данного режима имеем

$$T_{2p} = T_{\partial} - T_y. \quad (2)$$

На основе выражений (1) и (2)

находим

$$T_{\partial} = \frac{T_{23} + T_{2p}}{2}. \quad (3)$$

Из выражения (1) видно, что за счет упругого момента  $T_y$  получаем  $T_{\partial} < T_{23}$ , что дает выигрыш в габаритах управляющего двигателя, размерах и весе вариатора, потреблении электроэнергии управляющим двигателем. В системе управления вариатора ВР – 1 установлена пружина, воздействующая на винт, но сам эффект от установки пружины в литературе [3, 4] не описан. В период раздвигания дисков ведомого шкива указанная пружина накапливает потенциальную энергию, которую затем отдает системе управления при сближении дисков, создавая вращающий момент одного знака с моментом двигателя. Аналогичным образом можно поступить и при воздействии управляющего механизма на подвижный диск ведущего шкива.

$$T_{1p} = T_{\partial} + T_y, \quad T_{13} = T_{\partial} - T_y. \quad (4)$$

откуда получаем

$$T_{\partial} = \frac{T_{1p} + T_{13}}{2}. \quad (5)$$

Таким образом, применение пружины и в этом случае дает эффект в

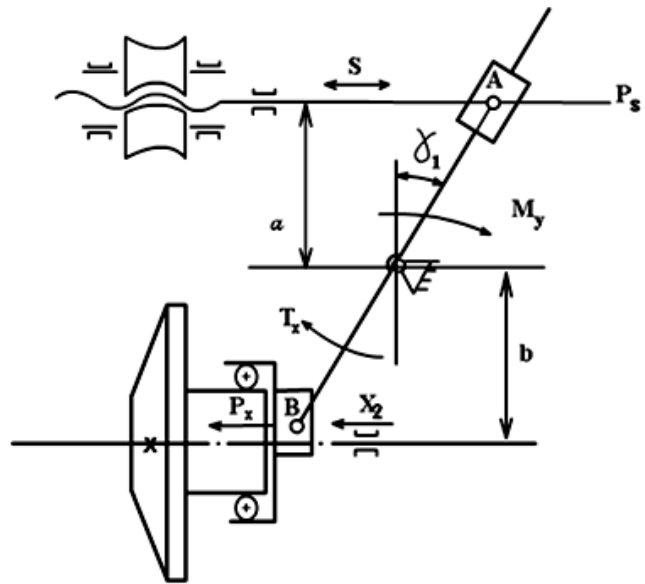


Рис.1.

выборе мощности управляющего двигателя.

При использовании пружины в системе управляющего механизма в дифференциальных уравнениях вместо  $\pm T$  следует подставлять  $\pm T_{\partial} + T_y$ .

Для определения  $T_{1p}$ ,  $T_{1z}$ ,  $T_{2z}$ ,  $T_{2p}$ , входит момент инерции  $J$  ротора электродвигателя, величина которой неизвестна. Между вращающим моментом, развиваемым двигателем, и моментом инерции ротора имеет место соотношение [2]  $J = KT_{\partial}^q$ , где  $K$ ,  $q$  – постоянные;  $q=1,3... 1,7$  [1]. Данную зависимость используют при выборе электродвигателей систем автоматики [2], чтобы исключить  $J$ .

При вычислениях потребного движущего момента значения  $\ddot{X}_2$  либо  $\ddot{X}_1$  неизвестны и ими обычно задаются, исходя из условий быстрогодействия либо ограничения динамических нагрузок в системе управляющего механизма, либо из условия ограничения момента, развиваемого двигателем, а вместе с ним и габаритов управляющего двигателя.

Рассмотрим вначале методику выбора двигателя, когда управляющий механизм воздействует на подвижный диск ведомого шкива. Пусковой момент  $T_{\Pi}$  двигателя должен быть

$$T_{\Pi} \geq T_{2z}(U_{max}).$$

При установке в системе управляющего механизма пружины, создающей момент  $T_y$ , с учетом выражения (1) представится

$$T_{\Pi} \geq T_{2z}(U_{max}) - T_y(U_{max}). \quad (6)$$

Необходимо отметить, что  $\Pi'_2$  является передаточным отношением механизма с функцией положения  $\Pi_2$ , а произведение  $U_p \Pi'_2$  представляет собой передаточное отношение всей кинематической цепи от управляющего двигателя до подвижного управляющего диска вариатора. Обозначая

$$U_p \Pi'_2 = U_0, \quad P_{2z} = Q_2 + F_2^T + (F_{1y} - Q_1 + F_1^T) \tilde{Z},$$

$$P_{2p} = Q_2 - F_2^T + (F_{1y} - Q_1 + F_1^T) \tilde{Z},$$

можно записать следующее

$$T = T_{23} = T_c - \frac{\tilde{m}_0 \ddot{X}_2 + P_{23}}{\eta U_0}; \quad (7)$$

$$T = T_{2p} = T_c - \frac{\tilde{m}_0 \ddot{X}_2 + P_{2p}}{\eta U_0}; \quad (8)$$

Расчет мощности управляющего электродвигателя производится при заданных параметрах управляющего механизма и выбираемой частоте вращения двигателя. Если потребный движущий момент управляющего двигателя зависит от сил, действующих в системе вариатора и управляющего механизма, то его мощность зависит как от момента указанных сил, так и скорости перемещения подвижного диска, т.е. от быстродействия вариатора. Поэтому более целесообразно при выборе мощности двигателя задаваться быстродействием вариатора при изменении передаточного отношения от  $U_{min}$  до  $U_{max}$  либо наоборот в зависимости от того, на какой шкив – ведомый или ведущий воздействует управляющий механизм. Положим, что при воздействии управляющего механизма на подвижный диск ведомого шкива – вариатор должен изменить передаточное отношение от  $U_{min}$  до  $U_{max}$  за время  $t_k$ , за которое величина  $X_2$  изменяется от нуля до  $X_{2max}$ . Здесь возможны различные варианты работы двигателя в зависимости от соотношения времени установившегося режима  $t_y$  и  $t_k$ . Так как при определении мощности управляющего двигателя ряд параметров системы управления неизвестен и вычисление мощности производится методом последовательных приближений, то при нахождении порождающего решения можно принять ряд упрощений. В силу наличия самотормозящего механизма выбег будет кратковременным и при нахождении порождающего решения для мощности временем выбега пренебрежем. Кроме того, считаем, что разгон систем управления происходит с постоянным ускорением, равным

В период установившегося режима работы двигателя можно принять  $\ddot{X}_2 \approx 0$ . Учитывая, что  $T_{23}(t_y) \approx T_{23}(U_{max})$ , находим

$$T_{23}(U_{max}) = T_c + \frac{P_{23}(U_{max})}{\eta U_{op}}, \quad T_{2p}(U_{max}) = T_c - \frac{P_{2p}(U_{max})}{\eta U_{op}}, \quad (9)$$

после чего, используя выражение (3) вычисляем момент на валу управляющего двигателя

$$T_{\partial} = \frac{T_{2з}(U_{\max}) + T_{2р}(U_{\max})}{2}; \quad (10)$$

а вместе с ним и его мощность

Теперь можно найти момент на валу управляющего двигателя в случае воздействия механизма управления на подвижный диск ведущего шкива

$$T_{\partial} = \frac{T_{1р}(U_{\max}) + T_{1з}(U_{\max})}{2}, \quad (11)$$

после чего определяется его мощность.

Вычисляем для выбранного двигателя  $T_H$  и находим упругий момент, создаваемый пружиной  $T_y(U_{\max}) = T_{1р}(U_{\max}) - T_H = T_{y\max}$

При  $U = U_{\min}$   $T_y(U_{\min}) = T_{y\min}$ .

Далее, можно произвести уточнение мощности двигателя, вычислить  $t_p$ ,  $t_y$ , и  $t_T$  и проверить выполнение заданного быстродействия  $t_k$ . При необходимости следует внести изменения в мощность двигателя и произвести повторные расчеты по уточнению мощности и величин  $t_p$ ,  $t_y$ , и  $t_T$ .

### Литература

1. Воробьев И.И. Ременные передачи. – М.: Машиностроение, 1979. – 167 с.
2. Гейлер Л.Б. Введение в теорию автоматического регулирования. – Минск: Наука и техника. 1967. – 526 с.
3. Леонов А.И., Дубровский А.Ф. Механические бесступенчатые нефрикционные передачи непрерывного действия. – М.: Машиностроение, 1984. – 192 с.
4. Мальцев А.В. Определение усилий регулирования вариаторов с гибким промежуточным звеном / Вестник машиностроения, 1983. - №2. - С. 32-35.