

УДК 621.83

Явтушенко А. В.
Середа Б. П.
Васильченко Т. А.
Глебенко А. В.

ПРИБЛИЖЕННЫЙ РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ЭНЕРГОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССОВ ВКЛЮЧЕНИЯ И ОСТАНОВКИ ПЛАНЕТАРНОГО ПРИВОДА

В последнее время в прессостроении получили развитие системы включения, которые содержат планетарные редукторы различных схем. Однако в литературе практически полностью отсутствуют теоретические основы проектирования и расчета такого привода.

В работах [1, 2] разработаны динамическая и математическая модели планетарного привода, которые позволяют определить основные закономерности движения звеньев привода при включении и остановке. Однако, на стадии эскизного проектирования, проведение полного динамического анализа системы нерационально, а часто и невозможно, из-за отсутствия точных значений исходных данных. Необходимость в таких показателях возникает также при оценке эффективности выбранной схемы привода и его параметров. В таких случаях можно использовать результаты приближенного расчета основных энергодинамических параметров процессов включения и остановки.

Целью работы является разработка приближенной инженерной методики расчета привода для упрощенного проектирования в прессостроении.

Приближенный расчет основан на аналитическом решении уравнений математической модели привода после введения дополнительных допущений и предпосылок. Справедливость таких допущений определяется результатами теоретического анализа динамической системы и экспериментальных исследований различных КПМ с планетарным редуктором.

В работе [1] представлена математическая модель планетарного привода:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_a'' &= a_a(M_d - M_{ca}) + a_b(M_{cb} + M_{tb}) + a_h(M_{ch} + M_{th}); \\ \varphi_b'' &= b_a(M_d - M_{ca}) + b_b(M_{cb} + M_{tb}) + b_h(M_{ch} + M_{th}); \\ \varphi_h'' &= h_a(M_d - M_{ca}) + h_b(M_{cb} + M_{tb}) + h_h(M_{ch} + M_{th}), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $\varphi_a, \varphi_b, \varphi_h$ – углы поворотов звеньев относительно собственных осей;

M_{ca}, M_{cb}, M_{ch} – моменты сил сопротивления вращению соответствующих звеньев;

M_{tb}, M_{th} – тормозные моменты, которые обеспечивают остановку звена b или звена h ;

M_d – движущий момент электродвигателя.

Все величины a_i, b_i являются константами и их определение приведено в [1].

Уравнения движения инерционных элементов динамической модели планетарного привода являются дифференциальными уравнениями второго порядка (относительно угловых перемещений φ_i) со сложной нелинейной правой частью. Аналитическое решение таких уравнений возможно только одним из специальных методов решения нелинейных уравнений, или после введения дополнительных допущений.

Установлено, что в течение периода включения или остановки, продолжающегося до момента полной остановки одного из звеньев редуктора, вследствие малой его длительности, упругого скольжения клиноременной передачи и электродинамической инерционности асинхронного электродвигателя, изменение его движущего момента M_d практически не происходит. К концу периода текущее значение M_d только незначительно превышает величину момента, развиваемого двигателем перед началом процесса включения или остановки и равного моменту сил сопротивления M_{ca} вращению ведущей части привода. Кинетическая энергия, необходимая для разгона ведомых масс, сообщается за счет энергии маховика

и затормаживаемых масс. Следовательно, в течение процесса включения или остановки с погрешностью меньше 3...6 % можно принимать $M_d = M_{ca}$. Подобное допущение принимается и при расчетах процесса включения привода с фрикционной муфтой (до момента выравнивания скоростей ведущих и ведомых масс) [3].

Экспериментально-теоретические исследования показывают, что для большинства приводов с ленточными и дисковыми тормозами время t_l движения массы до полной остановки меньше времени t_b полного включения тормоза [3]. Действительный характер изменения тормозного момента при включении тормоза может быть аппроксимирован степенной зависимостью:

$$M_{ti} = M_{il} \left(\frac{t}{t_l} \right)^z, \quad (2)$$

где M_{il} – тормозной момент, развиваемый тормозом в конце процесса остановки затормаживаемой массы:

$$M_{il} = M_{ip} \left(\frac{t_l}{t_b} \right)^z; \quad z < 1,$$

M_{ip} – расчетный тормозной момент тормоза;

z – показатель интенсивности торможения, определяемый по формулам и графикам в работе [3]. Средние значения показателя z равны 0,2...1,2.

Изменением тормозного момента при выключении тормоза можно пренебречь, т. е. полагать, что тормоз выключается мгновенно.

Принимая указанные допущения, систему уравнений (1) можно представить в виде, допускающем ее аналитическое решение:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_a'' &= a_b(M_{cb} + M_{tb}) + a_h(M_{ch} + M_{th}); \\ \varphi_b'' &= b_b(M_{cb} + M_{tb}) + b_h(M_{ch} + M_{th}); \\ \varphi_h'' &= h_b(M_{cb} + M_{tb}) + h_h(M_{ch} + M_{th}). \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Таким образом, при включении тормозной момент M_{tb} определяется по формуле (2), а $M_{th} = 0$, и, наоборот, при выключении $M_{tb} = 0$, а M_{th} – по формуле (2).

Как уже указывалось в [3], для определения характера движения звеньев достаточно решить два из трех уравнений системы (3), т. к. угловая скорость и перемещение третьего звена можно определить по уравнению кинематической связи, зная скорости и перемещения двух других:

$$\varphi_a = \varphi_b i_{ab}^h + \varphi_h i_{ah}^b, \quad (4)$$

где i_{ab}^h, i_{ah}^b – передаточное отношение между двумя звеньями, указанными в нижнем индексе при остановленном третьем звене, указанном в верхнем индексе.

При включении начальные условия обозначены в [1], моменты $M_{th} = 0$, M_{tb} определяется по формуле (2). Период включения заканчивается при $t = t_{1n}$, когда $\omega_b = 0$, $\omega_a = \omega_{amn}$, $\omega_h = \omega_{hmn}$, $\omega_b = \omega_{bm}$.

Интегрируя первые два уравнения системы (3), получим:

$$\left. \begin{aligned} \omega_a - \omega_{an} &= (a_b M_{cb} + a_h M_{ch})t + \frac{a_b M_{bp} t^{z+1}}{[(1+z)t_{1n}^z]}; \\ \omega_b - \omega_{bn} &= (b_b M_{cb} + b_h M_{ch})t + \frac{b_b M_{bp} t^{z+1}}{[(1+z)t_{1n}^z]}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Т. к. при $t = t_{1n}$, $\omega_b = 0$, $\omega_a = \omega_{amn}$, из второго уравнения (5) следует:

$$t_{1n} = \frac{\omega_{bn}}{b_b M_{cb} + b_h M_{ch} + \frac{b_b M_{bp}}{1+z}}. \quad (6)$$

Подставляя значение t_{1n} в первое уравнение (5), находим минимальную угловую скорость ведущего звена a в течение периода включения:

$$\omega_{amn} = \omega_{an} \frac{\left(\psi_{1n} + \frac{1}{1+z}\right)(b_b p - a_b) + \psi_{2n}(b_h p - a_h)}{p \left[b_b \left(\psi_{1n} + \frac{1}{1+z}\right) + b_h \psi_{2n} \right]}, \quad (7)$$

$$\text{где } \psi_{1n} = \frac{M_{cb}}{M_{bp}}; \quad \psi_{2n} = \frac{M_{ch}}{M_{bp}}.$$

Раскрывая значение коэффициентов a_i и b_i по зависимостям [1], после преобразований получим окончательные зависимости для определения длительности периода включения t_{1n} и минимальной угловой скорости ведущего звена a в течение периода включения ω_{amn} :

$$t_{1n} = \frac{J_a \gamma \omega_{an}}{M_{bp} Q_n}; \quad (8)$$

$$\omega_{amn} = \omega_{an} \frac{\left(\frac{1}{1+z} + \psi_{1n}\right) \frac{1}{p} - (1 + \gamma_0) \psi_{2n} \frac{1}{1+p}}{Q_n}. \quad (9)$$

При включении привода зависимости для определения t_{10} и ω_{aM0} выводятся аналогичным путем:

$$t_{1n} = \frac{J_a \gamma \omega_{a0}}{M_{hp} Q_0}; \quad (10)$$

$$\omega_{aM0} = \omega_{a0} \frac{\left(\frac{1}{1+z} + \psi_{2n}\right) \frac{1}{1+p} - (1 + \gamma_n) \frac{\psi_{10}}{p}}{Q_0}, \quad (11)$$

$$\text{где } \psi_{10} = \frac{M_{cb}}{M_{hp}}, \quad \psi_{20} = \frac{M_{ch}}{M_{hp}}.$$

В формулах (8)–(11) обозначено:

$$Q_n = \frac{1 + \gamma_n}{p} \left(\frac{1}{1+z} + \psi_n \right) - \frac{\psi_{2n}}{1+p}; \quad Q_0 = \frac{1 + \gamma_0}{1+p} \left(\frac{1}{1+z} + \psi_{20} \right) - \frac{\psi_{10}}{p}.$$

Из системы уравнений (5) можно установить зависимости для определения необходимых тормозных моментов M_{bp} и M_{hp} , обеспечивающих затормаживание звеньев b и h соответственно на заданных углах φ_{bt} и φ_{ht} .

Интегрируя второе уравнение системы, получим:

$$\varphi_b = \omega_{bnt} + (b_b M_{cb} + b_h M_{ch}) \frac{t^2}{2} + \frac{b_b M_{bp} t_{1n}^{2+z}}{t_{1n}^z (1+z)(2+z)}.$$

При $t = t_{1n}$, $\varphi_b = \varphi_{bt}$ поэтому:

$$\varphi_{bt} = \left(\omega_{bn} + (b_b M_{cb} + b_h M_{ch}) \frac{t_{1n}}{2} + \frac{b_b M_{bp} t_{1n}}{(1+z)(2+z)} \right) t_{1n}.$$

Подставляя значения t_{1n} из формулы (6), находим:

$$\varphi_{bt} = -\frac{\omega_{bn}^2}{2M_{bp}} \cdot \frac{b_b \psi_{1n} + b_h \psi_{2n} + \frac{2b_b}{2+z}}{\left(b_b \psi_{1n} + b_h \psi_{2n} + \frac{b_b}{1+z} \right)^2},$$

откуда после преобразований следует:

$$M_{bp} \geq \frac{J_a \gamma \omega_{an}^2}{2p \varphi_{bt}} \cdot \frac{1 + \gamma_n \left(\psi_{1n} + \frac{2}{2+z} \right) - \frac{\psi_{2n}}{1+p}}{Q_n^2}. \quad (12)$$

Величина тормозного момента M_{hp} определяется по формуле, выводимой аналогичным путем:

$$M_{hp} \geq \frac{J_a \gamma \omega_{ao}^2}{2(1+p) \varphi_{ht}} \cdot \frac{1 + \gamma_n \left(\psi_{2o} + \frac{2}{2+z} \right) - \frac{\psi_{1o}}{p}}{Q_o^2}. \quad (13)$$

В период рабочего хода КПМ на звенья планетарного механизма действуют нагрузки, обусловленные технологическим нагружением главного исполнительного механизма (ГИМа). В частности на звено b действует крутящий момент M_{bt} , стремящийся повернуть его в направлении вращения водила. Т. к. звено b должно оставаться неподвижным, величина тормозного момента M_{bp} должна быть больше момента M_{bt} , определяемого по формуле:

$$M_{bt} = \frac{M_{эм} p}{(1+p)iz}. \quad (14)$$

Обычно величина M_{bt} намного больше момента M_{bp} определяемого по формуле (12), поэтому тормоз включения проектируется по расчетному моменту, равному M_{bt} . В результате включение тормоза происходит намного быстрее, угол торможения φ_{bt} уменьшается в (M_{bt}/M_{bp}) раз, а динамические нагрузки, удары и износ деталей увеличивается. Для снижения отрицательных последствий этого обстоятельства рекомендуется применение комбинированной системы управления тормозом включения. Процесс включения должен происходить при уменьшенном тормозном моменте, что может быть обеспечено снижением давления сжатого воздуха, или коэффициента расхода трубопроводов наполнения. К моменту начала рабочего хода тормоз должен включиться полностью и обеспечивать тормозной момент, равным M_{bt} (формула (14)).

Если силы трения в опорах звеньев планетарного механизма и ГИМа невелики (ψ_1 и ψ_2 меньше 0,02...0,004), или можно пренебречь и тогда расчетные зависимости упрощаются к виду:

$$t_{1n} = \frac{J_a \gamma \omega_{an} p (1+z)}{M_{bp} (1+\gamma_n)}; \quad (15)$$

$$\omega_{amn} + \frac{\omega_{an}}{1+\gamma_n}; \quad (16)$$

$$M_{bp} \geq \frac{J_a \gamma \omega_{an}^2 (1+z)^2}{\varphi_{bt} (1+\gamma_n) (2+z)}; \quad (17)$$

$$t_{1o} = \frac{J_a \gamma \omega_{ao} 1 + (p)(1+z)}{M_{hp} (1+\gamma_o)}; \quad (18)$$

$$\omega_{amo} = \frac{\omega_{ao}}{1+\gamma_o}; \quad (19)$$

$$M_{hp} \geq \frac{J_a \gamma \omega_{ao}^2 (1+z)^2}{\varphi_{ht} (1+\gamma_o) (2+z)}. \quad (20)$$

Из формул (15)...(20) видно, что увеличение интенсивности включения тормозов (снижение величины z) не влияет на величину снижения угловой скорости ведущего звена a к концу периода включения или остановки. Время периода включения или остановки, а также необходимые тормозные моменты с ростом интенсивности торможения уменьшаются.

ВЫВОДЫ

1. Представлена разработанная упрощенная инженерная методика, которая позволяет определять предварительные параметры планетарного привода при проектировании в пресостроении.

2. Все полученные зависимости для расчета параметров процесса включения и остановки по своей структуре аналогичны формулам для привода с фрикционной муфтой включения, что свидетельствует как о справедливости принятых допущений, так и идентичности физико-механических явлений, происходящих при включении и остановке приводов с указанными системами включения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Математическая модель планетарного привода кривошипных прессов // Явтушенко А. В., Середя Б. П., Васильченко Т. А., Глебенко А. В. // Вісник національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». – Київ, 2010. – Вип. № 60. – С. 200–203.
2. Динамическая модель планетарного привода кривошипных прессов / Явтушенко А. В., Глебенко А. В., Васильченко Т. А., Видмич С. С. // Вісник Кременчуцького державного технічного університету ім. М. Остроградського. – Кременчук, КДТУ, 2009. – Вип. 6/2009 (59, частина 1). – С. 44–48.
3. Власов В. И. Системы включения кривошипных прессов / В. И. Власов. – М. : Машиностроение, 1969. – 272 с.

Явтушенко А. В. – канд. техн. наук, доц. ЗНТУ;

Середя Б. П. – д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой ЗГИА;

Васильченко Т. А. – аспирант ЗГИА;

Глебенко А. В. – канд. техн. наук, доц. ЗНТУ.

ЗНТУ – Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье;

ЗГИА – Запорожская государственная инженерная академия, г. Запорожье.

E-mail: taniavasil@mail.ru