

УДК 621.01:531.8

В.М.Булгаков, акад. НААНУ

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Г.М. Калетнік, чл.-кор. НААНУ, І.Є. Кравченко, канд. техн. наук,

В.М. Пришляк, канд. техн. наук

Вінницький національний аграрний університет

Динаміка важільних механізмів сільськогосподарських машин

Розроблений новий алгоритм розв'язування другої задачі динаміки важільних механізмів сільськогосподарських машин, обладнаних електроприводом. Алгоритм знаходить застосування при розрахунках плоских важільних механізмів стаціонарних сільськогосподарських машин.

важільні механізми, алгоритм розв'язування, структурна група, момент інерції, передаточне відношення

Вступ. Суттєве підвищення ефективності сільськогосподарських машин сучасного технічного рівня може бути досягнуте, коли при розрахунках та проектуванні їх робочих органів і у цілому машинних агрегатів використовувати нові методи теорії механізмів та машин. У стаціонарних сільськогосподарських машинах широке застосування знаходять важільні механізми з електроприводом. А тому, пошук нових методів розв'язування другої задачі динаміки важільних механізмів з електроприводом вважається найактуальнішою механіко-математичною проблемою.

Огляд літературних джерел. У роботі [2] наведено розв'язування в квадратурах рівняння руху машинного агрегату з електроприводом для зведених моментів інерції та сил опору, описаних функціями загального виду від кута повороту кривошипа. На його основі одержані прості алгоритми і формули для розрахунку маховика та аналізу процесу. Однак є можливість застосування нового алгоритму розв'язування задач динаміки важільних механізмів, якій може бути застосований при дослідженнях сільськогосподарських машин сучасного рівня.

Мета досліджень. Розробити новий алгоритм розв'язування другої задачі динаміки важільних механізмів з електроприводом.

Результати дослідження. Для полегшення розрахунків доцільно розробити алгоритм розв'язування другої задачі динаміки важільних механізмів з електроприводом у такій послідовності. За відомими формулами знаходимо зведений момент сил корисного опору та сил тяжіння M_{OT} в залежності від кута повороту кривошипа φ . Далі необхідно визначити роботу зведеного моменту сил корисного опору та сил тяжіння M_{OT} протягом циклу усталеного руху:

$$A_{OT} = A_{OT}(\varphi) = \int_0^{\varphi} M_{OT} d\varphi. \quad (1)$$

За повний цикл усталеного руху ця робота складає

$$A_u = A_{OT}(2\pi) = \int_0^{2\pi} M_{OT} d\varphi. \quad (2)$$

Розрахункова потужність електродвигуна визначається такою залежністю:

$$P = \frac{|A_u| n}{60 \eta_e \eta_n}, \quad (3)$$

де n , $[\text{хв}^{-1}]$, – задана середня частота обертання кривошипа;
 η_6, η_n – коефіцієнти корисної дії (ККД) важільного механізму та механізмів передач.

Для важільних механізмів з двома послідовно з'єднаними структурними групами (механізми для переробки та подрібнення сільськогосподарської продукції, стругальні та довбальні верстати, преси, механізми для подачі заготовок і т.п.) орієнтовно можна приймати $\eta_6 = 0,64 \dots 0,77$. Для механізмів компресорів з паралельно з'єднаними структурними групами другого виду – $\eta_6 = 0,8 \dots 0,88$.

Коефіцієнт корисної дії одноступінчастої зубчастої передачі дорівнює $\eta_o = 0,96 \dots 0,98$. ККД однорядного та дворядного планетарних механізмів складає $\eta_{пл} = 0,97 \dots 0,99$. Для планетарного механізму, який є послідовним з'єднанням двох однорядних планетарних механізмів, $\eta_n = 0,94 \dots 0,98$ [1].

Установочна потужність двигуна буде дорівнювати:

$$P_y = k_y P, \quad (4)$$

де $k_y = 1,2$ – коефіцієнт запасу установочної потужності.

Згідно ГОСТ 19523–74 вибираємо трифазний асинхронний електродвигун єдиної серії 4А з короткозамкненим ротором найближчої більшої номінальної потужності для заданої синхронної частоти $n_{снд}$, $[\text{хв}^{-1}]$. Записуємо марку електродвигуна, номінальне ковзання s_n , відношення максимального моменту до номінального m_k , момент інерції ротора електродвигуна J_p .

Номінальна частота обертання електродвигуна буде дорівнювати:

$$n_{нд} = n_{снд} (1 - s_n). \quad (5)$$

Далі знаходимо задане значення передаточного відношення приводу. При цьому приймаємо наближено, що номінальна частота обертання кривошипа n_n дорівнює заданій частоті обертання n . Тоді задане значення передаточного відношення буде:

$$u_z = \frac{n_{нд}}{n}. \quad (6)$$

Підбираємо числа зубів передач так, щоб відносна похибка ξ дійсного передаточного відношення u знаходилась у межах [4]

$$\xi = \left| 1 - u / u_{1H23} \right| \leq 4 \%. \quad (7)$$

Знаходимо дійсне значення передаточного відношення u приводу.

Сумарний момент інерції J_e ротора, муфти з гальмівним шківом та обертальних мас деталей приводу, зведених до валу електродвигуна, становить

$$J_e = k_c J_p, \quad (8)$$

де коефіцієнт $k_c = 1,7 \dots 2,6$.

Значення k_c уточнюється під час проектування механізмів.

Зведений до кривошипа момент інерції J_k деталей, які зв'язані з ним сталими передаточними відношеннями:

$$J_k = J_e u^2. \quad (9)$$

За відомими формулами знаходимо зведений до кривошипа момент інерції J_6 важільної частини машинного агрегату.

Зведений до кривошипа момент інерції машини без маховика

$$J_6 = J_k + J_e. \quad (10)$$

Визначаємо зведений до кривошипа середній момент інерції $J_{сб}$ машини без маховика, як середнє арифметичне його значень для різних положень механізму.

Зводимо до кривошипа статичну механічну характеристику двигуна.

Синхронній $n_{снд}$ частоті обертання двигуна відповідає синхронна частота обертання кривошипа

$$n_{cn} = n_{сн0} / u \quad (11)$$

та синхронна кутова швидкість кривошипа

$$\omega_{cn} = \pi n_{cn} / 30. \quad (12)$$

Номінальній $n_{нд}$ частоті обертання двигуна відповідає номінальна частота обертання кривошипа

$$n_n = n_{нд} / u \quad (13)$$

та номінальна кутова швидкість кривошипа

$$\omega_n = \pi n_n / 30. \quad (14)$$

Зведений до кривошипа номінальний момент двигуна

$$M_n = P_n \eta_n \eta_e / \omega_n. \quad (15)$$

Тут витрати потужності на подолання сил тертя в кінематичних парах умовно віднесені до механізму приводу.

Зведену до кривошипа статичну механічну характеристику двигуна наблизимо на її робочій частині параболою, рівняння якої:

$$M_p = \beta(\omega_{cn}^2 - \omega^2),$$

де $\beta = M_n / (\omega_{cn}^2 - \omega_n^2)$;

$M_p = M_p(\omega)$ – зведений до кривошипа рушійний момент двигуна, який залежить від змінної кутової швидкості ω кривошипа.

Знайдемо наближене значення середньої кутової швидкості ω_c . Середній рушійний момент двигуна, зведений до кривошипа

$$M_{pc} = \frac{|A_u|}{2\pi}. \quad (16)$$

Приймаємо, що цьому моменту відповідає середня кутова швидкість кривошипа у відповідності з механічною характеристикою:

$$\omega_c = \sqrt{\omega_{cn}^2 - \frac{M_{pc}}{\beta}}. \quad (17)$$

При встановленні маховика момент інерції машини збільшується. У цьому випадку коефіцієнт нерівномірності руху зменшується. Тобто, коефіцієнт нерівномірності руху машини без маховика δ_δ більший за коефіцієнт нерівномірності δ машини з маховиком, чи $\delta \leq \delta_\delta$.

Значення δ_δ визначається при наближених обчисленнях за такою формулою [2]:

$$\delta_\delta = c \left(\frac{2}{1 + \exp(-2\beta(2\pi - \varphi_p + \varphi_n) / J_{сб})} - 1 \right), \quad (18)$$

де

$$c = \frac{\omega_{cn}^2}{\omega_c^2} - 1.$$

Умова не перекидання двигуна [3] буде:

$$M_{p \max} \leq \lambda M_n,$$

де $\lambda = (0,8 \dots 0,85) m_k$; $m_k = M_k / M_n$;

M_k – критичний чи перекидний момент двигуна.

Умову неперекидання можна подати у вигляді [2]: $\delta \leq \delta_n$, де

$$\delta_n = \frac{\lambda(\omega_{cn}^2 - \omega_n^2) - \omega_{cn}^2}{\omega_c^2} + 1. \quad (19)$$

Величина δ_n являє собою максимально можливий коефіцієнт нерівномірності, який задовольняє умові неперекидання.

Крім того, коефіцієнт нерівномірності δ не повинен перевищувати деяке максимальне значення δ_T , яке вибирається на основі технологічних чи експлуатаційних вимог до даного типу машин. Тобто $\delta \leq \delta_T$.

Щоб задовольнити всім трьом нерівностям, з трьох значень δ_δ , δ_n , δ_T вибираємо найменше значення δ . Якщо найменшим є значення $\delta = \delta_\delta$, то маховик не потрібний ($J_M = 0$). У іншому випадку по найменшому значенню δ визначається момент інерції маховика. Останнє робимо наближеним способом [2].

Момент інерції маховика буде дорівнювати:

$$J_M = -\frac{2k_3\beta(2\pi - \varphi_p + \varphi_n)}{\ln\left(\frac{2}{1 + \delta/c} - 1\right)} - J_{сб}, \quad (20)$$

де $k_3 = 0,93 \dots 1,04$ – коефіцієнт, який враховує наближений характер формули.

Момент інерції маховика, зведений до валу електродвигуна

$$J_{M\delta} = \frac{J_M}{u^2}. \quad (21)$$

Момент інерції машини з маховиком

$$J = J_M + J_\delta. \quad (22)$$

Для кожного з положень механізму визначаємо параметри [2]:

$$P_1 = 2\beta / J, \quad (23)$$

$$Q_1 = \beta\omega_{сн}^2 + M_{OT} \quad (24)$$

та інтеграл

$$I_1 = \int_0^\varphi P_1 d\varphi. \quad (25)$$

Знаходимо параметр:

$$u_1(\varphi) = \exp(I_1). \quad (26)$$

Визначаємо інтеграл:

$$I_2(\varphi) = \int_0^\varphi Q_1 u_1(\varphi) d\varphi. \quad (27)$$

Протягом циклу усталеного руху знаходимо кінетичну енергію машинного агрегату. Вона буде дорівнювати:

$$T(\varphi) = \frac{1}{u_1(\varphi)} \left(\frac{I_2(2\pi)}{u_1(2\pi) - 1} + I_2(\varphi) \right). \quad (28)$$

Кутова швидкість кривошипа буде:

$$\omega(\varphi) = \sqrt{\frac{2T}{J}}. \quad (29)$$

За результатами розрахунків $\omega(\varphi)$ протягом циклу усталеного руху знаходимо максимальну ω_{\max} та мінімальну ω_{\min} кутову швидкість кривошипа. Визначаємо середню кутову швидкість кривошипа

$$\omega_{cp} = (\omega_{\max} + \omega_{\min}) / 2 \quad (30)$$

та дійсний коефіцієнт нерівномірності руху

$$\delta_d = (\omega_{\max} - \omega_{\min}) / \omega_{cp}. \quad (31)$$

Підбираємо значення коефіцієнта k_3 у формулі (20) та розрахунки повторюємо за формулами (20) ... (31), поки дійсний коефіцієнт δ_d нерівномірності руху стане близьким до заданого коефіцієнта δ та не перевищуватиме його.

Знаходимо зведений до кривошипа рушійний момент двигуна. Він буде дорівнювати:

$$M_p = \beta(\omega_{сн}^2 - \omega^2). \quad (32)$$

Таким чином, розрахунки проводяться послідовно за формулами (1) ... (32).

Висновок:

Розроблений простий алгоритм розв'язування другої задачі динаміки важільних механізмів з електроприводом. Алгоритм може знайти застосування при розрахунках плоских важільних механізмів стаціонарних сільськогосподарських машин.

Список літератури

1. Добровольский В.А., Заблонский К.И., Мак С.Л., Радчик С.А., Эрлих Л.Б. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1972. – 496 с.
2. Єременко О.І. Визначення моменту інерції маховика для важільних механізмів, працюючих від електроприводу // Вестник Национального технического университета Украины "КПИ". Машиностроение. Випуск 41, Киев, 2001, С. 213-220.
3. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1973. – 592 с.
4. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и машин.– М.: Высшая школа, 1987. – 504 с.

В.Булгаков, Г.Калетник, И.Кравченко, В.Пришляк

Динамика рычажных механизмов сельскохозяйственных машин

Разработан новый алгоритм решения второй задачи динамики рычажных механизмов сельскохозяйственных машин, оборудованных электроприводом. Алгоритм находит применение при расчетах плоских рычажных механизмов стационарных сельскохозяйственных машин.

V.Bulgakov, G.Kaletnik, I. Kravchenko, V.Pruchliak

Dynamics of motion of lever mechanisms with electric drive farm machines

The simple algorithm of decision of the second task of dynamics of lever mechanisms with electric drive is offered. An algorithm finds application at the calculations of flat lever mechanisms.

Одержано 14.09.11