УДК 621.833

РОЗРАХУНОК ПЛАНЕТАРНОГО ПРИВОДУ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ

***д.т.н., проф. Б.П. Середа, *асп. Т.О. Васильченко,**
****к.т.н., доц. Г.В. Глебенко, **к.т.н. Ю.О. Бєлоконь,**
****ас. Ю.В. Бондаренко**

**Запорізька державна інженерна академія, Запоріжжя,*
*** Запорізький національний технічний університет*

Планетарні механізми використовуються в приводі кривошипних пресів з двоякою ціллю. З одного боку планетарний привід з збільшеним передатним відношенням успішно замінює проміжну зубчату циліндричну передачу з меншим відношенням. З другого боку, планетарні механізми використовуються як складова частина системи вмикання преса, і в цьому і полягає їх головна перевага. По-перше, витрати енергії на вмикання такого приводу розподіляються на витрати при вмиканні, і витрати при вимиканні приводу, причому найбільші витрати при вимиканні відбуваються після робочого ходу в кінці холостого ходу назад, що забезпечує більші енергетичні можливості приводу. По-друге, загальна величина витрат енергії на вмикання і вимикання приводу в порівнянні з традиційними системами вмикання значно (в 3-5 разів) менше. Остання перевага особливо характерна для тих пресів, в яких муфта і гальмо встановлювались на проміжних валах. По-третє, в планетарних механізмах використовуються два гальма, умови роботи яких значно кращі, ніж умови роботи муфти, що значно збільшує ресурс їх роботи.

Розрахунок планетарного приводу кривошипного преса полягає в визначенні, насамперед, конструктивних розмірів головних зубчатих коліс, необхідних моментів гальм вмикання і вимикання, витрат енергії на вмикання і вимикання.

На стадії ескізного проектування виникає необхідність у визначенні деяких показників енергодинамічного режиму включення і зупинки. Проведення повного динамічного аналізу системи нераціональне, а часто і неможливо, через відсутність точних значень початкових даних. Необхідність в таких показниках виникає також при оцінці ефективності вибраної схеми приводу і його параметрів [1].

У таких випадках можна використовувати результати наближеного розрахунку основних енергодинамічних параметрів процесів включення і зупинки. Наближений розрахунок заснований на аналітичному вирішенні рівнянь математичної моделі приводу після введення додаткових допущень і передумов.

Розрахункові залежності для визначення тривалості періоду включення t_{1n}, мінімальної кутової швидкості ведучої ланки a протягом періоду включення $\omega_{amn,}$, необхідного гальмівного моменту мають вигляд

$$t_{1n} = \frac{J_a j \omega_{an} p(1+z)}{M_{bp}(1+j_n)}; \qquad (1)$$

$$\omega_{amn} = \frac{\omega_{an}}{1 + j_n}; \tag{2}$$

$$M_{bp} \geq \frac{J_a j \omega_{an}^2 (1+z)^2}{\varphi_{bt}(1+j_n)(2+z)}; \tag{3}$$

Аналогічні залежності при зупинці приводу будуть

$$t_{1o} = \frac{J_a j \omega_{ao}(1+p)(1+z)}{M_{hp}(1+j_o)}; \tag{4}$$

$$\omega_{amo} = \frac{\omega_{ao}}{1+j_o}; \tag{5}$$

$$M_{hp} \geq \frac{J_a j \omega_{ao}^2 (1+z)^2}{\varphi_{ht}(1+j_o)(2+z)}, \tag{6}$$

де J_a – момент інерції ведучих частин приводу;
j_n, j_o, j – відносні моменти інерції ведених частин

$$j_n = \frac{J_h}{J_a(1+p)^2}; \quad j_o = \frac{J_b}{J_a p^2}; \quad j = j_n + j_o + j_n j_o.$$

J_b, J_h – моменти інерції ведених частин приводу;
ω_{an}, ω_{ao} – відповідно, початкова кутова швидкість ланки a при включенні і зупинці;
$p = z_b/z_a$ – кінематичний параметр редуктора;
z_b, z_a – відповідно, число зубів зовнішньої і внутрішньої шестерень редуктора;
z – показник інтенсивності включення гальма. Середні значення показника z дорівнюють 0,2..1,2;
M_{bp}, M_{hp} – необхідні гальмівні моменти, що забезпечують загальмовування ланок b і h відповідно на заданих кутах φ_{bt} і φ_{ht}.

Першорядним завданням при розрахунку планетарного приводу є раціональне розподіл загального передавального числа приводу [2]. Розподіл передавального відношення приводу здійснюється за наслідками розрахунку критеріїв оптимальності параметрів, якими можуть бути сумарна маса приводу і витрата енергії на включення та зупинку.

Загальна вага приводу представляється у вигляді:

$$G_\Sigma = 12,2 \cdot 10^{-5} \frac{M_{гм}}{[K_0]_R} \left(\frac{C_R x_R}{i_Z} + \frac{C_Z x_Z [K_0]_R}{i_Z [K_0]_Z} \right) \tag{7}$$

де $M_{гм}$ – розрахунковий крутильний момент на головному валу;
$[K_0]_R$ – допустимий силовий фактор матеріалу зубчастих коліс планетарного редуктора;
x_R – коефіцієнт, залежний від типу планетарного механізму і параметрів зачеплень;

x_Z – коефіцієнт, залежний від конструкції зубчатих колес

$$x_z = \frac{i_z + 1}{i_z}\left(C_1 + C_2 i_z^2\right);$$

$[K_0]_Z$ – допустимий силовий фактор матеріалу зубчастих коліс передачі;

$i_Z = d_2 / d_1$ – передавальне відношення зубчастої передачі;

d_1, d_2 – відповідно діаметр ділильного кола провідного і веденого коліс;

C_R, C_Z – коефіцієнт конструктивного виконання планетарного редуктора та зубчатої передачі;

C_1, C_2 – відповідно коефіцієнти конструктивного виконання ведучого і веденого коліс.

Для планетарних механізмів коефіцієнт x_R визначається по формулі

$$x_R = \frac{k_a + k_g n_\omega (p-1)^2 + k_b p^2}{n_\omega (p-1)},$$

де k_a, k_g, k_b – коефіцієнти конструктивного виконання зубчатих коліс редуктора;

n_ω – число сателітів;

Коефіцієнти конструктивного виконання k_a, k_g, k_b зубчастих коліс планетарного редуктора приймаються рівними одиниці для коліс із зовнішніми зубами і 0,3 – для коліс з внутрішніми зубами.

Величина $M_{гм}/[K_0]_R$ є постійною для кожної КПМ, тому відношення $G_{\Sigma\ гм}/[\ _0]_R$ прямо пропорційне загальній вазі приводу і може бути прийнято як перший критерій оптимальності параметрів (по мінімуму ваги) R_G

$$R_G = \frac{12{,}2 \cdot 10^{-5}}{i_Z}\left(C_R x_R + C_Z x_Z\right). \qquad (8)$$

При порівняльному аналізі коефіцієнти C_R і Cz приймаються рівними C_R=1,2…2,6, Cz=1,0…1,3, причому великих значень Cz набувають при стрічкових гальмах, менші – при дискових. Коефіцієнти C_1 і C_2 зубчатої передачі рівні C_1=1,45…2,6, C_2=0,36…0,44. Великих значень коефіцієнтів C_1 і C_2 набувають для передач з відносно вузькими зубчатими колесами (при $\psi_2 \le$ 0,15).

На рис. 1 показана залежність критерію R_G від загального передавального відношення i_o і параметра редуктора p. Кожному значенню i_o відповідає одне поєднання p і i_Z (оскільки $i_o = i_z/(1-p)$), при якому вага G – найменша. Мінімальні значення критерію R_G на рисунку сполучені лінією S_G.

Витрата енергії на включення і зупинку можна визначити по формулі:

$$A = N_a\left[i_z p(1+p)\right]^2\left(\sqrt[3]{\frac{1}{(p-1)i_z}}\right)^5; \qquad (9)$$

де $N_a = \left(\sqrt[3]{M}\right)^5 \omega^2 C \frac{\left(\psi_b{}^4 - 1\right)\pi\gamma\psi\ \left(1+\kappa\right)}{314}\left(\sqrt[3]{\frac{2}{\psi_a n_\omega \left[K_o\right]_R}}\right)^5$;

$\omega_н$ – номінальна кутова швидкість головного валу *КПМ*;

$C_в$ – коефіцієнт конструктивного виконання зовнішньої шестерні;

γ – щільність матеріалу коліс;

ψ_a – відносна ширина колеса *a*;

κ_j – коефіцієнт співвідношення моментів інерції ведених мас

$$\kappa_j = j\ /j\ ;$$

ψ_b – відносна ширина колеса *b*;

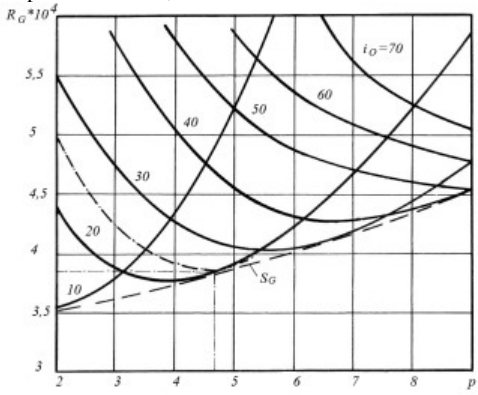

Рис. 1. Залежність критерію R_G від передавальних відношень приводу

При порівняльному аналізі постійна *Na* не залежить від параметрів приводу і для кожної КПМ є постійною. Тому відношення

$$R_A = \frac{A}{N_a} \tag{10}$$

є залежністю відносної витрати енергії на включення і зупинку ГВМу від параметрів приводу і приймається як другий критерій оптимальності параметрів R_A.[3].

На мал. 2 показана залежність критерію R_A від параметра *p* при певному загальному передавальному відношенні i_o. З малюнка видно, що для кожного передавального відношення i_o існує єдине поєднання *p* і i_Z, при яких величина R_A буде найменша. Оптимальні значення параметра *p* знаходяться як координата точки перетину кривої R_A для відповідного значення i_o з лінією S_A, яка є лінією мінімальних значень критерію R_A.

Після визначення передавальних відношень приводу число зубів коліс редуктора визначається по наступним залежностям, отриманих після сумісного вирішення умови сусідства і збірки:

$$z_1 = \frac{g}{g+q} n_\omega A \; ; \; z_2 = \frac{q-g}{2(g+q)} n_\omega A \; ; \; z_3 = \frac{q}{g+q} n_\omega A \; .$$

де A – довільне ціле число;

q, g – найменші цілі числа, відношення яких дорівнює передавальному відношенню редуктора.

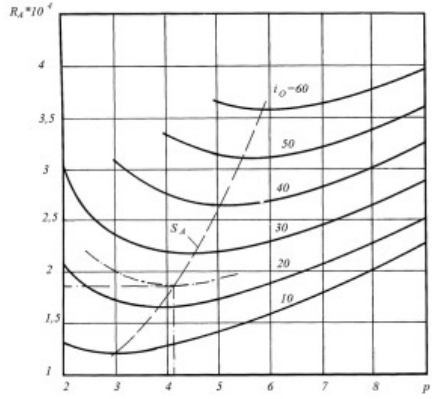

Рис. 2. Залежність критерію R_A від передавальних відношень приводу

Висновки

Таким чином , в статті представлено алгоритм розрахунку планетарного приводу кривошипних пресів, за допомогою якого визначають основні параметри: конструктивні розміри головних зубчатих коліс, необхідні моменти гальм вмикання і вимикання, витрати енергії на вмикання і вимикання тощо.

ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Явтушенко А.В. Приближенный расчет основных энергодинамических параметров процессов включения и остановки планетарного привода/ А.В. Явтушенко, Б.П.Середа, Т.А. Васильченко, А.В. Глебенко// Обработка металлов давлением: сборник научных трудов. – Краматорск:ДГМА, 2010. - № 3(24). – С.175-179.
2. Явтушенко А.В. Оптимизация параметров планетарного привода кузнечно-прессовіх машин / А.В. Явтушенко, Б.П.Середа, Т.А. Васильченко, А.В. Глебенко// Обработка металлов давлением: сборник научных трудов. – Краматорск:ДГМА, 2009. - № 1(20). – С.306-311
3. Середа Б.П. Минимизация рас хода энергии на включение и остановку главного исполнительного механизма КПМ/ Б.П. Середа, Т.А. Васильченко// Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наук. праць.Тематичний випуск: Нові рішення в сучасних технологіях.- Харків: НТУ „ХПІ-2009. -№31.- С.22-25.