

УДК 621.979.134

Явтушенко О. В.

СТРУКТУРНИЙ СИНТЕЗ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ КРИВОШИПНИХ ПРЕСІВ

Для трансформації і перетворення руху від двигуна до виконавчого механізму в приводі кривошипних пресів використовуються зубчаті передачі. У технічній літературі питання класифікації зубчатих передач кривошипних пресів і структури розглядалися неодноразово. Перша класифікація зубчатих передач кривошипних пресів та деякі питання проектування приводу розглядалися в роботах В. Н. Тинянова [1–4]. В роботі автора [5] пропонується більш детальна класифікація, метою якої є розробка формалізованого структурного синтезу зубчатих передач. Різні вимоги до структури передач і їх компоновки, а також відсутність обґрунтованих рекомендацій привели до великого різноманіття зубчатих передач, що відрізняються різними технічними і економічними показниками, що зумовлено насамперед відсутністю загального методу структурного синтезу передач.

Структура і параметри зубчатого приводу кривошипних пресів визначається рядом ознак і технічних вимог, основними з яких є:

1. забезпечення найменших габаритних розмірів, загальної маси і інерційності приводу;
2. забезпечення найменшої пружної деформації скручування привідних валів багато кривошипних пресів, для зниження кутів розузгодження валів кривошипів;
3. для багато кривошипних пресів необхідно забезпечувати різний напрям обертання провідних кривошипів, що забезпечує якнайкраще положення повзуна в період технологічного навантаження.

Зубчатий привід кривошипних пресів має декілька суттєвих відмін від приводів загального машинобудування. По-перше, вихідні ланки приводу (ведені вали) з'єднані з кривошипними головним виконавчим механізмом, тому кількість вихідних ланок, тобто ведених коліс дорівнює числу кривошипів пресу. По-друге, міжцентрова відстань зубчатих ведених коліс двох та чотирьох кривошипних пресів визначається не параметрами зубчатої передачі, а розмірами штампового простору, тобто місцем сполучення шатунів з повзуном. Звідси виникає потреба або введення проміжних паразитних шестерень, або збільшення міжцентральної відстані. По-третє, із-за збільшення міжцентральної відстані привідні вали мають збільшену довжину і тому для найменшого їх закручування необхідно використовувати двохсторонній привід. Нарешті, для багато кривошипних пресів для забезпечення найкращого положення повзуна під час технологічного навантаження бажано мати різні напрямки обертання кривошипних валів. Вказані вимоги накладають певні обмеження на структуру і параметри приводу.

Особливого значення вибір структури приводу набуває при автоматизованому проектуванні машин, коли на стадії ескізного проектування при недостатньому формалізованому описі завдання і кінцевого результату проектування проводиться структурний синтез приводу і попередній розрахунок його технічних параметрів.

Метою даної роботи є уточнення параметрів зубчатих передач кривошипних пресів та розробки єдиної методології їх компоновки, розрахунку і оцінки ефективності.

Переважне застосування в приводах кривошипних пресів отримали циліндричні зубчаті передачі, все різноманіття яких може бути представлене у вигляді шести основні типів, показаних на рис. 1. Позначимо механізми латинськими буквами *A, B, C, D, E* і *F*. Багатоступінчатий привід, що складається з декількох механізмів, позначатимемо поєднанням вказаних умовних позначень механізмів в кожному ступені, наприклад – *AA, BD, EAA* і так далі. Якщо в будь-якому ступені використовується декілька однотипних механізмів, їх поєднання указуватимемо цифрою перед позначенням механізму. Наприклад, привід, що складається із механізму *B*, двох механізмів *A* і механізму *D* позначається *B2AD*. Зубчаті колеса всіх механізмів виконуються прямозубими, косозубими або шевронними. Косозубі передачі використовуються тільки із здвоєними колесами для усунення впливу осьових сил. Шевронні передачі використовуються в проміжному і швидкохідному ступенях, а також в приводі крупних горячештампувальних пресів.

Для підвищення наочності представимо зубчаті механізми у вигляді структурних схем у формі умовних графів, що показують кількість зачеплень, кількість вхідних і вихідних валів і напрям їх обертання, кількість потоків потужності. Для вказаних типів механізмів структурні схеми представлені на рис. 2. Зачорненими колами позначені зачеплення шестерень з колесами. Вхідні (ведучі) вали позначені буквою *I*, вихідні (ведені) вали – буквою *O* (від англ. *input* та *output*). Приймається, що кожен ведений вал тихохідної передачі пов'язаний з одним кривошипним валом головного виконавчого механізму (ГВМу) преса. Стрілками показаний напрям обертання валів.

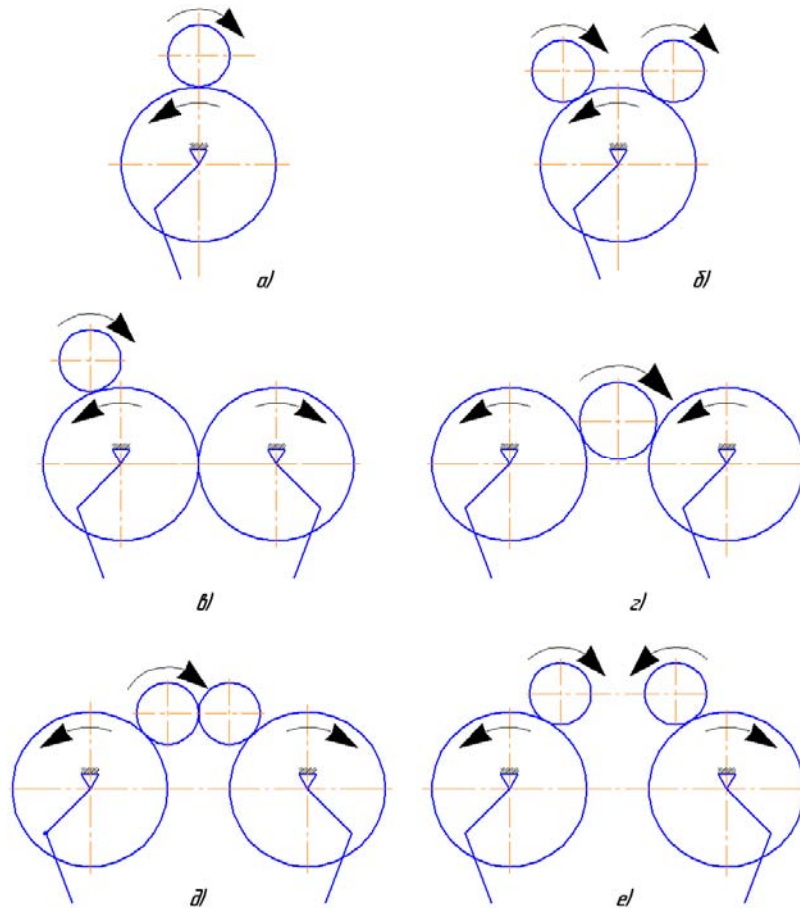


Рис. 1. Основні типи зубчатих передач:

а – механізм типу *A*; б – механізм типу *B*; в – механізм типу *C*; г – механізм типу *D*; д – механізм типу *E*; е – механізм типу *F*

Кількість ступенів зубчатого приводу визначається, перш за все, швидкохідністю преса і кількістю кривошипів виконавчого механізму. Першим ступенем в приводі преса завжди є клиноремінна передача, передавальне відношення i_k якої зазвичай складає 3–10. В одно і двох кривошипних пресах номінальним зусиллям до 2 МН використовується одноступінчатий зубчатий привід з передавальним відношенням $i_o < 6$. При $i_o = 6–10$ використовується двохступінчатий привід, і при $i_o > 60$ – триступінчатий привід. Чотириступінчастий зубчатий привід використовується тільки в крупних чотирьох кривошипних пресах, коли виникає необхідність додаткового ступеня для компенсації збільшених відстаней між колесами і опорами валів із-за збільшених розмірів повзуна.

Кожна ступінь приводу характеризується певним числом кількісних параметрів, які визначають структуру ступеня та її зв'язок з наступними та попередніми ступенями. Введемо наступні позначення. Число зубчатих механізмів, що входять до складу ступеня позначимо через N . Число коліс і шестерень в одному ступені позначимо відповідно n_k і $n_{ш}$. Число зачеплень шестерні з колесами і число зачеплень колеса з провідними шестернями позначимо

відповідно $k_{зи}$ і $k_{зк}$. Кратність здвоювання зубчатих коліс в ступені позначимо k_g . Для кожного ступеня відповідні параметри указуються з додатковим індексом, що позначає найменування відповідного ступеня: «*m*» – тихохідна; «*n*» – проміжна; «*b*» – швидкохідний ступінь.

Значення всіх кількісних параметрів вказаних типів зубчатих механізмів приведені в табл. 1.

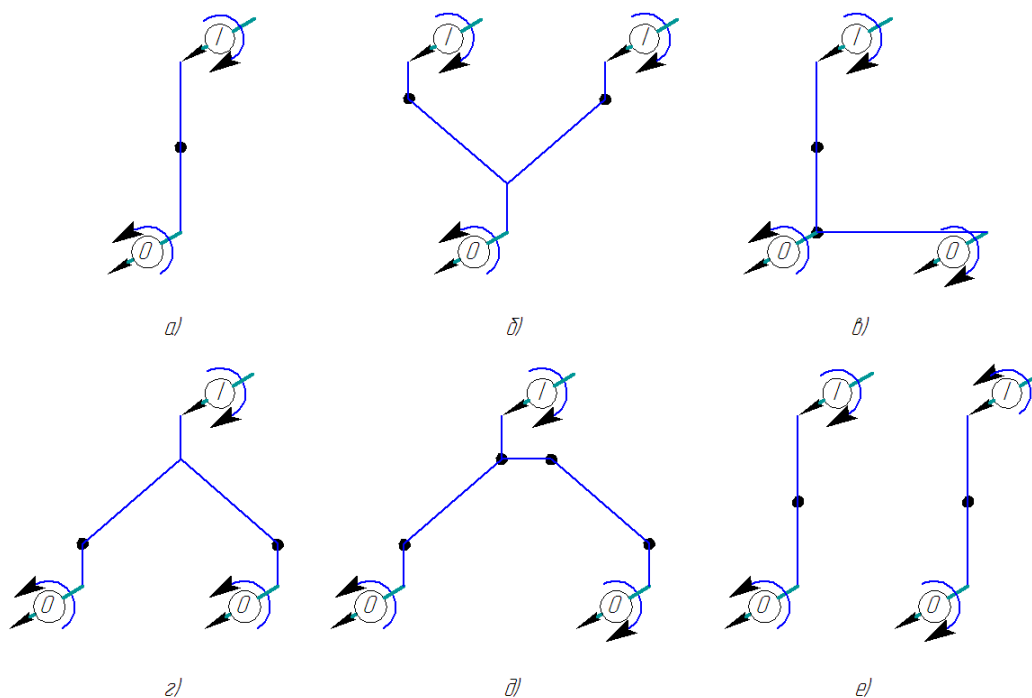


Рис. 2. Умовні графи зубчатих механізмів:

а – механізм типу *A*; б – механізм типу *B*; в – механізм типу *C*; г – механізм типу *D*; д – механізм типу *E*; е – механізм типу *F*

Таблиця 1

Параметри зубчатих механізмів

Тип механізму	n_k	$n_{ш}$	$k_{зк}$	$k_{зи}$	$n_{шв}$
<i>A</i>	1	1	1	1	1
<i>B</i>	1	2	2	1	2
<i>C</i>	2	1	0,5	1	1
<i>D</i>	2	1	1	2	1
<i>E</i>	2	2	1	2	1
<i>F</i>	2	2	1	1	2

Вказані параметри дають змогу визначити кількість наступних ступенів, якщо задано структуру зубчатого механізму, або ж навпаки, визначити структуру зубчатого механізму ступеня, якщо задано їх кількість.

Швидкість обертання всіх ланок передач (шестерень, коліс і валів) приймається постійною, тому поняття потоків потужності можна замінити поняттям потоків крутильних моментів (*поток моментів*).

Для двох суміжних ступенів кількість вхідних потоків крутильного моменту i -й ступеня повинна дорівнювати кількості вихідних потоків $i + 1$ -й ступеня:

$$N_i \cdot n_{шви} = N_{i+1} \cdot n_{ки+1} \cdot k_{gi},$$

де k_{gi} – кількість провідних валів i -й ступеня, що приводяться в рух одним колесом $i + 1$ -й ступеня.

Звідси витікає, що число механізмів в $i + 1$ -й ступені повинне дорівнювати:

$$N_{i+1} = N_i \cdot \frac{n_{uvi}}{n_{ki+1} \cdot k_{\delta i}}. \quad (1)$$

Оскільки для суміжних ступенів завжди виконується умова:

$$\frac{n_{uvi} \cdot k_{зui}}{k_{ki} \cdot k_{зki}} = 1.$$

то визначаючи з цього умову кількість ведучих шестерень n_{uvi} $i + 1$ -й й ступеня і підставляючи в попереднє рівняння, можна визначити число механізмів в $i + 1$ -й ступені:

$$N_{i+1} = N_i \frac{k_{ki} \cdot k_{зki}}{k_{зui} \cdot n_{ki+1} \cdot k_{\delta i}}. \quad (2)$$

Наприклад, для приводу, складеного з двох механізмів A в тихохідному ступені, механізмів A в проміжному ступені і механізму D в швидкохідному ступені маємо: $N_m = 2$; $k_{km} = 1$; $k_{зkm} = 1$; $k_{зum} = 1$; $n_{kn} = 1$, $k_{\delta m} = 1$. Тоді по формулі (15) кількість механізмів A в проміжному ступені рівно:

$$N_n = 2 \frac{1 \cdot 1}{1 \cdot 1 \cdot 1} = 2.$$

Для проміжного ступеня відповідно маємо; $N_n = 2$; $k_{kn} = 1$; $k_{зkn} = 1$; $k_{зun} = 1$; $n_{k\delta} = 2$, $k_{\delta n} = 1$. По формулі (2) витікає, що кількість механізмів D в швидкохідному ступені рівна:

$$N_{\delta} = 2 \frac{1 \cdot 1}{1 \cdot 2 \cdot 1} = 1.$$

Таким чином, привід преса повинен мати структуру $2A2AD$.

Якщо задана кількість механізмів проміжного ступеня N_n , то по формулі (2) можна визначити кількість провідних валів тихохідного ступеня $k_{\delta m}$, які повинні приводитися в рух кожним колесом проміжного ступеня. Наприклад, для приводу $2FE$ маємо $N_m = 2$; $k_{km} = 2$; $k_{зkm} = 1$; $k_{зum} = 1$; $n_{kn} = 2$; $N_n = 1$. Тоді по формулі (2) маємо:

$$k_{\delta m} = 2 \frac{2 \cdot 1}{1 \cdot 1 \cdot 2} = 2.$$

Таким чином, кожне ведене колесо проміжного ступеня приводить в рух два ведучих вала тихохідного ступеня.

Розрахунок крутильних моментів на всіх зубчатих колесах приводу в окремих випадках не представляє складнощів. Проте при формалізованому автоматизованому проектуванні приводу кривошипних пресів виникає завдання використання єдиної методики розрахунку крутильних моментів, не пов'язаної зі встановленою структурою приводу. Для приводу з довільною комбінацією механізмів розрахунок крутильних моментів можна проводити наступним методом.

Загальний крутильний момент, на кривошипному валу преса визначається по відомій формулі [6]:

$$M_{kp} = P_{\delta} \cdot m_k, \quad (3)$$

де P_{δ} – зусилля на повзунові;

m_k – приведенне плече крутильного моменту:

$$m_k = R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha + \mu [(1 + \lambda)r_A + \lambda r_B + r_O] \right),$$

R – радіус кривошипа;

λ – коефіцієнт шатуна $\lambda = \frac{R}{L}$;

L – довжина шатуна;

α – кут повороту кривошипного валу, що обчислюється від крайнього нижнього положення повзуна проти руху кривошипа;

μ – коефіцієнт тертя в шарнірах кривошипно-повзунного механізму;

r_A, r_B, r_O – радіуси шарнірів кривошипно-повзунного механізму.

Приймається, що загальний крутильний момент $M_{кр}$ розподіляється рівномірно по всіх кривошипах і тоді крутильний момент на кожному веденому колесі тихохідної передачі буде:

$$M_{км} = \frac{M_{кр}}{k_{км} \cdot N_m \cdot k_{gm}}. \quad (4)$$

Крутильний момент, на одній ведучій шестерні тихохідного ступеня:

$$M_{ум} = \frac{M_{км}}{k_{зкм} \cdot i_m} = \frac{M_{кр}}{k_{км} \cdot N_m \cdot k_{gm} \cdot k_{зкм} \cdot i_m}, \quad (5)$$

де i_m – передавальне відношення тихохідного ступеня.

Крутильний момент, на ведучому валу тихохідного ступеня одного механізму складає:

$$M_{вм} = M_{ум} \cdot k_{gm} \cdot k_{зум} = \frac{M_{кр} \cdot k_{зум}}{k_{км} \cdot N_m \cdot k_{зкм} \cdot i_m}. \quad (6)$$

Загальний крутильний момент, на всіх ведучих валах тихохідного ступеня дорівнює загальному крутильному моменту що діє на колеса проміжного ступеня:

$$M_n = M_{вм} \cdot N_m \cdot n_{умт} = \frac{M_{кр} \cdot k_{зум} \cdot n_{умт}}{k_{км} \cdot k_{зкм} \cdot i_m}, \quad (7)$$

де $n_{умт}$ – кількість ведучих шестерень в одному механізмі тихохідного ступеня.

Відношення $\frac{k_{зум} \cdot n_{умт}}{k_{км} \cdot k_{зкм}}$ дорівнює одиниці, оскільки число потоків крутильного мо-

менту на ведучих шестернях ступеня $k_{зум}n_{умт}$ дорівнює числу потоків моменту $k_{км}k_{зкм}$, на ведених колесах. Тоді формула (7) спрощується до природного вигляду:

$$M_n = \frac{M_{кр}}{i_m}. \quad (8)$$

Аналогічним чином визначаються крутильні моменти для проміжного ступеня.

Крутильний момент, на веденому колесі проміжної передачі рівний:

$$M_{кп} = \frac{M_n}{k_{мп} \cdot N_n \cdot k_{gn}} = \frac{M_{кр}}{k_{мп} \cdot N_n \cdot k_{gn} \cdot i_m}. \quad (9)$$

Крутильний момент, на одній ведучій шестерні проміжного ступеня:

$$M_{ум} = \frac{M_{кп}}{k_{зкп} \cdot i_n} = \frac{M_{кр}}{k_{мп} \cdot N_n \cdot k_{gn} \cdot k_{зкп} \cdot i_m \cdot i_n}, \quad (10)$$

де i_n – передавальне відношення проміжного ступеня.

Крутильний момент, на ведучому валу проміжного ступеня одного механізму складає:

$$M_{вн} = \frac{M_{кр} \cdot k_{зум}}{k_{мп} \cdot N_n \cdot k_{зкп} \cdot i_m \cdot i_n}. \quad (11)$$

Загальний крутильний момент, на всіх ведучих валах проміжного ступеня дорівнює загальному крутильному моменту, що діє на колеса швидкохідного ступеня, і буде:

$$M_{\delta} = \frac{M_{кр}}{i_m \cdot i_n}. \quad (12)$$

Нарешті, для швидкохідного ступеня крутильні моменти будуть рівні:

$$M_{к\delta} = \frac{M_{кр}}{k_{м\delta} \cdot k_{г\delta} \cdot i_m \cdot i_n}; \quad (13)$$

$$M_{ш\delta} = \frac{M_{кр}}{k_{м\delta} \cdot k_{г\delta} \cdot k_{зк\delta} \cdot i_m \cdot i_n \cdot i_{\delta}}; \quad (14)$$

$$M_{в\delta} = \frac{M_{кр} \cdot k_{зш\delta}}{k_{м\delta} \cdot k_{зк\delta} \cdot i_m \cdot i_n \cdot i_{\delta}}; \quad (15)$$

$$M_{\delta} = \frac{M_{кр}}{i_m \cdot i_n \cdot i_{\delta}}. \quad (16)$$

Представлені залежності дають можливість визначення крутильних моментів на всіх ланках приводу незалежно від його структури, використовуючи кількісні параметри механізмів, що приведені в таблиці.

ВИСНОВКИ

Представлена класифікація зубчатих механізмів кривошипних пресів забезпечує можливість визначення структури приводу преса, розрахунку кількості необхідних механізмів.

Запропонована класифікація зубчатих механізмів та їх структурних параметрів дають можливість формалізованого структурного синтезу приводу.

Аналітичні залежності для розрахунку крутильних моментів на всіх валах приводу, шестернях і колесах забезпечують можливість автоматизованого розрахунку приводу преса незалежно від його структури.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Тынянов В. Н. *Зубчатые передачи современных конструкций двух- и четырехкривошипных прессов* / В. Н. Тынянов // *Кузнечно-штамповочное производство. – 1973. – № 4. – С. 30–33.*
2. Тынянов В. Н. *О проектировании зубчатых приводов с наименьшей массой для кривошипных прессов* / В. Н. Тынянов // *Кузнечно-штамповочное производство. – 1976. – № 9. – С. 31–34.*
3. Тынянов В. Н. *О разбивке общего передаточного числа двухступенчатых зубчатых приводов кривошипных машин* / В. Н. Тынянов // *Кузнечно-штамповочное производство. – 1978. – № 9. – С. 30–32.*
4. Тынянов В. Н. *О некоторых особенностях зубчатых редукторов привода кривошипных прессов* / В. Н. Тынянов // *Вестник машиностроения. – 1981. – № 8. – С. 62–65.*
5. Явтушенко А. В. *Зубчатый привод кривошипных прессов. Структура и оптимизация* / А. В. Явтушенко. – Саарбрюккен : Lambert Academic Publishing (ФРГ), 2012. – 67 с.
6. Живов Л. И. *Кузнечно-штамповочное оборудование* / А. Г. Овчинников, Е. Н. Складчиков ; под общ. ред. Л. И. Живова. – М. : Изд-во МГТУ им Н. Э. Баумана, 2006. – 560 с.

Явтушенко О. В. – канд. техн. наук, доц. ЗНТУ.

ЗНТУ – Запорізький національний технічний університет, м. Запоріжжя.

E-mail: Ayav2008@yandex.ru