

АВТОМАТИЧНО РЕГУЛЬОВАНА ЛАНЦЮГОВА ПЕРЕДАЧА

Анотація. Подано інформацію про проектування зірочки для ланцюгових передач з автоматичним регулюванням натягу приводного ланцюга. Запропонована конструкція зірочки для ланцюгової передачі.

Широке застосування ланцюгових передач в різних областях машинобудування зумовлене їхніми незаперечними перевагами перед іншими механічними передачами. Однак звичайні ланцюгові передачі вимагають періодичного регулювання натягу приводних ланцюгів, яке може здійснюватись переміщенням вала однієї із зірочок, додатковими натяжними зірочками або підпружиненими колодками. Такі додаткові периферійні пристрої ускладнюють передачу і не забезпечують відповідності попереднього натягу приводного ланцюга його корисному навантаженню в умовах найхарактерніших змінних режимів роботи ланцюгових передач.

Найраціональнішими є ланцюгові передачі з автоматичним регулюванням натягу приводного ланцюга. Цього можна досягти застосуванням спеціальної зірочки, конструкція якої подана на рис. 1 (за а. с. СРСР № 1590766, бюл. № 33, 1990 р.).

Запропонована зірочка складається з маточини 1 із зубчастим вінцем, обода 2 із зовнішнім вінцем для зачеплення з ланцюгом і внутрішнім зубчастим вінцем для зчеплення з вінцем маточини та дисків 3 і 4, що забезпечують ексцентричне положення обода щодо маточини і відповідне зачеплення їхніх зубчастих вінців. Взаємний відносний обертовий рух маточини відносно обода можливий за рахунок підшипників кочення, розташованих на маточині і у внутрішньому отворі дисків, а також на дисках і всередині обода. Підшипники кочення і диски гарантують ексцентриситет обода щодо маточини і зачеплення їхніх зубчастих вінців.

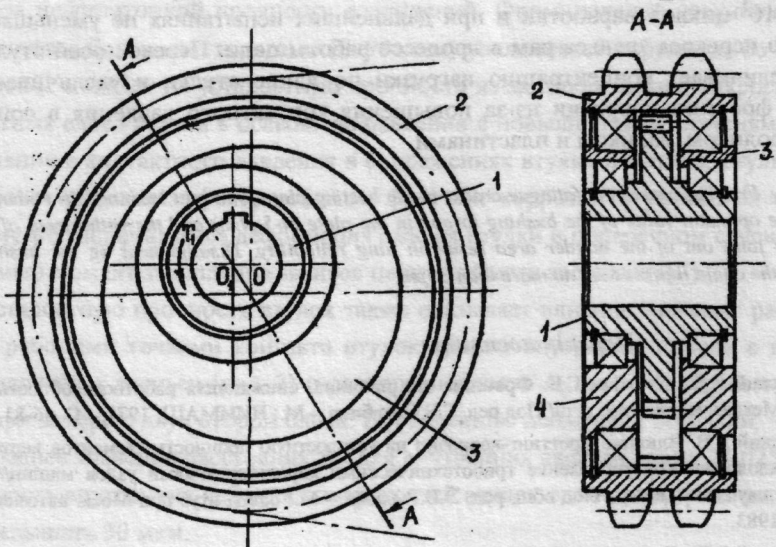


Рисунок 1 - Конструкція зірочки для автоматично регульованої ланцюгової передачі

Якщо використати зірочку описаної будови в ланцюговій передачі, то у стані спокою чи під час холостого ходу центр O обода зірочки буде знаходитись близько лінії, що з'єднає центри ведучого та веденого валів. В передачі, навантаженій обертовим моментом T_1 , зусилля у ведучій вітці ланцюга зростає, що зумовлює відхід центра O обода зірочки від лінії центрів валів і відповідне додаткове натягування веденої вітки приводного ланцюга, до того ж додаткове натягування буде тим більше, чим більше корисне навантаження передачі. Таким чином, запропонована зірочка забезпечує автоматичне регулювання натягу приводного ланцюга в залежності від його корисного навантаження.

В ланцюгових передачах з такою конструкцією ведучої зірочки можна досягти: зменшення зношування приводного ланцюга, оскільки за конструктивними особливостями число зубців ведучої зірочки повинно бути великим; збільшення передаточного числа за рахунок реалізації вмонтованої у зірочку зубчастої передачі; забезпечення можливості монтажу приводного ланцюга в передачі з постійною віддаллю між осями валів; компенсації в певних межах видовження приводного ланцюга без порушення ефекту автоматичного регулювання його натягу. Крім цього запропонована зірочка такі ж переваги може надавати і багатозірчковим передачам з одним приводним ланцюгом.

Для оцінки ефекту автоматичного регулювання натягу приводного ланцюга за допомогою поданої конструкції зірочки розглянемо схему ланцюгової передачі, показану на рис. 2. Для спрощення викладок приймемо, що діаметр d_1 обода ведучої зірочки близький до діаметра d_2 , тобто вітки приводного ланцюга є паралельними. В такому випадку сила R , що діє на зірочку з боку ведучого вала передачі в точці O_1 , є паралельною до сил натягу F_1 і F_2 відповідно ведучої та веденої віток ланцюга і дорівнює $R = F_1 + F_2$. З іншого боку сили F_1 і F_2 можна звести до центра O обода зірочки, замінивши їх дію силою R та обертовим моментом $T_2 = (F_1 - F_2)d_1/2 = F_t d_1/2$, де F_t - корисне навантаження ланцюга. Таким чином, сили R утворюють пару сил, момент якої зрівноважується обертовими моментами T_1 , що діє на зірочку з боку ведучого вала, і T_2 - з боку приводного ланцюга. Умова рівноваги зірочки в даному випадку записується у вигляді:

$$R \cdot (O_1A) = T_2 - T_1. \quad (1)$$

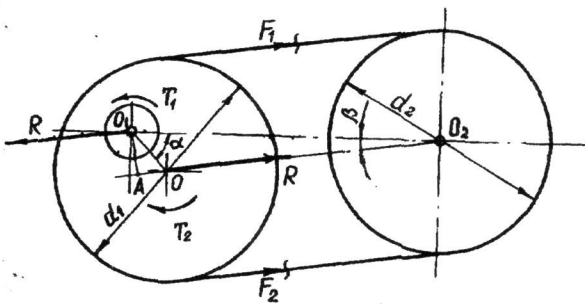


Рисунок 2 - До визначення сил натягу віток у ланцюговій передачі

Введемо додаткові позначення: $a_0 = O_1O_2$ - відстань між осями валів передачі; $a = OO_2$ - відстань між центром обода ведучої зірочки і центром веденої зірочки; $e = OO_1$ - ексцентриситет ведучої зірочки.

За таких позначень та відповідних позначень на рис. 2 кутів α і β , маємо величину плеча пари сил, що діє на зірочку:

$$O_1A = e \sin(\alpha + \beta). \quad (2)$$

З іншого боку, з трикутника OO_1O_2 маємо такі співвідношення:

$$\frac{e}{\sin \beta} = \frac{a}{\sin \alpha} = \frac{a_0}{\sin(\alpha + \beta)}; \quad (3)$$

$$e \cos \alpha + a \cos \beta = a_0.$$

Взявши до уваги, що $\cos \beta \approx 1$, із співвідношень (3) маємо:

$$\sin(\alpha + \beta) = \frac{a_0}{ea} \sqrt{e^2 - (a_0 - a)^2}. \quad (4)$$

Тепер з врахуванням (2) і (4) умову рівноваги (1) зірочки перепишемо так:

$$R \frac{a_0}{a} \sqrt{e^2 - (a_0 - a)^2} = T_2 - T_1. \quad (5)$$

Різницю обертових моментів, що діють на зірочку, подамо у такому вигляді:

$$T_2 - T = T_2(1 - 1/u) = T_2(u - 1)/u = 0,5F_t d_1 (u - 1)/u \quad (6)$$

де u - передаточне число вмонтованої в зірочку зубчастої передачі.

Тепер на підставі (5) і (6) маємо:

$$R = F_t \frac{ad_1(u-1)}{2a_0u\sqrt{e^2 - (a_0 - a)^2}} = \psi F_t. \quad (7)$$

Тут $\psi = ad_1(u-1) / (2a_0u\sqrt{e^2 - (a_0 - a)^2})$ - безрозмірний коефіцієнт, що залежить від співвідношення розмірів ланцюгової передачі.

Якщо взяти до уваги, що $F_1 - F_2 = F_t$ і $F_1 + F_2 = R$, то із врахуванням виразу (7) остаточно запишемо формули для визначення зусиль у вітках приводного ланцюга:

$$F_1 = F_t(\psi + 1)/2; \quad F_2 = F_t(\psi - 1)/2. \quad (8)$$

Таким чином, у запропонованій ланцюговій передачі із збільшенням корисного навантаження F_t зростає сила натягу F_2 веденої вітки, що виключає можливість пробоксовування ланцюга на зірочках. Таке явище відсутнє у звичайній ланцюговій передачі, де, навпаки, сила F_2 зменшується із зростанням F_t .

Для прикладу візьмемо такі параметри ланцюгової передачі: $d_1=200$ мм; $e=40$ мм; $a_0=520$ мм; $a=500$ мм; $u=2$. Тоді маємо: $\psi=1,388$, а $F_1=1,294 F_t$, $F_2=0,194 F_t$.

Треба зауважити, що в описаній ланцюговій передачі відстань a не є фіксованою. Вона залежить від довжини ланцюгового контура та діаметрів d_1 і d_2 зірочок. Передача буде працездатною, якщо виконується умова: $(a_0 - e) < a < (a_0 + e)$. Наявність такої умови має позитивний зміст, оскільки із зношуванням ланцюга відстань a може збільшуватись в певних межах і при цьому передача зберігає свою працездатність. Звичайно, зміна відстані a приводить до зміни коефіцієнта ψ і порушення відповідності сили натягу веденої вітки корисному навантаженню передачі. Але при проектуванні

такої ланцюгової передачі завжди можна передбачити можливі межі зміни відстані а за рахунок зношування ланцюга, для яких коефіцієнт ψ буде близьким до найраціональнішого.

Наведені вище переваги запропонованої автоматично регульованої ланцюгової передачі дозволяють розширити області застосування ланцюгових передач, уникнути використання громіздких периферійних пристроїв та спростити або зовсім позбутись періодичного регулювання та наладки передач в процесі їхньої експлуатації.

Summary. The information about sprocket design, wich secures automatic regulation of tightening of the driving chain which depends on the useful loading og the chain transmission is considered. An influence of the geometrical parameters of sprocket and transmission which effects the regulation of chain is investigation. The results of the investigation give practical recomendation for design of chain transmission.

Стаття представлена професором Нагорняком С.Г.

УДК 621.855

Ю. Гаршнев, Я. Максимович

(Державний університет "Львівська політехніка", АТ "Галичфарм", м. Львів)

ДО ПИТАННЯ ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНЬ У ЗОНІ КОНТАКТУ РОЛИКІВ ЛАНЦЮГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ ІЗ ЗУБЦЯМИ ЗІРОЧОК

Анотація. Розроблено конструкцію пристрою для визначення величини кутових перекосів роликів по відношенню до робочих поверхонь зубців зірочки у робочому режимі ланцюгових передач, яка дає можливість обчислити дійсне напруження у зоні контакту та визначити довговічність приводних ланцюгів.

Різномірність елементів роликового ланцюга неминуче приводить до перекосу осей його ланок, що спричиняє порушення нормального контакту поверхні роликів із зубцями зірочки. Лінії дотику поверхонь втулки, ролика та зубця зменшуються, внаслідок чого значно зростають напруження у зоні їх контакту. Найнебезпечнішим з умови міцності роликів ланцюга і зубців ведучої зірочки є перекривлення осей шарнірів, зумовлене різномірністю міжосьових відстаней отворів пластин внутрішніх та зовнішніх ланок роликового ланцюга та перекосом осей зовнішньої і внутрішньої поверхонь роликів. Кутові перекоси можуть сягати 1...3 градусів, що значно знижує навантажувальну здатність і довговічність ланцюгових передач.

За відомою залежністю розрахункові контактні напруження при ідеальному приляганні двох тіл становлять:

$$\sigma_p = 0,418 \sqrt{\frac{Q_n E}{L_p \rho}}, \quad (1)$$

де Q_n - зведене стискуєче зусилля, котре у випадку нормального контакту викликає деформацію α_n ; E - модуль пружності; L_p - довжина ролика; ρ - зведений радіус кривизни поверхонь, який визначається за формулою:

$$\rho = \frac{D_p r_1}{2(r_1 \pm 0,5D_p)},$$