

Для выполнения отбортовки отверстий пластин используется металл, идущий ранее в отход при пробивке отверстий, поэтому дополнительного расхода металла нет.

Уменьшение длины втулки 4 и ролика 5 приводит к уменьшению расхода металла на их изготовление примерно на 25%. Это может привести к некоторому снижению износостойкости шарнира (площадь опорной поверхности снижается на 10-20%), однако в данном случае это не окажет влияния на сокращение срока службы цепи.

Таким образом предложенная конструкция позволяет повысить ее долговечность, особенно в тяжелых условиях работы с ударными нагрузками за счет повышения прочности слабых элементов цепи, коими являются пластины, выполнив их не плоской, а пространственной формы. При этом цепь остается в своем же типоразмере, а производство ее является менее металлоемким, хотя и более высокотехнологичным.

Применение такой цепи необходимо во всех случаях, когда цепь разрушается, не успев износиться.

Summary. The article "Block Driving Chain (Gall's Chain) of the increased Load Capability" by A. Bondarenko and M. Mikhailov deals with a new design of the chain link that differs essentially from the previously used by employing lateral plates having drawn down holes along the contour.

The suggested design provides the increase for the load capability of the chain and durability of its operation under rigorous service as well as the reduction of the material consumption in the process of chain manufacturing.

Стаття представлена професором Нагорняком С.Г.

УДК 621.855

П. Кривий, С. Дубиняк, А. Куцевич

(Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль)

НЕСУЧА ЗДАТНІСТЬ ДВОКОНТУРНИХ ПАРАЛЕЛЬНО-РЯДНИХ ЛАНЦЮГОВИХ ПЕРЕДАЧ

Анотація. Подана методика розрахунку несучої здатності двоконтурних паралельно-рядних ланцюгових передач із врахуванням імовірнісних характеристик розсіювання контактних кроків за критерієм допустимого тиску в шарнірі ланцюга.

Питання розрахунку несучої здатності багаторядних (БР) і паралельно-рядних (ПР) ланцюгових передач, що широко використовуються в різних машинах, не знайшли достатнього висвітлення в літературі. Несучу здатність БР і ПР ланцюгових передач розраховують за потужністю N_6 , яку можуть передати такі передачі, використовуючи залежність [1]

$$N_6 = N_1 \cdot k_m \quad (1)$$

де N_1 - потужність, що передає однорядний ланцюг; k_m - коефіцієнт рядності.

Припускаючи, що швидкість руху ланцюгів у багаторядних і паралельно-рядних ланцюгових передачах однакова, тобто $V_6 = V_1$, отримаємо:

$$F_6 = F_1 \cdot k_m \quad (2)$$

де F_6, F_1 - відповідно зусилля, що передають БР і однорядні ланцюгові передачі.

Несучу здатність згідно з [1] визначимо за допустимим питомим тиском в шарнірі ланцюга. Для однорядної і ПР ланцюгової передачі будемо відповідно мати:

$$[p_0] = \frac{F_1 \cdot k_3}{A} \quad (3)$$

$$[p_0]_{\text{ГР}} = \frac{F_6 \cdot k_3}{A} \quad (4)$$

де k_3 та A - відповідно коефіцієнт експлуатації та опорна площа шарніра.

Підставивши (2) і (3) в (4), отримаємо:

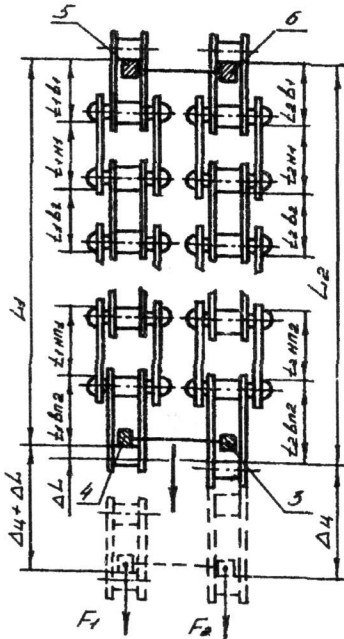
$$[p_0]_6 = [p_0] \cdot \frac{k_m}{m} \quad (5)$$

Для практичного використання залежності (5) дослідимо коефіцієнт k_m .

В загальному коефіцієнт k_m на основі [2] можна виразити залежністю:

$$k_m = 2 - \frac{|F'_1 - F'_2|}{F'_1 + F'_2} \quad (6)$$

де F'_1 і F'_2 - зусилля, що передаються відповідно коротшою і довшою ведучими вітками ланцюгів у паралельно-рядній передачі.



1, 2 і 3, 4 - відповідно зуби веденої і ведучої зірочок;

Рисунок 1 - Розрахункова схема двоконтурної паралельно-рядної передачі

Для паралельно-рядної передачі, оснащеної двома ланцюгами, схема якої подана на рис. 1, правомірні такі припущення: при виконанні шпонкових канавок на валах і в зірочках 3, 4 та 5, 6 за одну установку кутові зміщення зірочок, які встановлюються на одному валу, дорівнюють нулю; ланцюги кожного ряду мають однакову поздовжню жорсткість S ; контактні кроки - випадкові величини, що підлягають нормальному

закону з однаковими характеристиками розподілу; деформація ланцюга Δ_{Π} для певних значень передаваного зусилля F і довжин ведучих віток - величина стала.

В процесі роботи паралельно-рядної ланцюгової передачі (див. рис.1) при виникненні певного зусилля опору видовження другої, довшої, ведучої вітки ланцюга складе величину Δ_{Π} , а першої - $\Delta_{\Pi} + \Delta_L$. Тут Δ_L - біжуча різниця довжин віток, яка відповідає певному миттєвому кутовому положенню зірочок.

Тоді

$$F_1 = C(\Delta_{\Pi} + \Delta_L) \quad (7)$$

$$F_2 = C \cdot \Delta_{\Pi} \quad (8)$$

В загальному випадку

$$\Delta L = |L_1 - L_2|, \quad (9)$$

де L_1 і L_2 - відповідно довжини ведучих віток першого та другого ланцюга - випадкові величини, що підлягають нормальному закону розподілу.

На основі (7), (8), (9) залежність (6) можна перетворити до вигляду:

$$k_{\Pi} = 1 + \frac{2\Delta_{\Pi}}{\Delta L + 2\Delta_{\Pi}} \quad (10)$$

Величину ΔL подамо залежністю:

$$\Delta L = \left| \sum_{i=1}^{n_1} (t_{1Hi} - t_{2Hi}) + \sum_{j=1}^{n_2} (t_{1bj} - t_{2dj}) \right| \quad (11)$$

де n_1 і n_2 - відповідно кількість зовнішніх та внутрішніх ланок ведучої вітки; t_{1Hi} , t_{1bj} і t_{2Hi} , t_{2dj} - значення контактних кроків зовнішніх та внутрішніх ланок відповідно першого та другого ланцюгів.

Для величин $X_H = t_{1H} - t_{2H}$ і $X_B = t_{1B} - t_{2B}$, де t_{1H} і t_{2H} та t_{1B} і t_{2B} - відповідно контактні кроки зовнішніх і внутрішніх ланок першого і другого ланцюгів, закони розсіювання являють собою композицію нормальних законів розподілу. Відповідно математичне сподівання $M(X_H)$ і $M(X_B) = 0$, а густини їх розподілу мають вигляд:

$$g(X_H) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma_{1H}} \exp\left(-\frac{X_H^2}{2\sigma_{1H}^2}\right) \quad (12)$$

$$g(X_B) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma_{1B}} \exp\left(-\frac{X_B^2}{2\sigma_{1B}^2}\right) \quad (13)$$

де $\sigma_{1H} = \sigma_H \sqrt{2}$; $\sigma_{1B} = \sigma_B \sqrt{2}$; σ_H і σ_B - середньоквадратичні відхилення контактних кроків відповідно зовнішніх та внутрішніх ланок.

На основі (11), (12), (13) густина розподілу величини ΔL , як модуля суми випадкових величин X_H та X_B визначиться залежністю:

$$g(\Delta L) = \frac{1}{\sqrt{\pi(n_1 k_{01} \sigma_H^2 + n_2 k_{02} \sigma_B^2)}} \exp \left[-\frac{\Delta L^2}{4(n_1 k_{01} \sigma_H^2 + n_2 k_{02} \sigma_B^2)} \right] \quad (14)$$

де k_{01} і k_{02} - коефіцієнти, які враховують вплив ексцентриситету роликів на величину дисперсії розсіювання відповідно зовнішніх та внутрішніх кроків.

Фізичний зміст коефіцієнтів k_{01} і k_{02} можна пояснити таким чином. Розсіювання значень контактних кроків визначається поряд з іншими складовими і товщинами стінок роликів, проте при оцінці розсіювання довжини відрізка ланцюга слід враховувати зміну товщини стінок тільки двох роликів, які знаходяться в цей момент в контакті із зубцями зірочок, тобто для отримання оцінки точності довжини відрізка, що подається у вигляді суми контактних кроків зовнішніх та внутрішніх ланок, необхідно виконати відповідну корекцію характеристик точності цих складових.

Із врахуванням припущень дисперсія довжини відрізка ланцюга, що складається із n_1 і n_2 ланок:

$$D(\Delta L) = n_1 D(t_H) - (n_1 - 1) D_2(\Delta_p) + n_2 D(t_B) - (n_2 - 1) D_2(\Delta_p) \quad (15)$$

де $D(t_H)$ і $D(t_B)$ - дисперсії розсіювання відповідно зовнішніх та внутрішніх контактних кроків; $D_2(\Delta_p)$ - дисперсія розсіювання товщини стінок двох роликів.

Значення коефіцієнтів k_{01} і k_{02} знайдемо, подавши розсіювання товщини стінок двох роликів у вигляді випадкової величини $\delta_L = e_{p2} \cdot \cos \theta_{p2} - e_{p1} \cdot \cos \theta_{p1}$. Тут e_{p1} і e_{p2} - ексцентриситети першого та другого роликів; θ_{p1} і θ_{p2} - значення кутів, що характеризують розміщення ексцентриситетів роликів відносно поздовжньої осі ланцюга.

Дисперсія розсіювання величини δ_L виражається залежністю:

$$D(\delta_L) = D_2(\Delta_p) = \frac{(\bar{e}_p)^2}{\pi} \quad (16)$$

де \bar{e}_p - середнє значення ексцентриситету роликів. На основі (14), (15) та (16) отримаємо:

$$k_{01} = 1 - \frac{(\bar{e}_p)^2 \cdot (n_1 - 1)}{\pi \cdot \sigma_H^2 \cdot n_1} \quad (17)$$

$$k_{02} = 1 - \frac{(\bar{e}_B)^2 \cdot (n_2 - 1)}{\pi \cdot \sigma_B^2 \cdot n_2} \quad (18)$$

Із врахуванням (17) і (18) математичне сподівання $M(\Delta L)$ величини ΔL виразиться залежністю:

$$M(\Delta L) = U_{0.5} \sqrt{2(n_1 k_{01} \sigma_n^2 + n_2 k_{02} \sigma_b^2)} \quad (19)$$

де $U_{0.5}$ - нормована 50-відсоткова квантиль закону розподілу, що описується залежністю (9). Числовому значенню $U_{0.5}$ відповідає 75-відсоткова квантиль вихідного закону нормального розподілу з характеристиками $M(\Delta L)$ і $\sigma(\Delta L) = \sqrt{2(n_1 k_{01} \sigma_n^2 + n_2 k_{02} \sigma_b^2)}$, тобто $U_{0.5} = U_{\text{нск}0.75} = 0,675$.

Найімовірніше значення $M(k_n)$, яке можна використати для порівняльної оцінки якості ланцюгів різних виробників, на основі (10), (14) і (19) виразиться залежністю:

$$M(k_n) = 1 + \frac{2\Delta_{\text{ц}}}{M(\Delta L) + 2\Delta_{\text{ц}}} \quad (20)$$

При виборі необхідного типорозміру ланцюга для конкретних умов експлуатації доцільно використовувати не найімовірніше значення $M(k_n)$, а його мінімальне значення $M(k_{\text{н.р}})$, що відповідає заданій надійності.

За аналогією з (10) і (19)

$$M(k_{\text{н.р}}) = 1 + \frac{2\Delta_{\text{ц}}}{U_p \cdot \sigma(\Delta L) + 2\Delta_{\text{ц}}}, \quad (21)$$

де U_p - квантиль заданої імовірності P для закону розподілу, що описується залежністю (14). Наприклад, при $P = 0,95$ $U_p = 1,96$.

Для отримання практичних результатів необхідно мати дані про деформацію ланцюга $\Delta_{\text{ц}}$ в залежності від конструктивно - експлуатаційних параметрів ланцюгової передачі: кількості ланок N у ведучій вітті і передаваного навантаження F . Вплив цих параметрів на деформацію ланцюга встановлюється розрахунково-експериментальним шляхом. Суть методики отримання необхідних залежностей полягала в експериментальному визначенні деформацій ділянок ланцюгів з різною кількістю ланок для ряду фіксованих значень навантажень F_i , визначених з умови збереження несучої здатності ланцюга при різних режимах експлуатації.

Деформація ланцюга $\Delta_{\text{ц}}$ на основі результатів [3] подавалась залежністю виду:

$$\Delta_{\text{ц}} = \alpha \cdot F^X \cdot N^Y$$

де α - коефіцієнт пропорційності.

В якості прикладу на рис.2 подані графіки деформації ланцюга ПР-12,7-1800-2 ГОСТ 13568-75 в залежності від N при заданих F . З достатнім ступенем точності їх можна подати у вигляді лінійних залежностей $\Delta_{\text{ц}} = k_F \cdot N$, де k_F - коефіцієнт пропорційності. Функцію $k_F = f(x)$, отриману в результаті обробки експериментальних даних, наведених на рис.2, можна записати у вигляді: $k_F = a \cdot F^X$. Числові значення коефіцієнтів отримані з використанням методу найменших квадратів. Для розглядуваного типорозміру ланцюга: $a = 8,6 \cdot 10^{-5} \text{ м/Н}^{0,75}$; $X = 0,75$; $Y = 1,0$. Тоді деформація ланцюга кроку 12,7 мм (в метрах) може бути описана такою залежністю:

$$\Delta_{\text{ц}} = 8,6 \cdot 10^{-5} \cdot F^{0,75} \cdot N$$

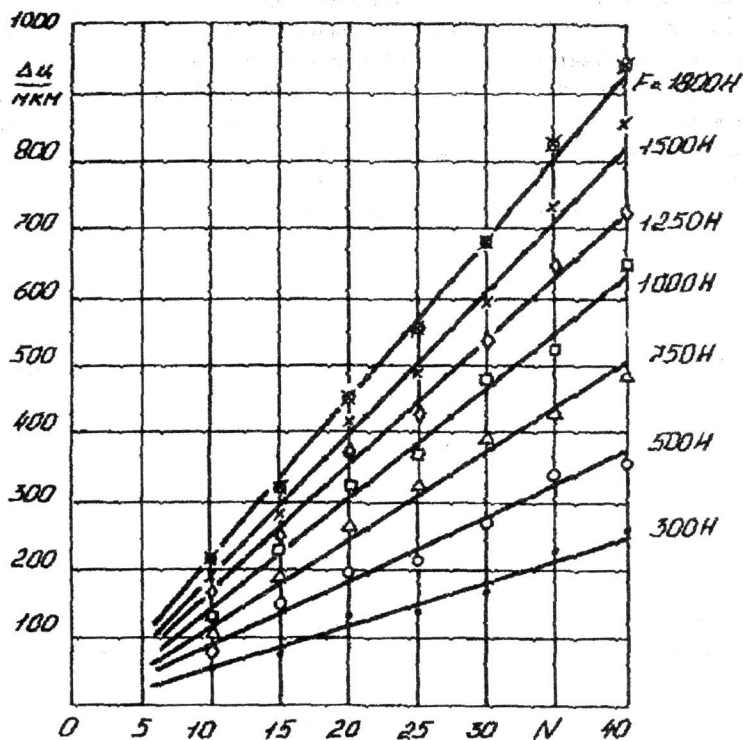


Рисунок 2 - Графіки деформації ланцюга ПР-12.7-1800-2 ГОСТ 13568-75 в залежності від кількості ланок у ведучій вітці N і при різних її навантаженнях F

На основі отриманих даних для ланцюга ПР-12,7-1800-2 ГОСТ 13568-75 виконаний розрахунок значень $M(k_n)$ і $M(k_{n,p})$, результати якого подані в таблиці.

Тип ланцюга	Середньоквадратичне відхилення кроків ланцюга, мкм	Навантаження, що передається одним ланцюгом, Н					
		F = 300			F = 1000		
		число ланок ведучої вітки ($n_1=n_2$)					
		30	60	90	30	60	90
Серійний з довільною кутовою орієнтацією	$\sigma_n^c = 34$	1,71	1,77	1,81	1,85	1,89	1,91
	$\sigma_n^c = 34$	1,45	1,54	1,59	1,67	1,74	1,78
Дослідні з орієнтованими втулками	$\sigma_n^0 = 24$	1,74	1,80	1,83	1,88	1,91	1,92
	$\sigma_n^0 = 24$	1,50	1,58	1,63	1,71	1,78	1,81

Аналіз отриманих результатів показує, що для реальних умов експлуатації ланцюга ПР-12,7-1800-2 ГОСТ 13568-75 значення $M(k_n)$ і $M(k_{n,p})$ суттєво залежать від конструктивних параметрів ланцюгової передачі N_s і навантаження, що передається ланцюгом F_n . Спостерігається також суттєва різниця між $M(k_n)$ і $M(k_{n,p})$, яка більша при невеликих міжосьових відстанях зірочок ($N \leq 30$). Як показує аналіз наведених в таблиці даних, орієнтація втулок, породжуючи тенденцію до збільшення $M(k_n)$ і $M(k_{n,p})$, несуттєво впливає на несучу здатність паралельно-рядних ланцюгових передач.

В кінцевому результаті отримали залежність

$$[P_0]_6 = P_0 \frac{M(k_{n,p})}{m} \quad (22)$$

яку рекомендується використовувати для проектування ПР ланцюгових передач, забезпечуючи їх несучу здатність за критерієм допустимого питомого тиску в шарнірі.

Summary. Calculation methods of diprofile parallel-row chain drive carrier ability considering probability characteristics of contact pitch dispersion by tolerance pressure criterium in chain join are given.

Перелік посилань

1. Решетов Д.Н. Детали машин. - М.: Машиностроение, 1974. - 655 с.
2. Дубиняк С.А., Кривий П.Д., Куцевич А.В. Рядная разноразмерность и нагрузочная способность двухрядных цепей с ориентированными втулками// Вестник машиностроения. - 1984. - N 10. - С. 14-16.

Стаття представлена професором Рибакот Т.І.

УДК 621.855

П.Кривий, М.Кузьмін, Є.Горлій

(Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя, м.Тернопіль)

ПРИСТРІЙ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ПРЕСОВИХ З'ЄДНАНЬ ПРИВОДНИХ ЛАНЦЮГІВ

Анотація. Описана конструкція, принцип роботи і порядок тарування пристрою для дослідження міцності пресового з'єднання втулка-пластина, валик-пластина приводних роликів і втулкових ланцюгів. Подані результати досліджень для пресових з'єднань приводного ланцюга з кроком 38,1мм.

Одним із найважливіших критеріїв працездатності приводних роликів і втулкових ланцюгів, що регламентується державним стандартом, є міцність пресових з'єднань валиків і втулок з пластинами [1, 3]. Небагаточисельні роботи, присвячені міцності пресових з'єднань, висвітлюють, головним чином, розрахунки натягів і моментів сил тертя в шарнірах і майже не містять експериментальних досліджень. Найповніше дане питання висвітлене в роботі [2].

Експериментальні дослідження здійснювались на спеціально сконструйованих приводах і установках, в яких момент повороту валика чи втулки відносно пластини визначався як результат деформації консольно закріпленої пружної пластини або циліндричної пружини розтягу. Суттєвим недоліком таких установок є те, що при дослідженні міцності пресових з'єднань приводних ланцюгів переважно великих кроків