

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

($t \geq 38,1$ мм) досить важко або майже неможливо отримати достовірні значення досліджуваної величини.

З метою отримання повніших і достовірніших дослідних даних щодо міцності пресових з'єднань приводних ланцюгів у Тернопільському державному технічному університеті імені Івана Пулюя розроблений і випробуваний пристрій для визначення моменту провороту запресованих в пластини валиків і втулок (рис.1). На плиті 1 за допомогою гвинтів 13 і шайб 14 закріпленої пустотілий корпус 2, в якому за допомогою втулок 6 встановлений стержень 4. У верхній частині стержня виконаний центральний отвір, що спрягається із нижнім захоплювачем пластини ланцюга за допомогою стержня 8 і гвинта 11. Верхній захоплювач 10 з'єднаний з ручкою 12. Для центрування, наприклад, внутрішньої ланки 9 використано циліндричні пальці 15. Фіксація нижнього і верхнього захоплювачів здійснюється за допомогою втулки 7, яка своєю внутрішньою циліндричною поверхнею спряжена із стержнем 5. В середній частині корпусу 2 виконане вікно, через яке пропущений шток 3, загвинчений правим кінцем в різевий отвір стержня, а лівим кінцем за допомогою гвинта 17 контактує з пружною пластиною 4, на якій закріплено тензометричний датчик 16.

Пристрій працює таким чином. Наприклад, внутрішню ланку ланцюга розрізають по талії пластин на 2 частини і половину ланки розміщують в нижньому захоплювачі 8. На верхню частину стержня 5 встановлюють втулку 7, з якою спрягають верхній захоплювач 10. Повертаючи ручку 12 за годинниковою стрілкою, через стержень 5, шток 3 і пластину 4 створюють відповідний момент. При досягненні критичного значення моменту одна пластина напівланки повертається відносно іншої. При цьому пружна пластина і тензометричний датчик деформуються, що приводить до зміни сили струму, яка фіксується реєструючими приладами, наприклад, міліамперметром.

Для отримання значень моменту провороту втулок і валиків, запресованих в отворах пластин, необхідне тарування пристрою. Ця операція пояснюється схемою, показаною на рис.2. Пристрій закріплюється, наприклад, на столі свердлильного верстата. На направляючих стійки 1 верстата за допомогою гвинта 2 встановлюють плиту 3, на якій розміщений динамометр 5 з індикатором 4. В центральному отворі, виконаному у верхній частині стержня 5 (рис.1), за допомогою гвинта 11 (рис.1) закріплюють Г-подібний важіль 6, в різевому отворі якого загвинчений гвинт 7. При загвинчуванні гвинта 7 деформується динамометр 5, створюючи відповідну силу, а через плече L - певний момент M_1 , який зрівноважується моментом M_2 , що утворюється від сили деформації пружної пластини 4 на плечі L_1 . При деформації пружної пластини і тензометричного датчика за допомогою тензостанції «ТОПАЗ-3-01» міліамперметром 14 фіксується сила струму I . Знаючи величини M_1 , M_2 та I , будують тарувальний графік в координатах $M_1 - I$.

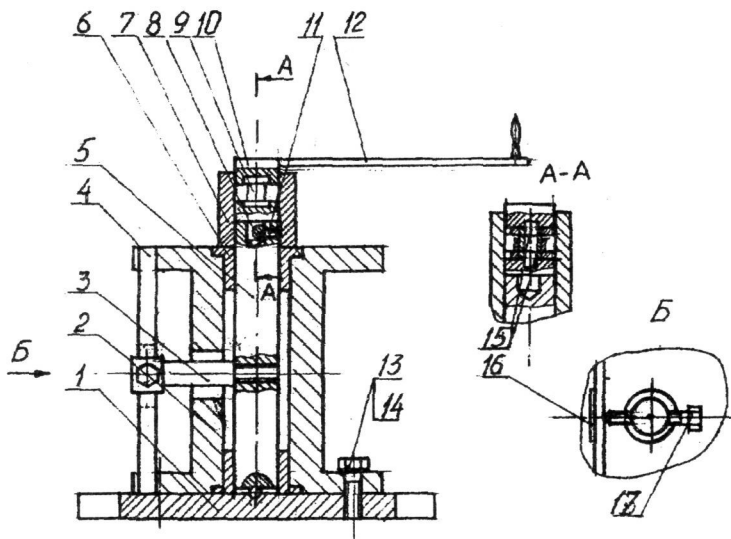


Рисунок 1 - Пристрій для визначення моменту провороту валика і втулки в пластинах приводних ланцюгів

З використанням описаного пристрою були проведені дослідження міцності пресових з'єднань втулка-пластина, валик-пластина для приводного ланцюга ПР-38, 1-12700 ГОСТ13568-75 виробництва Хмельницької АК «АДВІС». Згідно з технічною документацією величини натягів у пресових з'єднаннях зумовлені такими розмірними параметрами: діаметр отвору зовнішньої пластини – $10,98^{+0,05}$ мм, діаметр валика – $11,11_{-0,03}$ мм, діаметр отвору внутрішньої пластини – $16,4^{+0,05}$ мм, діаметр втулки – $16,53_{-0,03}$ мм.

Результати досліджень подані на рис. 3.

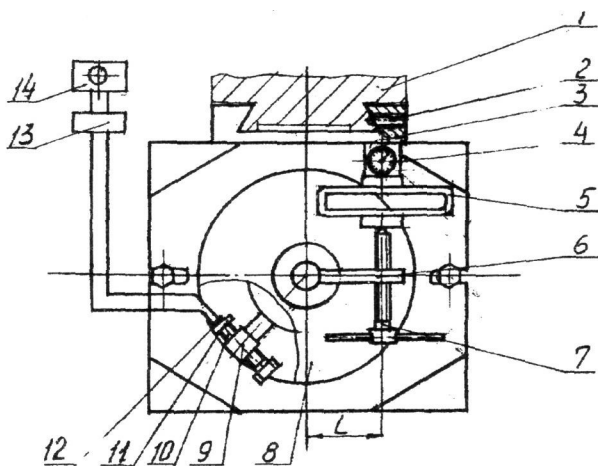
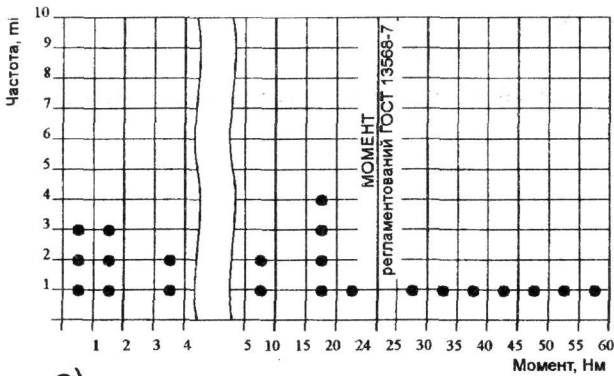
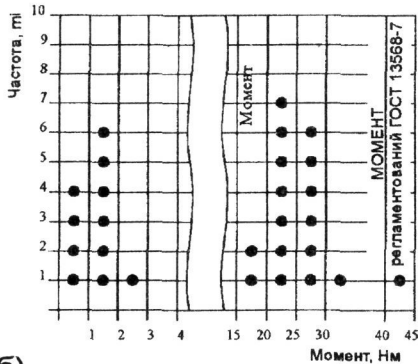


Рисунок 2 - Схема тарування пристрою для дослідження міцності пресових з'єднань приводних ланцюгів



а)



б)

а) для пресового з'єднання втулка-пластина; б) для пресового з'єднання валик-пластина

Рисунок 3 - Точкові діаграми розсіювання моменту провороту в пресових з'єднаннях приводного ланцюга ПР-38,1-12700 ГОСТ 13568-75

Аналіз отриманих результатів показує, що за критеріями міцності пресових з'єднань досліджувані приводні ланцюги ПР-38,1-12700 ГОСТ 13568-75 не відповідають вимогам діючого стандарту. Для забезпечення регламентованих показників необхідно дослідити точність розмірних параметрів і твердість деталей після термообробки, що забезпечується існуючими технологічними параметрами.

Summary. Construction, operating procedures and taring order of the device for studying of press joint strength, bush-plate, spindle-plate of drive roll and bush chains are described. The results of the studying for drive chains press joints with 38.1 mm step are given.

Перелік посилань:

1. Решетов Д.Н. Детали машин. - М.: Машиностроение, 1974. - 655 с.
2. Филимонов Б.Н. Исследование прочности соединений втулочно-роликовых цепей. - Изв. вузов: Машиностроение, 1965. - №6. - С.67-75.
3. Цепи приводные роликовые и втулочные ГОСТ 13568-75. - М.: Изд-во Стандартов, 1975. - С.27.

Стаття представлена професором Рибакком Т.І.