

такої ланцюгової передачі завжди можна передбачити можливі межі зміни відстані а за рахунок зношування ланцюга, для яких коефіцієнт  $\psi$  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. Гаршнєв, 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 перекоосу 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  $\alpha_n$ ;  $E$  - модуль пружності;  $L_p$  - довжина ролика;  $\rho$  - зведений радіус кривизни поверхонь, який визначається за формулою:

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

де  $r_1$  - радіус профіля зубця зірочки у зоні контакту;  $D_p$  - діаметр ролика.

В свою чергу зведене стікуюче зусилля  $Q_n$ , котре у випадку нормального контакту викликає деформацію  $\alpha_n$ , може бути записане як

$$Q_n = Q_{\text{НОМ}} \left( 1 + \gamma \cdot \varphi_p^2 \right), \quad (2)$$

де  $Q_{\text{НОМ}}$  - номінальне стікуюче зусилля;  $\gamma$  - коефіцієнт, що враховує вплив номінального стискуючого зусилля  $Q_{\text{НОМ}}$ .

Величина  $\gamma = 0,0023$  для ланцюгів з кроком  $t_{\text{НОМ}} = 12,7$  мм;  
 $\gamma = 0,00195$  для ланцюгів з кроком  $t_{\text{НОМ}} = 15,875$  мм;  
 $\gamma = 0,0016$  для ланцюгів з кроком  $t_{\text{НОМ}} = 19,05$  мм;  
 $\gamma = 0,0012$  для ланцюгів з кроком  $t_{\text{НОМ}} = 25,4$  мм.

Розрахунковий кут перекоосу в мінутах  $\varphi_p = \varphi_{p \text{ max}} \cdot K_\varphi$ , де  $K_\varphi = 0,6 \dots 0,7$  - коефіцієнт, що враховує зменшення кута перекоосу внаслідок зношування ланцюга.

Підставивши (2) у (1), отримаємо формулу для визначення напружень у зоні контакту елементів ланцюгової передачі із врахуванням кута перекоосу у вигляді

$$\sigma_p = h \sqrt{Q_{\text{НОМ}} \left( 1 + \gamma \cdot \varphi_p^2 \right)}. \quad (3)$$

Для визначення величини перекоосів крайніх точок лінії контакту роликів відносно твірної зубців зірочки в процесі роботи ланцюгового зачеплення був виготовлений пристрій, схема якого показана на рис. 1.

Пристрій складається із зірочки 7, у якій з протилежних боків однієї із западин нормально до попередньо визначеної зони контактування шарнірів із зубом зірочки вифрезеровані пази. У пазах на відстані  $B$ , що відповідає довжині ролика досліджуваного типорозміру, змонтовані пошукові пластини 1 та 2, виготовлені з плоскої пружинної сталі товщиною 0,4 мм, ширина яких дещо перевищує діаметр роликів. Пластики 1 і 2 можуть переміщуватись в пазах виключно у поздовжньому напрямку по нормалі до теоретичної лінії контакту, а під дією шарнірно з'єднаних з ними плоских напівкруглої форми пружин 3 знаходяться у положенні над твірною западин зубців на висоті  $h$ , що регулюється упором 6.

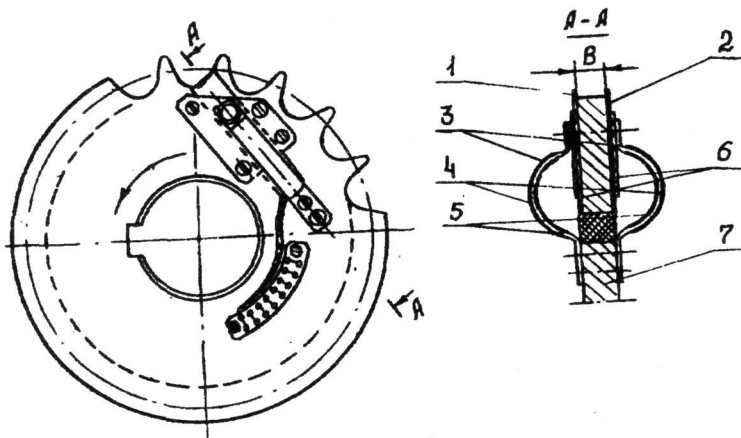


Рисунок 1 - Схема пристосування для осцилографічного запису кутів перекоосу

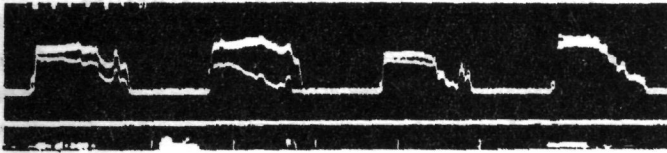
На поверхнях напівкруглих пружин 3 приклеюються робочі датчики омичного опору 4, а компенсаційні датчики 5 - на внутрішньому боці цих пружин. Загальний опір датчиків складає 100 Ом. Датчики за мостовою схемою за допомогою струмоз'ємника з'єднуються з тензометричним блоком.

Принцип дії пристрою полягає в тому, що при зачепленні поверхня ролика спочатку доторкається до пошукових планок 1 і 2, зміщуючи їх донизу, а вже потім до твірної зубця. При цьому наявність кутів перекосу контактуючих поверхонь зумовлюється різницею заглиблення пошукових планок.

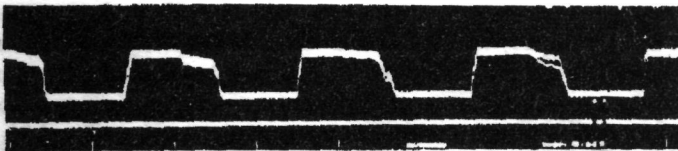
Наявність величин  $\Delta h$  та  $B$  у кожний конкретний момент роботи передачі дозволяє знайти кут  $\varphi$  відносного перекосу контактуючих поверхонь за формулою

$$\varphi = \text{arctg} \frac{\Delta h}{B}, \text{ де } B - \text{ базова відстань між пошуковими планками.}$$

Експериментальні дослідження із визначення кутів перекосів проводились на спеціальному стенді із замкнутим силовим контуром.



Ланцюг  $t_{\text{ном}} = 19,05$  мм,  $B_{\text{ВН}} = 12,7$  мм (країни "СНД")



Ланцюг  $t_{\text{ном}} = 19,05$  мм,  $B_{\text{ВН}} = 12,7$  мм (фірма "Цубакі")

*Рисунок 2 - Осцилограми, що відображають характер геометричного контакту шарнірів ланцюга із зубцями зірочки*

На рис. 2 як приклад показані осцилограми, що відображають характер геометричного контакту шарнірів внутрішніх і зовнішніх ланок із зубцями зірочки. Окрім того, на осцилограмах видно, що шарніри не лише переповзають по поверхнях зубців, а й мають також інтенсивні кутові переміщення.

При математичній обробці осцилограм розташування контактуючих поверхонь при визначенні розрахункового кута перекосу  $\varphi_p$  враховувались тільки амплітуди  $\Delta h_{\text{max}}$  відхилень торців роликів від твірної зубців зірочки, котрі реєструвались пошуковими планками, з'єднаними з датчиками.

Як показали експерименти, кути перекосів контактуючих поверхонь елементів ланцюгів, виготовлених на різних заводах, коливалися в межах від  $0^{\circ}42'$  до  $3^{\circ}26'$ .

Користуючись отриманими значеннями кутів перекосу  $\varphi_p$ , за залежністю (3) неважко визначити величини розрахункових напружень, які мають місце на найзавантаженіших роликах при контактуванні їх із зубцями зірочок. Зауважимо, що збільшення кута перекосу від  $0^{\circ}$  до  $50'$  різко збільшує контактні навантаження і зменшує довговічність ланцюгів у 2...3 рази [2].

З метою збільшення довговічності та надійності роботи роликів ланцюгів авторами запропоновані для промисловості рекомендації з удосконалення технологічних процесів виготовлення елементів ланцюгів та їх складання.

*Summary.* The constuction of the device for roller cocking determination in accordance to the effective area of tooth sprockets in the chain drive working process is worked out and gives the possibility to determine true contact stress in the contact zone and to qualify its durability.

Стаття представлена професором Яснієм П.В.

**А. Викулов**

(Пензенский технологический институт, г.Пенза)

## ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ МНОГОРЯДНЫХ ПРИВОДНЫХ РОЛИКОВЫХ ЦЕПЕЙ

*Анотація.* Из включением в работу промежуточных пластин уменьшается згинна деформація валиків, що приводить до зменшення відносної мікрорухомоті контактуючих поверхонь і, як наслідок, збільшення опору фреттингу в спряженнях багаторядного ланцюга і підвищення його довговічності. Надійність роботи багаторядного ланцюга залежить від фреттинговостійкості спряження валик-проміжна пластина.

Долговечность цепных передач, используемых в главном приводе универсальных одноковшовых экскаваторов, крайне низка. Срок службы до разрушения элементов цепи резко снижается из-за отрицательного действия фреттинга как в номинально неподвижных соединениях (пластина-валик, пластина-втулка), так и в подвижных сопряжениях (промежуточная пластина - валик, втулка - валик, втулка - ролик). Под фреттингом в сопряжениях приводных цепей понимается возникающее под действием циклического нагружения усталостное разрушение микровыступов контактирующих поверхностей при относительной их подвижности. В качестве критерия фреттинговостойкости принимаем продолжительность латентного периода  $\tau$  фреттинга [1, 3]

$$\tau = K_1 \cdot Ra \cdot e^{\frac{K_2 \cdot A \cdot N \cdot f}{Ra}}, \quad (1)$$

где  $Ra$  - среднее арифметическое отклонение микропрофиля;  $A$  - амплитуда относительного смещения;  $N$  - нормальная нагрузка;  $f$  - частота вибрации;  $K_1$  - эмпирический коэффициент, зависящий от регенерационной способности смазки и учитывающий условия работы взаимодействующей пары, которые определяют возможность восполнения смазки в зоне контакта и удаления из нее продуктов разрушения;  $K_2$  - эмпирический коэффициент, зависящий от несущей способности граничного слоя смазки и прочностных свойств поверхности металла.

Технология изготовления всех элементов цепи должна быть такой, чтобы возникающие при эксплуатации цепной передачи действующие ошибки, проявляющие себя в работе параметров взаимодействующих пар, не увеличивали контактное давление и амплитуду контактирующих поверхностей.

По истечении латентного периода фреттинга завершается накопление циклических повреждений и появляются трещины в поверхностных слоях взаимодействующих деталей. Продукты разрушения окисляются и в дальнейшем надежная работа сопряжений в условиях фреттинг-коррозии не гарантирована.