

2. Готовцев А.А., Котенок И.П. Проектирование цепных передач: Справочник. - М.: Машиностроение, 1962. - 336 с.
3. Зубченко И.И., Дубиняк С.А., Рыбак В.Е. Кинематика и динамика цепных передач (на укр.яз.). - Львов: Изд-во Львовского университета, 1972. - 122 с.
4. Попов В.Л. Исследование цепи в работающей цепной передаче/ Автореф. канд. дисс. - М.: Мосстанкин, 1955. - С. 11-12.

Стаття представлена професором Стухляком П.Д.

УДК 621.855

І. Зубченко, О. Зубченко, І. Мокрицький

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

ЭФЕКТИВНИЙ СПОСІБ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ БАГАТОРЯДНИХ ЛАНЦЮГІВ ІЗ ПОПЕРЕДНІМ ДЕФОРМУВАННЯМ

Анотація. В багаторядних ланцюгах навантаження на пластини розподіляється нерівномірно. Для його вирівнювання найефективнішим методом є попереднє пластичне деформування складеного ланцюга. В статті обгрунтовується застосування методу, описується конструкція, принцип роботи і параметри виготовленого для його здійснення верстата.

У багаторядних приводних і тягових ланцюгах навантаження пластин розподіляється нерівномірно. Викликано це тим, що для полегшення складання ланцюга його проміжні пластини мають збільшений допуск на отвори під осі. Тому в роботу вони включаються тільки після значного навантаження, яке викликає деформацію осей і основних пластин, або достатнього припрацювання. Експериментально нами встановлено, що різниця в навантаженні окремих пластин багаторядних ланцюгів досягає десятків разів.

Враховуючи те, що робочі навантаження ланцюга, на порядок менші від руйнівного зусилля (коефіцієнт статичної міцності $S_t = F_{руй} / F_{max} > 6...10$, [2], де $F_{max} = F_t \cdot K_D$ - максимальна сила натягу ланцюга; якщо прийняти $K_D = 2...3$ - динамічний коефіцієнт із врахуванням можливого перевантаження; F_t - корисна сила), в зоні робочих перевантажень неможливе пластичне деформування елементів ланцюга. Як наслідок цього проміжні пластини можуть за весь термін служби ланцюга взагалі не включатись в роботу.

Різнонавантаженість елементів внаслідок різнорозмірності однотипних деталей (пластин) та ланок особливо небезпечна для швидкохідних приводних ланцюгів, для яких основним критерієм працездатності і розрахунку є втомлювана міцність пластин.

Введення коефіцієнта нерівномірності навантаження [2], який залежить від числа рядів при розрахунку передач, не є економічним рішенням, бо це призводить до неефективного використання відносної маси дорогого матеріалу ланцюга, віднесеної до одиниці передаваної потужності.

Зменшення різнонавантаженості пластин можливе шляхом підвищення вихідної точності деталей ланцюга, переходу на селективну виборку деталей перед їх складанням. Але цей шлях вимагає комплексного усунення багатьох недолків в організації виробництва, якості обладнання, технології виготовлення, контролю точності тощо. Зро-

зуміло, що ці заходи, підвищуючи якість ланцюга, суттєво збільшують вартість його виготовлення.

Існуюча технологія виготовлення приводних багаторядних ланцюгів також не передбачає їх попереднього припрацювання. Внаслідок цього в початковий період експлуатації спостерігається інтенсивне збільшення кроку ланок, що пояснюється обминанням стиків, зняттям заусенців і пластичною деформацією в зоні контакту деталей шарнірів.

Найефективнішим методом підвищення якості ланцюгів, не змінюючи існуючої відпрацьованої технології їх виготовлення, слід вважати метод попереднього деформування складеного ланцюга. Це можна здійснити на завершальному етапі виготовлення перед операцією консервації готової продукції або проведенням навантаження виготовлених ланцюгів перед їх експлуатацією за допомогою спеціально сконструйованого і виготовленого в Тернопільському державному технічному університеті верстата.

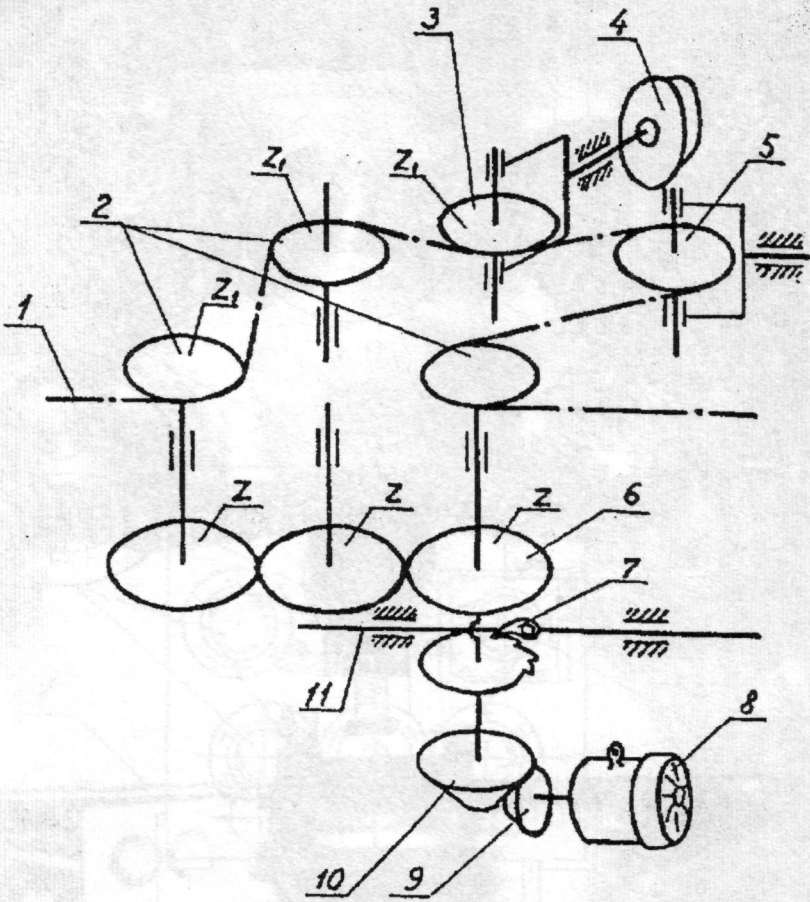
Нижче наведені кінематична схема (рис. 1), загальний вигляд (рис. 2) та конструктивна схема (рис. 3) верстата для попереднього деформування приводних ланцюгів під час або після складання. Верстат розроблено за схемою замкнутого силового потоку, тому крутний момент, прикладений до ведучої ланки 1, витрачається тільки на подолання тертя в підшипниках, шарнірах ланцюга і подолання опору при вході і виході ланцюга із зачеплення із зірочками. Він складається із столу-основи, на якому в підшипникових вузлах змонтовані чотири зірочки 2, перша та остання з яких сприймають обертання від колеса Z через зубчасті передачі 6. Останні забезпечують також замикання силового контура. З метою здійснення попереднього натягу нитки ланцюга середня зірочка 5 виконана рухомою. Розтягуюче навантаження в ланцюгу створюється силовим пневмоциліндром 4, забезпечуючи робоче зусилля до 50 кН. У відрізьку ланцюга, розташованому між вхідною та вихідною зірочками, за допомогою пневмоциліндра можна створити практично будь-який натяг (при прогині гілки f_0 , F_f), а відповідний прогин забезпечується силою пневмоциліндра і рухомою зірочкою, проте його величина обмежується міцністю деталей верстата.

Працює верстат таким чином. Ланцюг 1 (рис. 2) вводиться в зачеплення із зірочкою таким чином, що поворот його суміжних ланок на вхідній та вихідній зірочках відбувається проти годинникової стрілки, а на середніх зірочках - в протилежному напрямку. Після цього навантажувальним пристроєм за допомогою пневмоциліндра 4 утворюється навантаження на нитку ланцюга і надається обертання вхідній та вихідній зірочкам. При проходженні ланцюга відповідно до контура верстата здійснюється поворот його суміжних ланок під дією розтягуючого навантаження, величина якого визначається шляхом розкладання вектора сили на навантажувальному пристрої на дві складові, спрямовані по напівнітках. При цьому відбувається обминання стиків, зняття заусенців, зріз мікронерівностей і навіть можливе пластичне деформування окремих пластин, що не вплине на статичну міцність ланцюга в цілому, проте суттєво підвищить його якість за іншими критеріями роботи і розрахунку.

Обертання центрального зубчастого колеса Z здійснюється за допомогою храпового механізму, який складається із храпового колеса 7 та штанги із заціпкою 11. Останні отримують рух від складального преса на завершальній стадії виготовлення ланцюга або від автономного привода при прискореному припрацюванні ланцюга перед його експлуатацією: мотор-редуктора 8 і конічної зубчастої передачі 9, 10. Зміну швидкості руху ланцюга можна здійснити шляхом заміни змінної шестерні 9. Приводні колеса 6, храповий механізм, конічна передача і мотор-редуктор монтуються під столом-осною. Приводні механізми захищені від можливого перевантаження захисним пристроєм, виконаним у вигляді зрізного штифта, вмонтованого у вал, і приводною шестернею 9.

Експериментальні дані стендових випробувань ланцюгів [1] показують, що його робоче навантаження при прискореному припрацюванні бажано мати до 30...40% від розривного зусилля.

Основні параметри верстата такі: робочий натяг ниток ланцюга - до 50 кН, швидкість руху ланцюга - до 7 м/хв, габаритні розміри 800x800x1200 мм, потужність автономного приводу - 0,6 кВт, маса - 600 кг. Отже, верстат з успіхом може застосовуватись при пластичному деформуванні під час виготовлення або прискореного припрацювання в автономному режимі дво-, три- або чотирирядних ланцюгів з кроком до 19,05 мм включно для виготовлених ланцюгів.



1 - ланцюг; 2 - чотири робочі зірочки з фіксованими осями; 3 - натяжна зірочка; 4 - пневмоциліндр з діаметром 120...150 мм; 5 - рухома зірочка для попереднього натягування ниток ланцюга; 6 - зубчасті колеса для створення замкнутого силового контура, $Z=40$, $m=6$ мм; 7 - храпове колесо приводу від складального преса; 8 - мотор-редуктор; 9 - кінцева передача автономного приводу; $U=1,5...3$; 11 - штанга приводу від преса

Рисунок 1 - Кінематична схема верстата для пластичного деформування приводних ланцюгів

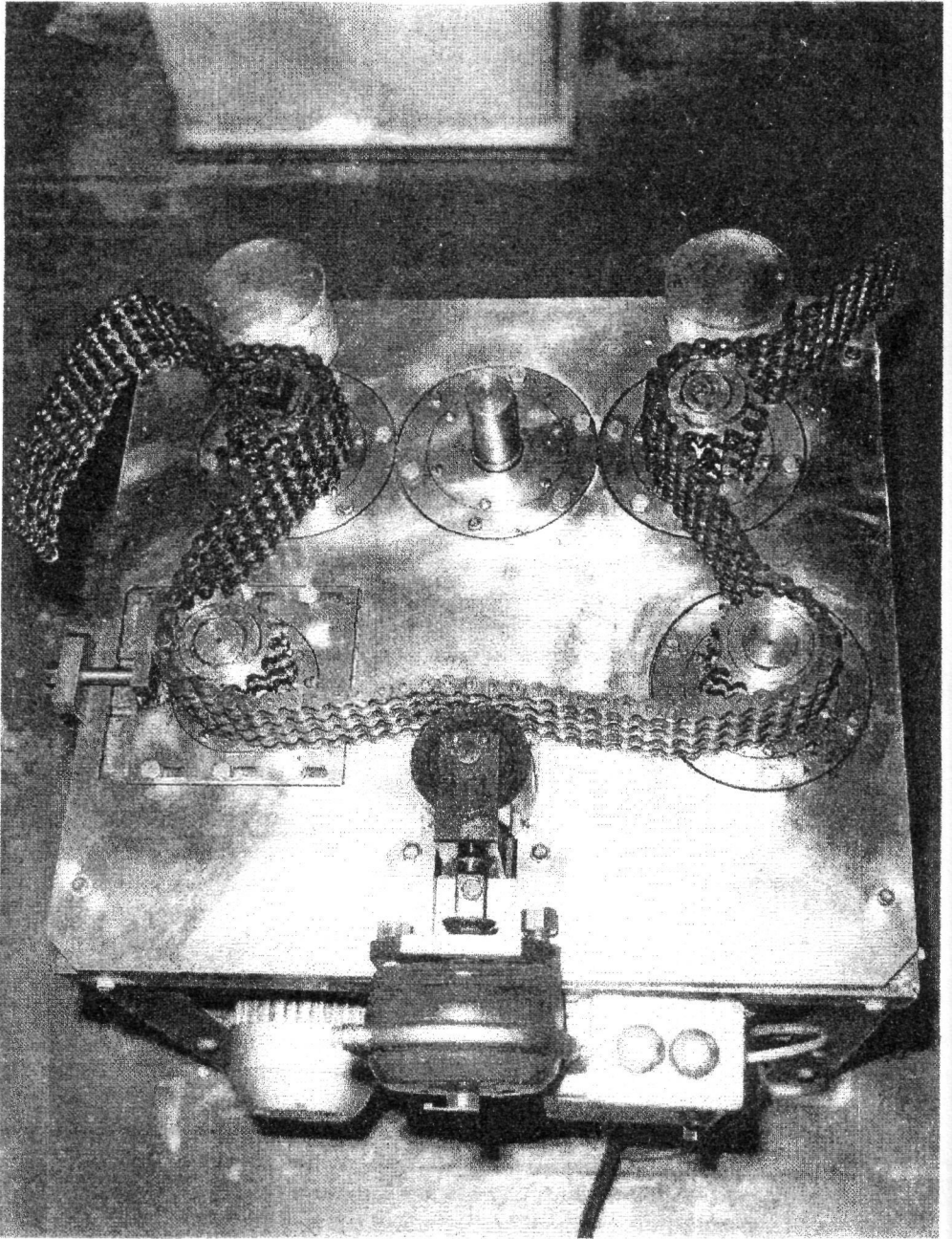


Рисунок 2 - Загальний вигляд верстата для пластичного деформування приводних ланцюгів

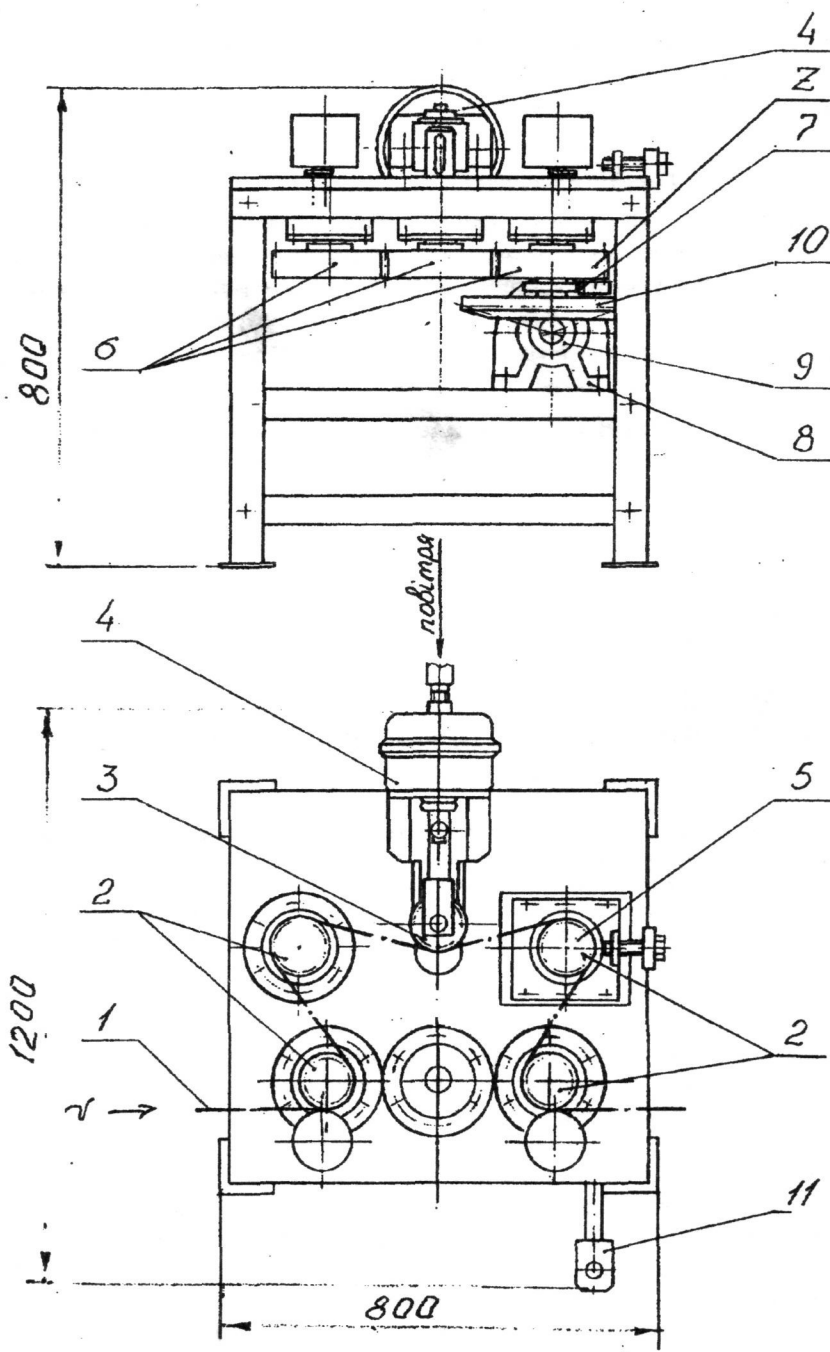


Рисунок 3 -Конструктивна схема верстата для пластичного деформування приводних ланцюгів

Summary. In the multirail drive chains the loading of the plate is not uniform distributed especially between the gaps. The most effective way to make the loading uniform is to make the chain preliminary loaded. This methods is analysed in the work, the design, the principle of operation and the parametres of the designed and manufactured machine-tool for it are described.

Перелік посилань:

1. Акт N 30-90 от 22.02.91 г. Лабораторные испытания приводных роликовых цепей 2П-1905-7500, изготовленных по рекомендации Тернопольского приборостроительного института Новосибирским заводом низковольтной аппаратуры. ВНИИПТУглемаш, ЦКБ, лаборатория испытания цепей. - М, 1991.
2. Готовцев А.А., Котенок И.И. Проектирование цепных передач: Справочник. - М.: Машиностроение, 1982.

Стаття представлена професором Рогатинським Р.М.

УДК 621.855

П. Кривий, І. Муха

(Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль;
Львівський державний університет імені Івана Франка, м. Львів)

ДОСЛІДЖЕННЯ ФОРМИ ЗГОРТНИХ ВТУЛОК ВНУТРІШНІХ ЛАНОК ПРИВОДНИХ РОЛИКОВИХ І ВТУЛКОВИХ ЛАНЦЮГІВ

Анотація. В статті подано теоретичний розв'язок задачі про радіальну деформацію кінців зортних втулок при запресуванні їх в отвори пластин, який ґрунтується на математичній моделі уточненої теорії гнучких оболонок, а також методика експериментальних досліджень та їх результати. Показано, що запропонована математична модель, яка описує деформації гнучких оболонок з достатньою точністю підтверджена експериментальними результатами.

Практика експлуатації і дослідження працездатності приводних роликових і втулкових ланцюгів (ПРВЛ) [1, 2, 3, 4] показують наявність тісного зв'язку між геометричними параметрами деталей шарнірів і якісними показниками приводних ланцюгів, особливо інтенсивністю їх зношування. При цьому визначальним фактором є форма контактуючих поверхонь втулок і валиків.

В літературі [1, 3] рекомендуються різні технологічні прийоми для покращення геометрії шарнірів ПРВЛ і подаються дані про відхилення від прямолінійності профілів поздовжніх перерізів внутрішніх поверхонь запресованих в отвори пластин втулок. Проте доведено [2, 5], що застосування додаткових технологічних операцій не ліквідує повністю так звану «бочкоподібність» втулок, але при масовому виробництві ПРВЛ вимагає значних матеріальних і фінансових затрат. Крім цього, при визначенні відхилення від прямолінійності твірної циліндричної поверхні втулок (ВЦПВ) дослідники виходили з різних припущень як, наприклад, суцільність втулки, рівномірність радіальної деформації кінців зортних втулок за кутом повороту, рівномірність розподілу напружень по довжині контакту пари втулка-пластина [5]. При цьому дійсну величину відхилення вимірювали, використовуючи інтегральний метод [5], що не давало реальної картини про радіальну деформацію кінців втулок.

Точнішим розв'язком задачі про зміну форми втулки при запресуванні її в отвір пластини ПРВЛ за рахунок радіальної деформації є результат, отриманий у роботі [9], в якій прийнято припущення, що контактні напруження по довжині спряження втулка-пластина описуються у вигляді ряду з трьома членами: