

УДК 621.855

І. Луців¹, докт. тех. наук, проф., Т. Дубиняк¹, к.т.н., доц., О. Манзій² канд. фіз. мат. наук, доц., С. Андрейчук² канд. наук держ.упр., доц.

¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна,

²Національний університет «Львівська політехніка», Україна;

РОЗРАХУНОК ДЕФОРМАЦІЙ ЕЛЕМЕНТІВ РОЛИКОВОГО ЛАНЦЮГА

I. Lutsiv¹, Ph.D., Prof., T. Dubyniak¹, Ph.D, Assoc.Prof., O. Manziy², Ph.D, Assoc.Prof., S. Andreichuk², Ph.D, Assoc.Prof.

¹Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ukraine,

²Lviv Polytechnic National University, Lviv, Ukraine

DEFORMATION CALCULATIONS OF ROLLER CHAIN ELEMENTS

Abstract. In order to evaluate the influence of the various factors on the performance of the roller chains, approach is presented to determine the deformations of the chain elements. The calculations are carried out at different levels of chain loading, taking into account the functional clearances between the intermediate plates. As a result the system total deformations as well as the bending moment acting on the outer plate are determined.

Роликові ланцюги [1], в тому числі і багаторядні знайшли широке застосування у приводах сучасних машин. Вони можуть працювати при високих швидкостях і навантаженнях, і за таких самих частот обертання, як і однорядні ланцюги, передавати значно більшу корисну потужність.

Часто такі ланцюги зображають схемою паралельного з'єднання двох, трьох і більше однорядних ланцюгів, при цьому очікуючи відповідного підвищення навантажувальної спроможності передачі. Але на практиці цього досягнути неможливо. Навіть при застосуванні конструкторсько-технологічних спроб підсилення окремих деталей цьому заважає різнорозмірність їх елементів [2].

Тому актуальним є комплексне дослідження деформаційного стану всіх елементів багаторядного ланцюга для виявлення причин зниження його несучої здатності.

Зауважимо, що ідеальна модель відповідного ланцюга забезпечує рівномірний розподіл навантаження між однотипними деталями паралельних рядів. Проте реальну модель від ідеальної відрізняє ряд характерних ознак. Зокрема, в результаті різнорозмірності пластин форма внутрішніх ланок відхиляється від прямокутника в сторону трапеції, а контакт втулки з валиком від лінійного прямує до точкового; проміжні пластини також різнорозмірні й у загальному випадку не контактують з валиком; точка контакту втулок з валиком може зміщуватися в бік зовнішніх або проміжних пластин.

В зв'язку із цим актуальним є комплексне визначення деформацій елементів ланцюга, а власне – механічної системи ролик - пластина.

Запропонований підхід передбачає розгляд двох етапів.

На першому - зовнішнє навантаження через внутрішні ланки (блоки) викликає згин валиків, а також розтяг і певний згин напрусованих на них зовнішніх пластин. Проміжні пластини на цьому етапі не сприймають навантаження.

Початку другого етапу відповідає сприйняття навантаження однією з проміжних пластин. При цьому доля навантаження на зовнішні пластини дещо зменшується за рахунок сприйняття частини навантаження проміжними пластинами. Додатковий прогин валика в місці контакту з проміжною пластиною визначається деформацією останньої.

Аналіз деформаційної картини елементів ланцюга проводився окремо для цих етапів.

В якості розрахункової схеми для визначення деформацій елементів зовнішньої ланки прийнята пружно-деформована рама з жорсткими кутами (рис. 1,а).

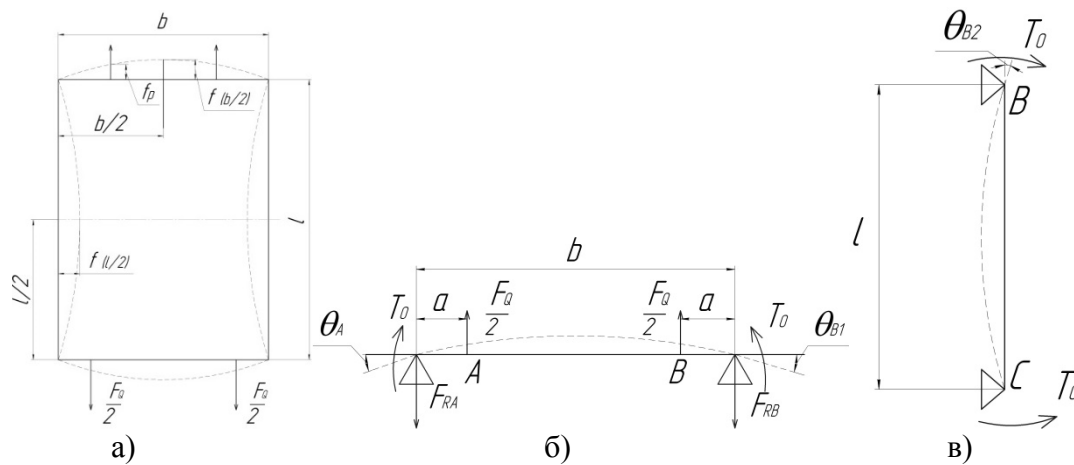


Рис. 1. Розрахункова схема деформації елементів ланцюга (а) та лінійних (б) і крутних (в) деформацій

У розрахунку - зусилля, що діють з боку внутрішніх ланок, представлені зосередженими силами $F_Q/2$, прикладеними на певній відстані a від зовнішніх пластин, причому $0 < a < a_p$. Внаслідок повної симетрії розглянутої рами її можна поділити на дві балки АВ і ВС (рис. 1,б і в) і розглядати поздовжні й поперечні деформації в них окремо. Застосувавши метод початкових параметрів з урахуванням абсолютної жорсткості кутів рами, яка забезпечує рівність кутів повороту кінців балок ($\theta_{B1} = \theta_{B2}$), можемо визначити момент згину T_0 , який діє у вузлах:

$$T_0 = \frac{F_Q \cdot a(b-a)E_P I_P}{2(bE_P I_P + lE_S I_S)}$$

де b - ширина зовнішньої ланки; E_P, E_S - відповідно модулі пружності матеріалу зовнішньої пластини і валика; I_P, I_S - моменти інерції поперечних перерізів зовнішньої пластини і валика; l - міжцентрова відстань отворів пластини. Розвиваючи такий підхід, визначені сумарні деформації пластин і валиків, а також момент згину, що діє на зовнішню пластину.

При цьому зрозуміло, що достатньо інформативним показником деформації елементів ланцюга є різниця Δ видовжень зовнішньої і проміжної пластин. В результаті розрахунків виявлено, що коли розміщення рівнодійної сили відповідає середині ширини внутрішньої ланки ($a=12\text{мм}$, зазвичай прийнята схема), деформація проміжних пластин є більшою, ніж для зовнішніх величин (Δ - від'ємна). Для ближчих до реальних умов навантажень, що враховують деформацію валика ($a=6\text{мм}$; $a=3\text{мм}$), більш деформованими завжди виявляються зовнішні пластини ($\Delta > 0$).

Література.

1. Зубченко І.І. Кінематика і динаміка ланцюгових передач/ І.І. Зубченко, С.А. Дубиняк, В.Є. Рибак. – Львів: Вид-во Львівського ун-ту. – 1972. 124 с.
2. Назаревич О. Розмірні характеристики приводних ланцюгів/ О. Назаревич// Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 1999, том 4, число 3, с. 126-135.