



УДК 677.055

РОЗРАХУНОК ЛАНЦЮГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ НА МІЦНІСТЬ ТА НАДІЙНІСТЬ ЗА КРИТЕРІЄМ ВТОМЛЕНІСНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ

Студ. Г.О. Байдак, гр. БМБ1-14

Науковий керівник доц. Л.М. Березін

Київський національний університет технологій та дизайну

Мета і завдання. Метою є розробка основних положень розрахунку ланцюгової передачі за умовою втомленісної міцності пластин ланцюга в детермінованій та ймовірнісній постановках.

Завдання – аналіз загальних методичних принципів розрахунків деталей на зносостійкість та довговічність стосовно ланцюгової передачі приводів технологічного обладнання.

Об'єкт дослідження. Ланцюгова передача приводів технологічного обладнання та методи розрахунків деталей на зносостійкість та довговічність.

Методи та засоби дослідження. Використовуються методи теорії проектування механічних передач, зокрема в'язальних машин, класичні методи розрахунків з опору матеріалів та теорії надійності.

Наукова новизна та практичне значення отриманих результатів. Полягає в розвитку інженерних методів розв'язку прикладних задач по забезпеченню умов надійності деталей машин. Представлено практичні рекомендації до розрахунку ланцюгових приводів, скорочує терміни впровадження конструкторських рішень при їх проектуванні.

Результати дослідження. Пропонується методологічний підхід до розрахунку ланцюгів на зносостійкість та втомленісну довговічність в детермінованій та ймовірнісній постановках.

Визначальним фактором розвитку технологічного обладнання є підвищення ефективності його роботи та якості продукції передусім за рахунок удосконалення та підвищення надійності складових механізмів машин. Зокрема це стосується механізмів, де використовується ланцюгова передача. Напрацювання в сучасній теорії та практиці проектування ланцюгових передач достатньо представлені в [1]...[3] та інших, але вони переважно полягають в визначенні основних конструктивних, кінематичних та силових параметрів ланцюгової передачі. Так, перевірку ланцюга на міцність виконують за коефіцієнтом запасу міцності [3]:

$$n = \frac{10^3 F}{(K_d F_t + F_u + F_f)}$$

де $F_u = qV^2$ – навантаження від дії доцентрової сили; $F_f = 9,81k_f qa$ – попередній натяг ланцюга від провисання веденої вітки передачі; k_f – коефіцієнт провисання (для передач, які нахилені до 40° до горизонту $k_f = 3$). Пересвідчуємося у виконанні умови міцності ланцюга $n \geq [n]$, де $[n]$ – мінімальний коефіцієнт запасу міцності ланцюга (вибираємо за [3]). При незначному перевищенні n мінімального коефіцієнту запасу міцності $[n]$ доцільно перевірити ланцюг на втомленість за еквівалентним навантаженням $F_{екв} = \kappa_{екв} F_t$, де $\kappa_{екв}$ – коефіцієнт інтенсивності середньо нормального режиму навантаження. Допустимий тиск у шарнірах ланцюга, що гарантує міцність пластин ланцюга за критерієм втомленості визначають за формулою:

$$[p]_{ст} = 270 \frac{\kappa_z \kappa_h}{\kappa_\sigma \kappa_p}, \text{ в МПа,}$$

де $\kappa_z' = 1\sqrt{z_1}$; $\kappa_h = 4\sqrt{\frac{h}{15000}}$; $k_p = 24\sqrt{\frac{t}{25,5}}$; $\kappa_\omega = 10^9\sqrt{\omega_1}$ – коефіцієнти, що враховують вплив числа зубців зірочки z_1 , терміну служби ($h = 1,5 \cdot 10^4$ год. – строк служби ланцюгової передачі), кроку ланцюга t та кутової швидкості ω_1 ведучої зірочки.

Розрахунковий тиск у шарнірах за умовою втомленісної міцності пластин[4]:

$$p_{\text{вм}} = \frac{F_{\text{екв}} \kappa_\omega}{A \kappa_m}, \text{ в МПа,}$$

де κ_m – коефіцієнт, що враховує кількість рядів ланцюга.

Втомленісна міцність пластин ланцюга забезпечується, якщо $p_{\text{вм}} < [p]_{\text{вм}}$.

У випадках наближених значень допустимого $[p]_{\text{вм}}$ та розрахункового $p_{\text{вм}}$ тиску в шарнірах (наприклад, при виборі ланцюга з меншим кроком t для зменшення його маси та покращення динамічних властивостей передачі) доцільно виконувати перевірений розрахунок ймовірності неруйнування ланцюга за критерієм втомленісної міцності пластин [4] по середньому його ресурсу:

$$T_{p.\text{сеп}} = \frac{wtN_{\text{екв}}}{3,6 \cdot 10^6 V},$$

де $N_{\text{екв}}$ – еквівалентне число циклів навантаження, яке визначають за номограмою

$$N_{\text{екв}} = f(\kappa_{pH}) \text{ в залежності від коефіцієнта } \kappa_{pH} [4]: \kappa_{pH} = \frac{F_t n_{\text{вм}} \kappa_{\omega\delta}}{F},$$

де $n_{\text{вм}}$ – умовний запас міцності за критерієм втомленості; $\kappa_{\omega\delta}$ – коефіцієнт, що враховує зниження міцності ланцюга внаслідок циклічної дії навантаження.

За розрахованим коефіцієнтом $\kappa_{\gamma_j} = \frac{T_{p.\text{сеп}}}{T_{p.\gamma_j}}$, де $T_{p.\gamma_j}$ – гама-відсотковий ресурс

(встановлюють на стадії технічного проекту привода з ланцюговою передачею) та номограмою ймовірності неруйнування $\gamma_j = f(\kappa_{\gamma_j})$, обчислюють ймовірність неруйнування γ_j та перевіряють умову

$$\gamma_j = 100P(T_{p.\gamma_j}) \geq [\gamma_j],$$

де $[\gamma_j]$ – гарантована ймовірність неруйнування, яку встановлюють на стадії технічного проекту.

Висновки. Використання розрахунків розширюють можливості конструктора, а саме: дозволяють при проектуванні аналізувати та приймати обґрунтовані рішення, передусім за умовами міцності та надійності, оцінити заходи при виборі приводних роликів ланцюгів.

Ключові слова: проектування, розрахунок, ланцюгова передача, міцність, надійність.

ЛІТЕРАТУРА

1. В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин [Текст] / В.Т. Павлице. – К.: Афіша, 2003 – с. 560.
2. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин [Текст] / А.Е. Шейнблит. – М.: Высш. шк., 1991. – 432 с.
3. Курмаз Л.В. Детали машин. Проектирование [Текст] / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – М.: Высшая школа, 2004. – 309 с.
4. Канарчук В.Є. Надійність машин [Текст] / В.Є. Канарчук, С.К. Полянский, М.М. Дмитрієв. – К.: Либідь, 2003. – 424 с.