



УДК 621.8:539.4

ПЕРЕВІРНИЙ РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНОЇ ГВИНТОВОЇ ПРУЖИНИ НА ВТОМЛЕНІСНУ МІЦНІСТЬ ТА НАДІЙНІСТЬ

Студ. гр. БМБ-15, П. А. Капітула
Науковий керівник, доц., Л. М. Березін
Київський національний університет технологій та дизайну

Мета і завдання. Метою наукового дослідження є аналіз та узагальнення існуючих розрахунків на втомленісну міцність гвинтових циліндричних пружин та доповнення їх перевіркою на втомленісну довговічність.

Завдання - огляд та систематизація розрахунків на міцність за критерієм втомленості деталей загального машинобудування.

Об'єкт дослідження. Гвинтові циліндричні пружини.

Методи та засоби дослідження. Використано положення нормативно-технічних документів щодо класифікації та характеристик пружин, напрацювання з опору матеріалів, математичної статистики та теорії ймовірностей.

Наукова новизна та практичне значення отриманих результатів. Полягає в розробці комплексного підходу до дослідження міцності та надійності втомленісної міцності пружин на основі розрахунків, які регламентовані керівними документами та існуючими розробками. Результати статті сприяють підвищенню точності прийнятих конструкторських рішень.

Результати дослідження. Розробка перевірного розрахунку гвинтових пружин на втомленісну міцність та обґрунтованого вибору їх раціональних параметрів.

Оскільки гвинтові циліндричні пружини мають тривале змінне навантаження, вважаємо за доцільне додатково розраховувати їх на втомленісну міцність. Пружини відносяться до силових деталей, при розрахунку яких на втомленісну міцність, характерним є випадковість навантажень і характеристик міцності матеріалів, а також необхідність забезпечення малих, але достатніх запасів міцності.

Оскільки пружини запобіжної муфти працюють в умовах асиметричного навантаження тільки при стиску, запас втомленісної міцності обчислюємо за формулою:

$$n = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a}{\varepsilon_\tau} + \psi_\tau \tau_m}, \quad (1)$$

де τ_{-1} - границя втомленості матеріалу при симетричному циклі навантаження (з [1] для сталі 50ХФА пружини маємо $\tau_{-1}=480$ МПа); ε_τ - масштабний коефіцієнт, що враховує вплив розмірів поперечного перерізу прутка пружини (для пружин з діаметром прутка до 10 мм приймають $\varepsilon_\tau=1$); коефіцієнт

$$\psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_o}{\tau_o} = \frac{2 \cdot 480 - 720}{720} = 0,33,$$

де τ_o - границя втомленості матеріалу при пульсуючому навантаженні (з [1] для сталі 50ХФА маємо $\tau_o=720$ МПа).

Попередньо визначаємо максимальні дотичні напруження в перерізі пружини за формулою:

$$\tau_{max} = k \frac{8F_{max}D}{\pi d^3}, \quad (2)$$

де k - коефіцієнт кривизни витків пружини, в якому враховуються додаткові



напруження від дії поперечної сили та концентрації напружень (для пружин з прутка круглого перерізу при індексі $C = \frac{D}{d} \geq 4$ маємо:

$$k = \frac{4C-1}{4C+1} + \frac{0,615}{C} = \frac{4 \cdot 7 - 1}{4 \cdot 7 + 1} + \frac{0,615}{7} = 0,931 + 0,088 = 1,02. \quad (3)$$

При підстановці даних в (2) отримаємо $\tau_{max} = 509,4$ МПа. Аналогічно при $F_{min} = 0,2F_{max} = 0,2 \cdot 112 = 22,4$ Н отримуємо $\tau_{min} = 101,9$ МПа.

Визначаємо середнє τ_m та τ_a амплітудне значення напружень циклу в пружині:

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{509,4 + 101,9}{2} = 305,7 \text{ МПа}; \quad (4)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{509,4 - 101,9}{2} = 203,8 \text{ МПа}. \quad (5)$$

При підстановці в (1) отримаємо коефіцієнт запасу за втомленісною міцністю:

$$n = \frac{480}{203,8 + 0,33 \cdot 305,7} = 1,58.$$

Оскільки в таблицях [1] задано осереднені значення характеристик втомленості матеріалів, то необхідно розрахунок вести за вимогами з дещо підвищеним запасом міцності $[n] = 1,4 \dots 2,2$. Враховуючи, що розрахунковий коефіцієнт запасу міцності лежить в межах допустимого та степінь відповідальності пружини, вважаємо за доцільне виконати додаткову перевірку на можливість відмови пружини за критерієм втомленісної міцності

При раніше обчислених напруженнях в поперечному перерізі витків пружини встановлюємо режим циклічної роботи пружини, тобто визначаємо коефіцієнт асиметрії циклу:

$$r = \frac{\tau_{min}}{\tau_{max}} = \frac{101,9}{509,4} = 0,2. \quad (6)$$

Коефіцієнт зменшення умовно допустимого напруження визначаємо за формулою:

$$K = \frac{\tau_{max}}{0,75\tau_{ум}} = \frac{509,4}{0,75 \cdot 900} = 0,755, \quad (7)$$

де $\tau_{ум}$ - умовно допустиме напруження (вибираємо за таблицею [2] в залежності від марки сталі, діаметру прутка та класу пружин).

Використовуючи графік $K = f(T_{p.cер})$ при різних режимах циклічності роботи пружини, за обчисленими значеннями r та K визначаємо середній ресурс пружини в циклах роботи до втомленісного руйнування: $T_{p.cер} = 0,5 \cdot 10^6$ циклів.

Далі обчислюємо відносний коефіцієнт реального та заплановано ресурсів:

$$K_\gamma = \frac{T_{p.cер}}{T_{p\gamma}} = \frac{0,5 \cdot 10^6}{10^5} = 5, \quad (8)$$

де $T_{p\gamma}$ - гамма-відсотковий ресурс пружини в циклах навантаження, який задається на стадії технічного проектування.

За значеннями коефіцієнтів K_γ та ν , використовуючи номограму для закону розподілу Вейбулла [2], встановлюємо ймовірність безвідмовної роботи пружини: $\gamma \approx 95\%$, тобто $100P_i(T_{p\gamma} = 10^5 \text{ циклів}) \geq 95\%$.

Література

1. Трошенко В.Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов: Справочник. Ч.1, 2 / В.Т. Трошенко, Л.А. Сосновский. – К.: Наукова думка, 1987. – 1315 с.
2. Канарчук В.Є. Надійність машин / В.Є. Канарчук, С.К. Полянський, М.М. Дмитрієв. – К.: Либідь, 2003. – 424 с.