

Підсекція «Прикладна механіка та машини»

УДК 677.055.621

ДО РОЗРАХУНКУ ПОДАТЛИВОЇ ГРАНІ КЛИНУ ЗА УМОВОЮ ЖОРСТКОСТІ ТА ДОВГОВІЧНОСТІ

Студ. В.О.Глемязь, гр. МгЗМ-15
Наук. керівник доц. Л.М. Березін
Київський національний університет технологій та дизайну

Для панчішних автоматів визначальною є надійність в'язальних механізмів, яка характеризується, передусім, втомленим руйнуванням в'язальних голок та селекторів. Перспективним напрямком підвищення довговічності цих стержньових елементів є удосконалення конструкцій клину з використанням податливої грані клину (ПРГ). Метою роботи є розв'язок прикладної задачі по забезпеченню на стадії проектування заданого рівня прогину, довговічності та надійності ПРГ за критеріями жорсткості та втомленої міцності.

Розглядаємо конструкцію клину з ПРГ, яка утворена пазом, що розміщений вздовж робочої поверхні. Розрахункову схему клину з ПРГ представляли балкою з жорсткими защемленнями. Для плоскої системи паралельних сил, яка є двічі статично невизначеною, класичним підходом отримали залежності для прогину балки

$$\delta = -\frac{2}{3} \frac{F}{EJ_z} \frac{x^2(l-x)^3}{(3(l-x)+x)^2} \quad (1)$$

та згинаючого моменту в небезпечному перерізі

$$M = F \cdot x \frac{(l-x)^2}{l^2} \quad (2)$$

при умові $x < (l-x)$, де x - відстань від лівого защемлення до точки прикладання сили F до балки; E - модуль пружності матеріалу клину; $J_z = bh^3/12$ - осьовий момент інерції перерізу балки з висотою h та шириною b сталого поперечного перерізу; l - робоча довжина балки.

Для перешкодження порушення процесу утворення петель за відносним відхиленням їх довжини необхідно, щоб прогин ПРГ клину в точці удару задовольняв умові $[\delta_y] \leq 0,2$ мм. Тому проектний розрахунок геометричних параметрів ПРГ виконували за умовою пружності $\delta(x, b, h) \leq [\delta_y]$, використовуючи залежність (1). При $x = 0,25l$ та вибраній ширині b балки,

$$h \geq 0,439 \sqrt[3]{\frac{F}{Eb[\delta_y]}} l \quad (3)$$

маємо обмеження її по висоті

Перевірний розрахунок виконували за обмеженою, попередньо заданою довговічністю N в циклах навантажень до її втомленого руйнування. Використовували співвідношення між розрахунковим напруженням $\sigma_a = M/W_z$ в небезпечному перерізі та граничним напруженням деталі за критерієм втомленої міцності σ_{-1DN} при заданому числі циклів навантажень N , перевищення якого викликає руйнування.

Граничну амплітуду напружень σ_{-1DN} в ПРГ визначали з рівняння кривої втомленості деталі: $\sigma_{-1DN} = \sigma_{-1D} \sqrt[m]{N_G/N}$, де σ_{-1D} - границя втомленості ПРГ на згин при симетричному циклі навантаження; N_G - абсциса точки перегину кривої втомленості; m - параметр, який характеризує нахил ділянки кривої втомленості ПРГ.

Ймовірність безвідмовної роботи P визначали як ймовірність того, що розрахункове напруження σ_a не перевищує граничне σ_{-1DN} , тобто $\text{Вер}(\sigma_a < \sigma_{-1DN})$. Числове значення P встановлюють за таблицею нормального розподілу в залежності від квантилю.

Запропоновані теоретичні залежності дозволяють розширити можливості математичного обґрунтування при виборі раціонального конструкторського рішення при проектуванні клинів з ПРГ та аналізувати їх ефективність за силою ударної взаємодії.