

УДК 677.055.548

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЗАДАНИХ ПАРАМЕТРІВ МІЦНОСТІ ТА ЖОРСТКОСТІ КЛИНІВ З ПОДАТЛИВОЮ РОБОЧОЮ ГРАННЮ

Глемязь В. О., Березін Л. М.

Київський національний університет технологій та дизайну

В статті представлено методологічний підхід до проектування клинів з податливими робочими гранями за конструктивними вимогами в'язальної системи, заданими параметрами жорсткості, міцності або довговічності, виходячи з мінімізації ударного навантаження в системі клин – п'ятка стержневого елемента. Обґрунтовуються передумови при виборі розрахунків на міцність та довговічність в детермінованій та ймовірнісній постановках. Результати роботи доцільно використовувати як складову узагальнених положень в розрахунках довговічності стосовно деталей, які мають переважно втомлені руйнування та є критеріальними за розмірами.

Ключові слова: проектний розрахунок, клин, податлива грань, жорсткість, міцність, втомленість, довговічність

Враховуючи огляд робіт за тематикою, який широко представлений в [1], визначальними напрямками проектування в'язальних механізмів є зміна конструкцій стержневих елементів (СЕ), наприклад, голок або відбірних селекторів та клинів з метою зменшення ударного навантаження в зоні їх контакту. До перспективних удосконалень стосовно СЕ відносять технічні рішення по зміні жорсткості п'ятки (використовують потоншення в зоні п'ятки, п'ятки – вставки, розрізні п'ятки, вибірки в зоні п'ятки тощо) та конфігурації стержня (трикутні або іншої форми вирізи, наскрізні пази тощо), що призводить до підвищення скручування та податливості стержня. Іншим ефективним шляхом зменшення динамічних навантажень є удосконалення клинів. Розрізняють два підходи: а) профілювання робочих поверхонь клинів за поліномами, які виключають ударну взаємодію голки з клином; б) заміна жорсткої робочої поверхні клинів пружною, оскільки ефективність роботи клинів залежить від жорсткості робочої поверхні включно в зоні її ударної взаємодії з п'ятками СЕ. Основи конструювання клинів з пружними поверхнями, які створюють закритими або відкритими наскрізними пазами, що паралельні робочій поверхні, пружними сталевими пластинами з упором та без обмеження прогину, відігнутими пластинами з пазом, шарнірно встановленою в корпус робочою поверхнею тощо, наведені в роботах [1, 2]. Однак слід зазначити, що переважна більшість існуючої інформації має конструкторську спрямованість, а розрахунки клинів з податливою робочою гранню на

© Київський національний університет технологій та дизайну, 2016

жорсткість, міцність та довговічність в технічній літературі майже не відображені.

Постановка завдання

Об'єктом досліджень обрано клини з податливою робочою гранню та методологічний підхід до їх проектування за конструктивними вимогами, параметрами жорсткості, міцності та довговічності, виходячи з мінімізації ударного навантаження в системі клин – п'ятка СЕ. Складність обчислення геометричних параметрів податливої грані клину передусім пов'язана із сукупністю суперечливих цільових настанов, оскільки зменшення розмірів поперечного перерізу грані призводить до зниження жорсткості в парі та відповідно ударного навантаження, але негативно впливає на напруження в її небезпечному перерізі та відповідно на довговічність грані. Метою роботи є систематизація та узагальнення прикладної задачі забезпечення заданих параметрів жорсткості та довговічності стосовно клинів з податливою робочою гранню при відповідності до геометричних обмежень конструкції клинів.

Результати досліджень

Розглядаємо традиційну конструкцію клину з закритим наскрізним пазом, який розташований паралельно робочій поверхні. Для спрощення розрахунку нехтуємо одночасним контактом пружної поверхні клина з групою п'яток СЕ, які усталено рухаються вздовж поверхні, враховуючи малість впливу їх розподіленого навантаження. Таким чином, в розрахунках на жорсткість та міцність враховуємо тільки силу F ударної взаємодії одного з СЕ з клином, що дозволяє прийняти розрахункову схему, де податливою гранню клина є балка довжиною l з двічі защемленими кінцями (див. рисунок).

Представлена плоска система паралельних сил є двічі статично невизначеною: має невідомі реакцію та реактивний момент на кожному з кінців балки. Для розкриття статичної невизначеності використовуємо класичні підходи з опору матеріалів [3] і отримуємо залежності прогину $\delta(x)$, що характеризують жорсткість балки на згин, та згинаючого моменту $M_z(x)$ в небезпечному перерізі, що впливає на міцність, в залежності від геометричних параметрів балки та точки прикладання сили F :

$$\delta = -\frac{2(l-x)^3 x^2}{3(3(l-x)+x)^2} \frac{F}{EI_z} \quad \text{при } x < (l-x); \quad (1)$$

$$\delta = -\frac{2(l-x)^2 x^3}{3(3x+(l-x))^2} \frac{F}{EI_z} \quad \text{при } x > (l-x); \quad (2)$$

$$M_z = F \frac{x}{l^2} (l-x)^2, \quad (3)$$

де F – ударне навантаження робочої поверхні клину від дії п'ятки СЕ;

x – відстань, що характеризує місце прикладання сили F до балки (відлік від лівого защемлення);

l – довжина балки;

$I_z = \frac{a \cdot h^3}{12}$ – осьовий момент інерції площі поперечного перерізу робочої грані з

висотою h та шириною a ;

E – модуль пружності матеріалу грані.

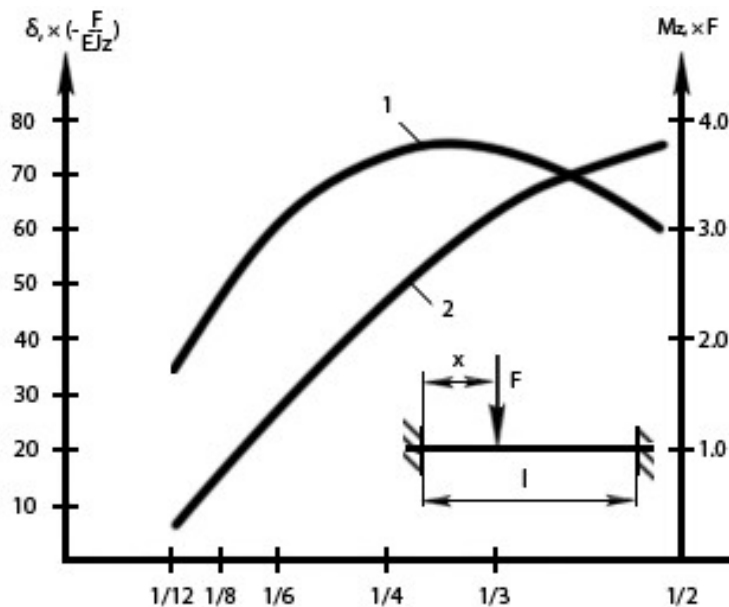


Рисунок. Розрахункова схема та графіки зміни прогину балки $\delta(x)$ та згинаючого моменту $M_z(x)$ в залежності від точки прикладання сили F , положення якої визначається відношенням x/l

Оскільки за розміщенням точки удару п'ятки СЕ з поверхнею клину маємо $x < (l-x)$, то в розрахунках прогину $\delta(x)$ використовуємо формулу (1). Екстремальне значення згинаючого моменту M_z , при якому в розрахунках міцності обчислюють напруження в небезпечному перерізі, визначаємо за умовою $M_z' = \frac{d}{dx} (F \frac{x}{l^2} (l-x)^2) = 0$.

При розв'язку $x = \frac{1}{3}l$ цього рівняння маємо універсальну залежність екстремуму від навантаження та довжини балки виду:

$$M_z^{max} = \frac{4}{27} F \cdot l. \quad (4)$$

Залежність F від конструктивних особливостей системи п'ятка СЕ – клин – паз циліндру та швидкісного режиму, у відповідності до якої $F = f(V_x, \alpha, m, c_{np}, F_o, K_c)$, доцільно визначати за формулами:

- при детермінованому розрахунку

$$F = V_x \cdot \operatorname{tg} \alpha \sqrt{\frac{m \cdot C_{np}}{1 + K_c}} + \frac{1}{1 + K_c} (F_o + 2h \cdot V_x - \operatorname{tg} \alpha \cdot m); \quad (5)$$

- в ймовірнісній постановці

$$F = 12,55 - 5,164V_x - 0,460\alpha + 4,984 \cdot 10^3 m + 20,829K_c + 1,49F_o - 1,142 \cdot 10^{-4} C_{np} + 4,395 \cdot 10^{-3} \alpha^2 + 53,288K_c^2 + \\ + 0,055F_o^2 + 0,182V_x \cdot \alpha + 6,892 \cdot 10^{-5} V_x \cdot C_{np} + 2,521 \cdot 10^{-6} \alpha \cdot C_{np} - 2,119K_c \cdot F_o, \quad (6)$$

де α – кут нахилу робочої поверхні клину до горизонталі;

V_x – горизонтальна складова швидкості п'ятки СЕ, яка дорівнює коловій швидкості точок на поверхні голкового циліндру з діаметром D при частоті його обертання n ;

m , C_{np} – маса та приведена жорсткість СЕ при боковій взаємодії з клином (в розрахунках доцільно приведену масу m_{np} прирівнювати до маси СЕ, а C_{np} обчислювати за частотними характеристиками осцилограми ударної взаємодії);

K_c – коефіцієнт, який враховує додаткову деформацію згину стержня в момент удару;

F_o – сила опору руху СЕ в пазу циліндру, яка створюється штучно для запобігання довільного її опускання в пазу циліндра під дією ваги;

$h = b/2m$ – коефіцієнт демпфірування.

Отримана поліноміальна модель (6) дозволяє визначати ударні навантаження в системі клин – СЕ – паз циліндру при будь-яких значеннях факторів в зазначених умовах, встановлювати ступінь впливу різних факторів на величину навантаження, а також розглядати навантаження як функцію випадкового аргументу – сили опору F_o руху СЕ в пазу циліндру, тобто використовувати її в ймовірнісних розрахунках.

Аналіз графічних залежностей прогинів балки $\delta(x)$ та згинаючих моментів $M_z(x)$, які зображені на рисунку та побудовані за формулами (1) та (3), дозволяє зробити висновок про раціональне значення відстані x місця навантаження балки, що знаходиться в межах 0.23...0.25 від довжини балки l .

Технологічна умова відсутності строкатості виробу через відносне відхилення довжин петель ряду пов'язана з обмеженням максимального прогину податливої грані, що за [4] становить $[\delta] \leq 0,2$ мм. Тому проектний розрахунок геометрії податливої грані клину виконуємо за умовою жорсткості $|\delta(x, a, h)| \leq [\delta]$, що після підстановки (1) та перетворень, наприклад, при $x = 0,25l$ приймає вид:

$$\left| 0,169 \frac{F}{E \cdot a} \left(\frac{l}{h} \right)^3 \right| \leq 1. \quad (7)$$

Попередній перевірений розрахунок податливої грані виконуємо за умовою міцності в традиційній (детермінованій) постановці при фіксованих значеннях навантажень та характеристиках міцності СЕ виду:

$$\sigma_{max} = \frac{M_z}{W} \leq [\sigma], \quad (8)$$

де $W = \frac{ah^2}{6}$ – осьовий момент опору поперечного перерізу при обчислених за умовою

(7) значень ширини a та висоти h ;

$M_z = 0,141F \cdot l$ – згинаючий момент в небезпечному перерізі у відповідності до формули (3) при $x = 0,25l$;

$[\sigma] = \sigma_{sp} / [n]$ – допустиме напруження, яке визначають за граничним напруженням σ_{sp} для вибраного матеріалу та нормованим коефіцієнтом запасу міцності $[n]$.

В розрахунках податливої грані клину з пластичних дрібнозернистих сталей на статичну міцність приймають $\sigma_{sp} = \sigma_T$, де σ_T – границя текучості матеріалу, в розрахунках на втомленість $\sigma_{\dot{a}\delta} = \sigma_{-1}$, де σ_{-1} – границя втомленості матеріалу.

Більший запас міцності підвищує надійність деталі, але надлишковий призводить до збільшення її габаритів і відповідно маси, тобто правильний вибір $[n]$ – важливий етап в розрахунках на міцність. Значення $[n]$ встановлюється за результатами розрахунків, узагальнення досвіду експлуатації прототипів або вибирається за рекомендованими нормами міцності [5]. Така оцінка міцності зручна на практиці, проте не відображає умови навантаження (статичні чи динамічні, співвідношення діючих і граничних напружень та число циклів навантаження), геометрію і технологію виготовлення деталі тощо. Зміна будь-якого фактору впливу кожного разу примушує уточнювати значення коефіцієнту запасу, що унеможливорює його застосування як нормативної характеристики. Іноді рекомендують метод диференційованого

визначення $[n]$ у вигляді добутку ряду коефіцієнтів, кожний з яких враховує окремий фактор і також задається в певних межах.

Актуальність та складність перевірного розрахунку особливо посилюється у випадку, коли розміри податливої грані в небезпечному перерізі обмежені. Тоді розрахунок рекомендується виконувати за заданою втомленою довговічністю [6], використовуючи рівняння кривої втоми деталі для отримання значень обмеженої довговічності в циклах навантажень виду:

$$N = N_G \left(\frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{-1DN}} \right)^m, \quad (9)$$

де N – задане число циклів навантаження пружної грані клину до її втомленого руйнування, яке пов'язано з втомленою довговічністю, під якою розуміємо ресурс T_p як сумарний час в годинах безвідмовної роботи до втомленого руйнування;

N_G – абсциса точки перегину кривої втоми пружної грані;

σ_{-1D} – границя втоми елементу пружної грані на згин при симетричному циклі навантаження;

σ_{-1DN} – гранична амплітуда напружень в пружній грані при симетричному циклі навантаження, яка відповідає числу циклів навантаження N ;

m – параметр, який характеризує нахил ділянки кривої втоми пружної грані. Значення показника m наближено вибирають за кореляційною формулою виду [6]:

$$m = C / K, \quad (10)$$

де $C = 5 + \sigma_B / 80$ – коефіцієнт в залежності від границі міцності матеріалу клину σ_B ;
 K – сумарний коефіцієнт, який враховує вплив конструктивних, технологічних і експлуатаційних факторів на опір втомленості деталі (в [6] рекомендовано вибирати $K = 2,4$).

Границя втоми деталей натурних розмірів σ_{-1D} звичайно в 2...6 раз менше границі втоми матеріалу σ_{-1} і визначається за типовою методикою експериментально або аналітично для деталей загального машинобудування. Аналізуючи каталоги сучасного трикотажного обладнання, для виготовлення клинів використовують сталі Сталь інструментальна штампована Х12Ф1 (для прокату смуг ГОСТ 4405-75) або її замітники Х6ВФ, Х6В3ФМ, Сталь конструкційна підшипникова ШХ15 ГОСТ 801-78, для яких значення σ_{-1} вибирають за таблицями довідників, наприклад [7].

Питання обчислення σ_{-1DN} не входить в рамки дослідження, оскільки є стандартизованим та детально розглянуті на прикладі СЕ [8].

Якщо для пружної грані клину неможливо забезпечити достатній запас міцності, то остаточний перевірений розрахунок необхідно виконувати в ймовірнісній постановці [9]. При такому підході розрахункове напруження σ_a та σ_{-1D} розглядають як незалежні випадкові величини, що розподілені за нормальним законом. Тоді ймовірність безвідмовної роботи P за критерієм втомленої міцності визначаємо як ймовірність того, що розрахункові напруження σ_a не перевищують граничні σ_{-1DN} . Числове значення P встановлюємо за таблицею нормального розподілу в залежності від квантилю:

$$u_P = -\frac{\bar{\sigma}_{-1DN} - \bar{\sigma}_a}{\sqrt{S_{-1D}^2 + S_a^2}} = -\frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 v_{-1D}^2 + v_a^2}}, \quad (11)$$

де $\bar{\sigma}_a$ і $\bar{\sigma}_{-1D}$ – середні значення розрахункового та граничного напружень в небезпечному перерізі податливої грані;

S_a і S_{-1D} ; v_a і v_{-1D} – їх середні квадратичні відхилення та коефіцієнти варіації відповідно;

$\bar{n} = \bar{\sigma}_{-1DN} / \bar{\sigma}_a$ – коефіцієнт запасу міцності за середніми нормальними напруженнями.

Особливості їх визначення представлені в [9].

Висновки

1. Оскільки саме при проектуванні деталей закладається їх міцність, вважаємо перспективним попереднє прийняття конструктивних або технологічних рішень на основі розрахункових рекомендацій на стадії проектування.

2. Представлено комплексний методологічний підхід до проектування клинів з пружними гранями за конструктивними вимогами, параметрами жорсткості, міцності або довговічності, виходячи з мінімізації ударного навантаження в системі клин – п'ятка стержньового елемента.

3. Запропонована математична підтримка прийняття конструкторських рішень стосовно клинів з податливою гранню включно з елементами параметричного синтезу системи сприяє суттєвому скороченню термінів та підвищенню якості проектування в'язальних механізмів трикотажних машин.

4. Вважаємо доцільним використання представлених матеріалів для створення

банку даних та керівних документів єдиної інформаційної системи про надійність, узагальненої методики розрахунків довговічності стосовно деталей, які мають переважно втомлені руйнування та є критеріальними за розмірами.

ЛІТЕРАТУРА

1. Піпа Б. Ф. Удосконалення робочих органів механізмів в'язання круглов'язальних машин: монографія / Б. Ф. Піпа, С. А. Плешко. – К. : КНУТД, 2012. – 471 с.
2. Повышение надежности трикотажного оборудования / Б. Ф. Пипа, В. П. Волощенко, С. Т. Шипуков, В. А. Орлов. – К. : Техніка, 1983. – 111с.
3. Кочетов В. Т. Сопротивление материалов / В. Т. Кочетов, М. В. Кочетов, А. Д. Павленко. – СПб. : БХВ-Петербург, 2004. – 544 с.
4. Гарбарук В. Н. Проектирование трикотажных машин / В. Н. Гарбарук – Л. : Машиностроение, 1980. – 472с.
5. Биргер И. А. Расчет на прочность деталей машин / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1979. – 702 с.
6. Когаев В. П. Расчеты деталей маши и конструкций на прочность и долговечность: Справочник / В.П. Когаев, Н. А. Махутов, А. П. Гусенков. – М. : Машиностроение, 1985. – 224 с.
7. Трощенко В. Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов: Справочник / В. Т. Трощенко, Л. А. Сосновский. – К. : Наук. Думка, 1987. – 1315с.
8. Березін Л. М. Оцінка довговічності та надійності в'язальних механізмів панчішно-шкарпеткових автоматів: монографія / Л.М.Березін. – К. : КНУТД, 2013. – 191 с.
9. Решетов Д. Н. Надежность машин / Д. Н. Решетов, А. С. Иванов, В. З. Фадеев. – М. : Высш. шк., 1988. – 238 с.

Обеспечение заданных параметров прочности и жесткости клиньев с податливой гранью

Глемязь В. А., Березин Л. Н.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

В статье представлен методологический подход к проектированию клиньев с податливыми гранями за конструктивными требованиями вязальной системы, заданными параметрами жесткости, прочности или долговечности, исходя с минимизации ударной нагрузки в системе клин – пятка стержневого элемента. Обосновывается выбор расчетов на прочность и долговечность в детерминированной и вероятностной постановках. Результаты работы целесообразно использовать как составляющую обобщенных положений в расчетах долговечности касательно деталей, которые имеют преимущественно усталостные разрушения. и есть критериальными по размерам.

Ключевые слова: проектный расчет, клин, податливая грань, жесткость, прочность, усталость, долговечность

Provision of the design parameters of the strength and rigidity of the cams with flexible plate

Glemyaz V., Berezin L.

Kiev National University of Technologies & Design

The article presents methodological approach when designing the cams with flexible plate based the design requirements of the knitting system, of parameters of the strength, the rigidity or the longevity, considering of minimizing of impact load in the system a wedge - heel of shaft element. Are offered a selection for calculations on the strength and the longevity of the details in a deterministic and probabilistic staging. The results appropriate to use as a component in the calculation of the generalized provisions concerning the longevity of details, which are predominantly fatigue fracture and is criterial for size. The results appropriate to use as a component of the generalized provisions with regard for the calculations the longevity of details, which have predominantly of fatigue destruction and is criterial for size.

Keywords: design calculation, cam, flexibility plate, rigidity, strength, fatigue, longevity