

УДК 677.055.5

РОЗРАХУНОК ПРУЖНОЇ ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ НА ВТОМЛЕНІСНУ МІЦНІСТЬ ТА НАДІЙНІСТЬ

Березін Л. М., Рубанка М. М.

Київський національний університет технологій та дизайну

Мета. Аналіз та узагальнення існуючих розрахунків на втомленісну міцність гвинтових циліндричних пружин та доповнення їх перевіркою на втомленісну довговічність в ймовірнісній постановці стосовно запобіжних пружних муфт.

Методика. Використано положення нормативно-технічних документів щодо класифікації та характеристик пружин, метод систематизації практичного досвіду з розрахунків на міцність та надійність, напрацювання з опору матеріалів, математичної статистики та теорії ймовірностей.

Результати. Подальший розвиток прикладної задачі по забезпеченню заданого рівня міцності та надійності запобіжних муфт на основі перевірних розрахунків та обґрунтованого вибору раціональних параметрів компонентів муфт.

Наукова новизна. Вперше представлено комплексний підхід до дослідження міцності та надійності запобіжних муфт за критерієм втомленісної міцності пружин на основі розрахунків, які регламентовані керівними документами та запропонованими розробками.

Практична цінність. Представлені практичні рекомендації, які дозволяють на стадії проектування запобіжних пружних муфт роторних дробарок приймати прогресивні конструкторські рішення та аналізувати ефективність цих змін за умовою забезпечення заданої довговічності пружин. Результати статті сприяють підвищенню точності прийнятих конструкторських рішень без використання довготривалих та витратних натурних експериментів.

Ключові слова: розрахунок, пружна запобіжна муфта, гвинтова циліндрична пружина, втомленісна міцність, довговічність

На основі аналізу особливостей роботи роторних ножових дробарок для подрібнення відходів матеріалів легкої промисловості встановлена доцільність використання в приводі дробарок пружних запобіжних муфт [1]. Запропоновано нову конструкцію пружної запобіжної муфти [2], яка здатна суттєво підвищити експлуатаційну надійність дробарки та якість подрібнення відходів за рахунок зміни жорсткості муфти в залежності від режиму роботи дробарки, що також розширює її експлуатаційні можливості. Представлено інженерний метод вибору раціональних параметрів нової конструкції пружної запобіжної муфти привода роторної ножової дробарки, проте відсутня детальна проробка конструкції на міцність та надійність.

Постановка завдання

Привод роторної дробарки має пружну муфту з гвинтовими циліндричними пружинами розтягу, комплект яких визначає жорсткість пружної муфти [2]. Необхідна жорсткість пружного зв'язку повинна забезпечувати задану зміну кута повороту ротора ножової дробарки з початкового положення в кінцеве, де відбувається деформація та руйнування матеріалу.

Враховуючи вихідні дані на проектування пружної муфти (максимальне навантаження $F_{max}=112$ Н), за результатами типового розрахунку [3] та вибору за нормативними документами [4] рекомендовано використовувати комплект з трьома пружинами № 366, які мають зовнішній діаметр $D=14$ мм та діаметр прутка пружин $d=2$ мм. Матеріал пружин – хромованадієва сталь 50ХФА, яку використовують для виготовлення пружин класу I, що забезпечує їх довговічність не менше $5 \cdot 10^6$ циклів навантаження при початковій затязці $F_{min} \geq 0,2F_{max}$. Оскільки гвинтові циліндричні пружини мають тривале змінне навантаження, вважаємо за доцільне додатково розраховувати їх на втомленісну міцність, що підтверджується домінуванням втомленісних руйнувань пружин за результатами експлуатаційних спостережень.

Метою роботи є аналіз та узагальнення існуючих розрахунків на втомленісну міцність гвинтових циліндричних пружин та доповнення їх перевіркою на втомленісну довговічність в ймовірнісній постановці стосовно запобіжних пружних муфт.

Результати досліджень

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 [3]:

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

де τ_{-1} – границя втомленості матеріалу при симетричному циклі навантаження (з [5] для сталі 50ХФА 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 $\varepsilon_\tau=1$);

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

де τ_o – границя втомленості матеріалу при пульсуючому навантаженні (з [5] 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) маємо $\tau_{max}=509,4$ 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:

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

Звичайно допустимим є $[n]=1,2 \dots 2,2$, але оскільки в таблицях [5] задано осереднені значення характеристик втомленості матеріалів, то необхідно розрахунок вести за вимогами з дещо підвищеним запасом міцності $[n]=1,8 \dots 2,2$. 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 в ймовірнісній

постановці. Рекомендується на попередньому етапі використовувати спрощений підхід [6] для оцінки ймовірності безвідмовної роботи циліндричної гвинтової пружини стискання з прутка круглого перерізу. Припущення в розрахунках полягають в виборі закону розподілу ресурсу пружин та загального коефіцієнту варіації ν , який враховує розсіяння ресурсу від випадкових відхилень границі втомленості пружини τ_{-1n} та амплітуд напружень в перерізі τ_{a_i} . Основним методом оцінки виду та параметрів розподілу ресурсу (довговічності) є збір та аналіз статистичних даних про наробіток до відмови виробів аналогічного класу та призначення, що є тривалим і трудомістким процесом. Тому перевагу при виборі закону, як правило, віддають досвіду проектувальника, який базується на узагальнені інформації про відмови в умовах експлуатації. Враховуючи, що для пружин характерно використання технологій середнього рівня виготовлення, середні навантаження, що змінюються в широких межах, а особливо втомленісні відмови, доцільним є вибір розподілу ресурсу за законом Вейбулла. Окрім того, закон Вейбула є універсальним, охоплює шляхом варіювання параметрів форми та масштабу широкий діапазон випадків зміни ймовірностей, включно з логарифмічно нормальним, експоненціальним та іншими законами. Коефіцієнт варіації вибираємо за таблицею [6] в залежності від умов виготовлення та навантаження: при спеціалізованому виробництві та наявності випадкових ударів, вібрацій та окремих пікових амплітуд маємо $\nu = 0,8$.

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 [6] 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 [6], встановлюємо ймовірність безвідмовної роботи пружини: $\gamma \approx 95\%$, тобто $100P_i(T_{p\gamma} = 10^5 \text{ циклів}) \geq 95\%$.

За структурно-логічною схемою надійності стосовно комплекту пружин муфти, всі пружини з'єднані між собою послідовно, тобто враховуючи наявність трьох рівно надійних пружин, на підставі теореми множення ймовірностей, ймовірність безвідмовної роботи пружної муфти за критерієм втомленісної міцності складових пружин становить

$$P_{\Sigma} = \prod_{i=1}^3 P_i = P_i^3 = 0,95^3 = 0,86,$$

що відповідає вимогам для механізмів та машин без особливих вимог за надійністю.

Запропоновані положення розрахунків пружин на втомленісну міцність та надійність можна також використовувати на етапі проектування при наперед заданому коефіцієнті запасу міцності або ймовірності безвідмовної роботи при заданому числі циклів навантаження.

Висновки

Виконано аналіз та узагальнення існуючих розрахунків на втомленісну міцність пружних елементів, обґрунтовано доцільність і необхідність застосування стосовно них перевірних ймовірнісних розрахунків на довговічність та надійність.

Представлені практичні рекомендації, які дозволяють при проектуванні пружних запобіжних муфтах роторних дробарок приймати прогресивні конструкторські рішення та аналізувати ефективність цих змін за умовою забезпечення заданої довговічності пружин. Результати статті сприяють підвищенню точності прийнятих конструкторських рішень без використання довготривалих та витратних натурних експериментів.

Список використаних джерел

1. Рубанка М. М. Доцільність використання в приводі роторної ножової дробарки пружної запобіжної муфти / М. М. Рубанка, Б. Ф. Піпа, Ю. А. Ковальов // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2014. – № 2 (76). – С. 97-102.
2. Пат. 93910 Україна, МПК F 16 В 21/00. Муфта / Місяць В. П., Рубанка М. М., Піпа Б. Ф. ; заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну. – № u201403451 ; заявл. 04.04.2014 ; опубл. 27.10.2014, Бюл. № 20.
3. Биргер И. А. Расчет на прочность деталей машин : справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
4. Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения I класса, разряда 2 из стали круглого сечения. Основные параметры витков : ДСТУ ГОСТ 13767:2008. – [Чинний від 2008-07-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 2008. – 16 с. – (Національний стандарт України).
5. Трощенко В. Т. Сопrotивление усталости металлов и сплавов: справочник. Ч.1, 2 / В. Т. Трощенко, Л. А. Сосновский. – К.: Наукова думка, 1987. – 1315 с.
6. Канарчук В. Є. Надійність машин / В. Є. Канарчук, С. К. Полянський, М. М. Дмитрієв. – К.: Либідь, 2003. – 424 с.

References

1. Rubanka M.M., Pipa B.F. & Kovalov Yu.A. (2014). *Dotsilnist vykorystannia v pryvodi rotornoj nozhovoi drobarki pruzhnoi zapobizhnoi mufty* [Expediency of the usage of the resilient preventive muff in drive rotor knife crusher]. *Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta dyzainu* – Bulletin of Kiev National University of Technologies & Design, 2 (76), 97–102 [in Ukrainian].
2. Misiats VP, Rubanka MM, Pipa BF, inventors (2014). *Mufta* [Muff]. Ukrainian patent, no. 93910.
3. Birger I.A., Shorr B.F. & Iosilevich G.B. (1979). *Raschet na prochnost detalei mashyn : spravochnyk* [Calculation of the strength of machine parts : handbook]. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
4. *Pruzhini vintovye tsilindricheskie szhatiya i rastyazheniya I klassa, razryada 2 iz stali kruglogo secheniya. Osnovnye parametry vitkov* [Springs helical cylindrical compression and tension I class, discharge 2 of round steel. Basic parameters of turns]. (2008). DSTU GOST 13767:2008 from 1 July 2008. Kyiv: Derzhspozhyvstandart Ukraine [in Ukrainian].
5. Troshchenko V.T. & Sosnovskiy L.A. (1987). *Soprotivlenye ustalosty metallov i splavov: spravochnyk*. [Resistance to fatigue of metals and alloys: handbook]. Kyiv: Naukova dumka [in Russian].
6. Kanarchuk V.Ye., Polianskyi S.K. & Dmytriev M.M. (2003). *Nadiinist mashyn* [Reliability of machines]. Kyiv: Lybid [in Ukrainian].

Berezin LeonidORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2672-6323>lnb07@ukr.netKyiv National University of
Technologies and Design**Rubanka Mykola**ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2367-0333>nikolayrubanka@ukr.netKyiv National University of
Technologies and Design

Расчет упругой предохранительной муфты на усталостную прочность и надежность**Березин Л. Н., Рубанка Н. Н.**

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Цель. Анализ и обобщение существующих расчетов на усталостную прочность винтовых цилиндрических пружин и дополнение их проверкой на усталостную долговечность в вероятностной постановке касательно предохранительных упругих муфт.

Методика. Использованы положения нормативно-технических документов применительно классификации и характеристик пружин, метод систематизации практического опыта расчетов на прочность и надежность, наработки по сопротивлению материалов, математической статистике и теории вероятностей.

Результаты. Дальнейшее развитие прикладной задачи по обеспечению заданного уровня прочности и надежности предохранительных муфт на основе проверочных расчетов и обоснованного выбора рациональных параметров компонент муфт.

Научная новизна. Впервые представлен комплексный подход к исследованию прочности и надежности предохранительных муфт по критерию усталостной прочности пружин на основе расчетов, которые регламентированы руководящими документами и предложенными разработками.

Практическая значимость. Представлены практические рекомендации, которые позволяют на стадии проектирования предохранительных упругих муфт роторных дробилок принимать прогрессивные конструкторские решения и анализировать эффективность этих решений по условию обеспечения заданной долговечности пружин. Результаты статьи способствуют повышению точности принятых конструкторских решений без использования продолжительных и затратных натурных экспериментов.

Ключевые слова: расчет, упругая предохранительная муфта, винтовая цилиндрическая пружина, усталостная прочность, долговечность

The calculation of rotor knife crusher on the fatigue strength and reliability**Berezin L. M., Rubanka M. M.**

Kyiv National University of Technologies & Design

Purpose. Analysis and generalization of the existing calculations on the fatigue strength of helical cylindrical springs and their addition to testing for fatigue longevity in a probabilistic statement as applied to resilient preventive muffs.

Methodology. Used the provisions of normative and technical documents applied to the classification and characteristics of springs, the method of systematizing the practical experience of calculations for strength and reliability, works on the resistance of materials, mathematical statistics and probability theory.

Findings. Further development of the applied task to ensure a given level of strength and reliability of preventive muffs based on verification calculations and a reasonable choice of rational parameters of the components of muffs.

Originality. The first time, a comprehensive approach is presented to the study of the strength and reliability of preventive muffs according to the criterion of fatigue strength of springs on the basis of calculations, which are governed by guidance documents and proposed developments.

Keywords: calculation, resilient preventive muff, helical cylindrical spring, fatigue strength, longevity