

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Уфимский государственный авиационный технический университет»**

Кафедра технологии машиностроения

ПРАКТИКУМ

по дисциплине

«Надежность и диагностика технологических систем»



Уфа 2022

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Уфимский государственный авиационный технический университет»

Кафедра технологии машиностроения

ПРАКТИКУМ

по дисциплине

«Надежность и диагностика технологических систем»

Учебное электронное издание сетевого доступа

© УГАТУ

Уфа 2022

Авторы-составители: Р. М. Салахутдинов, Р. М. Янбухтин

Практикум по дисциплине «Надежность и диагностика технологических систем» [Электронный ресурс] / Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т ; [авт.-сост. : Р. М. Салахутдинов, Р. М. Янбухтин]. – Уфа : УГАТУ, 2022. – URL: https://www.ugatu.su/media/uploads/MainSite/Ob%20universitete/Izdate li/El_izd/2022-48.pdf

Представлены рекомендации, направленные на приобретение практических навыков решения задач прогнозирования надежности типовых соединений деталей оборудования технологических систем.

Практикум предназначен для студентов, обучающихся по направлению подготовки магистров 15.04.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, профиль «Технология машиностроения».

Рецензент канд. техн. наук, доц. Р. М. Киреев

При подготовке электронного издания использовались следующие программные средства:

- Adobe Acrobat – текстовый редактор;
- Microsoft Word – текстовый редактор.

Авторы-составители: *Салахутдинов Ринат Мияссарович*
Янбухтин Ришат Мансурович

Редактирование и верстка *Р. М. Мухамадиева*
Программирование и компьютерный дизайн *О. М. Толкачёва*

Все права защищены. Книга или любая ее часть не может быть скопирована, воспроизведена в электронной или механической форме, в виде фотокопии, записи в память ЭВМ, репродукции или каким-либо иным способом, а также использована в любой информационной системе без получения разрешения от издателя. Копирование, воспроизведение и иное использование книги или ее части без согласия издателя является незаконным и влечет уголовную, административную и гражданскую ответственность.

Подписано к использованию: 14.04.2022
Объем: 0,98 Мб.

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет»
450008, Уфа, ул. К. Маркса, 12.
Тел.: +7-908-35-05-007
e-mail: rik@ugatu.su

ВВЕДЕНИЕ

В процессе проектирования деталей и механизмов оборудования технологических систем должны быть определены не только их прочность, жесткость, но и надежность. Зная надежность соединения деталей отдельных механизмов, с учетом структурной схемы оборудования, можно оценить надежность технологической системы в целом. Обеспечение надежности технологических систем определяет подготовленность техники и обслуживающего персонала к выполнению производственных программ, отвечающих требованиям как высокой производительности промышленного оборудования, так и увеличения уровня многономенклатурного производства выпускаемых изделий на основе организации эффективной системы технического обслуживания и ремонта.

В методических рекомендациях даны краткие теоретические сведения по методам решения практических задач оценки надежности (вероятности безотказной работы) зубчатых передач, цилиндрических сопряжений натягом, резьбовых и сварных соединений, подшипников качения и скольжения.

Практикум предназначен для студентов, обучающихся по направлению подготовки магистров 15.04.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, профиль «Технология машиностроения», изучающих дисциплину «Надежность и диагностика технологических систем». Практикум направлен на формирование части профессиональной компетенции ПК-3 «способность составлять описания принципов действия проектируемых процессов, устройств, средств и систем конструкторско-технического обеспечения машиностроительных производств, разрабатывать их эскизные, технические и рабочие проекты, проводить технические расчеты по выполняемым проектам».

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 1

РАСЧЕТ НАДЕЖНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель занятия

Изучение методики оценки надежности зубчатых зацеплений по критериям сопротивления контактной и изгибной усталости.

Задачи занятия

Получение умений и навыков расчета надежности зубчатых передач.

Краткая теоретическая часть

Оценка надежности зубчатых передач выполняется в два этапа: на первом этапе производится расчет на сопротивление контактной усталости, на втором – расчет на сопротивление усталости при изгибе.

Расчет на сопротивление контактной усталости. Вероятность безотказной работы P_H по критерию сопротивления контактной усталости определяется как вероятность того, что контактное напряжение (расчетный параметр) G_H не превышает предела контактной выносливости $G_{Hл}$ (предельное значение расчетного параметра)

$$P_H = \text{Вер}(G_H < G_{Hл}).$$

Контактное напряжение G_H , Мпа,

$$G_H = 6,13 \cdot 10^3 Z_H [K_H \cdot T_{1H} (u \pm 1)^3 / u \cdot b]^{0,5} / a_w,$$

где Z_H – коэффициент, учитывающий форму контактируемых поверхностей; a_w – межосевое расстояние, мм; b – рабочая ширина венца, мм; u – передаточное число (в скобках: «–» – для передач внутреннего зацепления «+» – для передач внешнего зацепления); T_{1H} – крутящий момент на шестерне при работе в номинальном режиме (номинальный момент) в Нм; K_H – коэффициент нагрузки, который учитывает следующие факторы: $K_H = K_A \cdot K_{Hb} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha}$, здесь K_A – коэффициент внешней нагрузки; K_{Hb} – коэффициент учитывающий распределение нагрузки по ширине венца; K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки в зацеплении;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Коэффициент вариации нагрузки определяется из выражения

$$\vartheta_H = (\vartheta_A^2 + \vartheta_{H\beta}^2 + \vartheta_{HV}^2 + \vartheta_{H\alpha}^2)^{0,5}$$

где ϑ_A , $\vartheta_{H\beta}$, ϑ_{HV} , $\vartheta_{H\alpha}$ – коэффициенты вариации соответственно величин K_A , $K_{H\beta}$, K_{HV} , $K_{H\alpha}$. Коэффициент вариации контактного напряжения принимается равным $\vartheta_{GH} = 0,5 \vartheta_H$.

Среднее значение контактного напряжения G_{Hcp} вычисляют по вышеприведенной формуле для G_H , в которую вместо коэффициента нагрузки K_H подставляют его среднее значение K_{Hcp} , равное произведению средних значений частных коэффициентов нагрузки K_{Acp} , $K_{H\beta cp}$, K_{HVcp} , $K_{H\alpha cp}$.

При определении коэффициента внешней нагрузки (K_A) в расчетах должны задаваться средние значения K_{Acp} и коэффициент вариации ϑ_A коэффициента внешней нагрузки.

Приняты два варианта подхода:

а) если задаются предельные значения K_{Amin} и K_{Amax} , то

$K_{Acp} = 0,5 \cdot (K_{Amin} + K_{Amax})$, $\vartheta_A = S_A / K_{Acp}$, где среднеквадратическое отклонение $S_A = (K_{Amax} - K_{Amin}) / 6$;

б) если внешняя нагрузка задается средним значением момента T_{cp} и коэффициентом вариации ϑ_T , то $K_{Acp} = T_{cp} / T_{1H}$, $\vartheta_A = \vartheta_T$, где T_{1H} – номинальный момент.

Коэффициент распределения нагрузки по ширине венца колеса

$$K_{H\beta} = 1 + (0,4 \cdot b^2 \cdot C_{\Sigma t} \cdot K_{Hw} \cdot \beta_{\Sigma}) / F_{Hпр}$$

где $C_{\Sigma t}$ – суммарная удельная жесткость сопряженных зубьев; K_{Hw} – коэффициент учитывающий приработку зубьев; β_{Σ} – суммарный угол перекоса зубьев вызванный неточностью изготовления колес и упругими деформациями валов и опор; $F_{Hпр}$ – приведенная окружная сила в зацеплении (определяется умножением окружной силы F_{H0} на средний коэффициент внешней нагрузки K_{Acp}).

Коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки по ширине венца

$$\vartheta_{H\beta} = (K_{H\beta cp} - 1) / 9 K_{H\beta cp}$$

Коэффициент динамической нагрузки

$$K_{HV} = 1 + c \cdot X,$$

где c – коэффициент, пропорциональный окружной скорости, приведенной массе и обратно пропорциональный передаваемой удельной нагрузке. Величина $X = K_{\Pi}(\Delta_{\text{тср}})^{0,5}$ – случайная величина, учитывающая влияние кратковременности действия динамической нагрузки, приработки колес K_{Π} и среднего значения разности шагов в зацеплении $\Delta_{\text{тср}}$.

Коэффициент вариации величины $K_{HV\text{ср}}$

$$\vartheta_{HV} = (K_{HV\text{ср}} - 1) \cdot \vartheta_X / K_{HV},$$

где ϑ_X – коэффициент вариации случайной величины X равный

$$\vartheta_X = [(\vartheta_{K_{\Pi}})^2 + (0,5\vartheta_{\Delta_{\text{тср}}})^2]^{0,5},$$

здесь $\vartheta_{K_{\Pi}}$ и $\vartheta_{\Delta_{\text{тср}}}$ – коэффициенты вариации величин K_{Π} и $\Delta_{\text{тср}}$.

В практических расчетах при известных границах изменения $\vartheta_{K_{\Pi}}$ и $\vartheta_{\Delta_{\text{тср}}}$ коэффициент вариации величины $K_{HV\text{ср}}$ принимается ориентировочно исходя из твердости поверхности зубьев H . Если твердость H до 350 единиц HV

$$\vartheta_{HV} \approx 0,23 \cdot (K_{HV\text{ср}} - 1) / K_{HV\text{ср}}.$$

При твердости H более 350 единиц HV

$$\vartheta_{HV} \approx 0,17 \cdot (K_{HV\text{ср}} - 1) / K_{HV\text{ср}}.$$

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями ($K_{H\alpha}$)

$$K_{H\alpha} = \eta_{H\alpha} + b_{H\alpha} + \Delta_{\text{тср}},$$

где $\eta_{H\alpha}$ – предельная величина, зависящая от коэффициента перекрытия; $b_{H\alpha}$ – коэффициент пропорциональности, зависящий от передаваемой удельной нагрузки и жесткости зубьев; $\Delta_{\text{тср}}$ – среднее значение разности шагов зацепления.

Коэффициент вариации коэффициента $K_{H\alpha_{cp}}$

$$\vartheta_{H\alpha} = (K_{H\alpha} - \eta_{H\alpha}) \cdot \vartheta_{\Delta_{\text{ср}}} / K_{H\alpha}$$

В практических расчетах коэффициент вариации $\vartheta_{H\alpha}$ выбирается в зависимости от среднего значения коэффициента $K_{H\alpha_{cp}}$ (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Значения коэффициента вариации $\vartheta_{H\alpha}$

$K_{H\alpha_{cp}}$	1... 0,9	0,95... 0,9	0,9... 0,85	0,85... 0,8	< 0,8
$\vartheta_{H\alpha}$	0	0,05	0,08	0,05	0

В качестве предельной величины расчетного параметра принимают предел контактной выносливости зубчатых колес $G_{Hп}$.

Среднее значение напряжения $G_{Hп}$ определяют по формуле

$$G_{Hп\text{ ср}} = G_{Hпб\text{ ср}} \cdot K_{HL} \cdot PK_1,$$

где $G_{Hпб\text{ ср}}$ – среднее значение длительного предела выносливости базового образца; K_{HL} – коэффициент долговечности, PK_1 – произведение коэффициентов, учитывающих характеристики смазки, окружную скорость вращения, размеры зубчатых колес, шероховатости сопряженных поверхностей.

Величина $G_{Hпб\text{ ср}}$ определяется по формуле

$$G_{Hпб\text{ ср}} = K_p \cdot (c \cdot H_{\text{ср}} + b),$$

где K_p – коэффициент, учитывающий, какой вероятности разрушения соответствует определяемый предел выносливости; $H_{\text{ср}}$ – средняя твердость поверхности зубьев; c и b – постоянные, значения которых выбирают по справочнику.

Коэффициент K_p определяют по формуле

$$K_p = 1 / (1 + U_p \cdot \vartheta_{Hпб}),$$

где U_p – квантиль нормированного нормального распределения, зависящая от вероятности разрушения определяемого предела

выносливости; $\vartheta_{Hпб}$ – коэффициент вариации длительного предела выносливости базового образца.

В расчетах вероятность неразрушения принимают равной 0,9, что соответствует значению квантили $u_p = 1,28$.

Значение коэффициента вариации длительного предела выносливости базового образца $\vartheta_{Hпб} = 0,08 \dots 0,10$ – для зубьев без термической обработки их поверхности; $\vartheta_{Hпб} = 0,10 \dots 0,12$ – для поверхностно упрочненных зубьев.

Коэффициент вариации предела выносливости

$$\vartheta_{Hп} = (\vartheta_{Hпб}^2 + 0,05^2)^{0,5}.$$

Вероятность безотказной работы по критерию сопротивления контактной усталости P_H определяют по таблице в зависимости от величины квантили U_p

$$U_p = - (n_{Hср} - 1) / (n_{Hср}^2 \cdot \vartheta_{Hп}^2 + \vartheta_{GH}^2)^{0,5}$$

где $n_{Hср}$ – коэффициент запаса прочности по средним напряжениям равный $n_{Hср} = G_{Hпср} / G_{Hср}$.

Расчет на сопротивление усталости при изгибе. В качестве расчетного параметра принимают напряжение на поверхности зуба, МПа

$$G_F = 2 \cdot 10^3 \cdot T_{1F} \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot b \cdot d_1 \cdot m,$$

где T_{1F} – номинальный крутящий момент на шестерне, Нм; K_F – коэффициент нагрузки; b – ширина венца, мм; d_1 – делительный диаметр шестерни, мм; m – модуль зуба, мм; Y_β , Y_F – коэффициенты, учитывающие форму и наклон зуба, соответственно.

Среднее значение коэффициента нагрузки $K_{Fср}$

$$K_{Fср} = K_{Aср} \cdot K_{F\betaср} \cdot K_{FVср} \cdot K_{Fаср},$$

где $K_{Aср}$ – коэффициент внешней нагрузки; $K_{Fср}$ – коэффициент учитывающий распределение нагрузки по ширине венца; $K_{FVср}$ коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку; $K_{Fаср}$ – коэффициент учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

В качестве предельной величины расчетного параметра принимают предел выносливости зубчатого колеса при изгибе G_{Fn} .

Среднее значение предела выносливости

$$G_{Fn\text{ ср}} = G_{Fnб\text{ ср}} \cdot K_M \cdot K_{FL} \cdot P_{KI},$$

где $G_{Fn\text{ ср}}$ – среднее значение предела выносливости зубьев базового образца; K_M – коэффициент, учитывающий многоэлементность зубчатого колеса; K_{FL} – коэффициент долговечности; P_{KI} – произведение корректирующих коэффициентов учитывающих масштабный фактор, технологию изготовления, шероховатость поверхностей, наличие концентраторов.

В расчетах предел выносливости задают для типовых материалов и способов упрочнений в функции твердости или в виде числовых значений. Для нормализованных и улучшенных сталей

$$G_{Fn} = 1,35 HB + 100,$$

где HB – твердость по Бринеллю. Для цементированных сталей

$$G_{Fn} = 800 \dots 900 \text{ МПа.}$$

Для определения среднего значения $G_{Fn\text{ ср}}$ рекомендуемые значения G_{Fn} следует умножить на коэффициент K_p , учитывающий вероятность не превышения предела выносливости $P(G_{Fn})$.

Величину коэффициента K_p определяют по формуле

$$K_p = 1 / (1 + U_p \cdot \vartheta_{Fnб}),$$

где U_p – квантиль нормального распределения (в расчетах $U_p = 1,28$); $\vartheta_{Fnб}$ – коэффициент вариации предела выносливости зубьев базового образца.

В расчетах для нормализованных и улучшенных зубчатых колес $\vartheta_{Fnб} = 0,08 \dots 0,1$; для зубчатых колес с объемной закалкой ТВЧ $\vartheta_{Fnб} = 0,1 \dots 0,14$; для азотированных колес $\vartheta_{Fnб} = 0,1 \dots 0,12$.

Среднее значение $G_{F_{\Pi}} \text{ ср}$ и коэффициент вариации $\vartheta_{F_{\Pi}}$ предела выносливости рассчитывают с учетом параметра p_Z и коэффициента K_M , учитывающих многоэлементность зубчатого колеса.

Численные значения K_M и p_Z принимают в зависимости от коэффициента вариации предела выносливости зубьев базового образца $\vartheta_{F_{\Pi 6}}$ (табл. 1.2).

Таблица 1.2

Численные значения коэффициентов K_M и p_Z

$\vartheta_{F_{\Pi 6}}$	0,08	0,10	0,12	0,14
K_M	0,85...0,80	0,80...0,75	0,77...0,70	0,75...0,65
p_Z	0,62...0,54	0,65...0,57	0,68...0,60	0,70...0,66

Коэффициент вариации предела выносливости зубчатого колеса

$$\vartheta_{F_{\Pi}} = [(p_Z \cdot \vartheta_{F_{\Pi 6}})^2 + 0,14^2]^{0,5},$$

где $(p_Z, \vartheta_{F_{\Pi}})$ – коэффициенты вариации предела выносливости базового колеса, имеющего одинаковое с рассчитываемым колесом число зубьев.

Вероятность безотказной работы по критерию сопротивления усталости при изгибе P_F определяют по табл. П1 в зависимости от квантили.

$$U_p = (n_{F_{\text{ср}}} - 1) / (n_{F_{\text{ср}}}^2 \cdot \vartheta_{F_{\Pi}}^2 + \vartheta_{GF}^2)^{0,5},$$

где $n_{F_{\text{ср}}}$ – коэффициент запаса прочности по средним напряжениям, равный

$$n_{F_{\text{ср}}} = G_{F_{\Pi} \text{ ср}} / G_{F_{\text{ср}}},$$

где $G_{F_{\Pi} \text{ ср}}$ – среднее значение предела выносливости; $G_{F_{\text{ср}}}$ – среднее значения напряжения изгиба на поверхности зуба.

Надежность зубчатых колес в комплексе

$$P = P_H \cdot P_F,$$

где P_H, P_F – вероятность безотказной работы по критерию сопротивления усталости при контакте и изгибе соответственно.

Примеры расчета надежности зубчатых передач

Задача 1. Для цилиндрической прямозубой передачи рассчитать вероятность безотказной работы (ВБР) по критерию сопротивления контактной усталости.

Исходные данные

Среднее значение контактных напряжений $G_{Hcp} = 600$ МПа.

Среднее значение частных коэффициентов $K_{Acp} = 1$; $K_{H\beta cp} = 1,15$; $K_{HVcp} = 1,2$; $K_{H\alpha cp} = 0,8$. Коэффициент вариации коэффициента внешней нагрузки $\vartheta_A = 0,1$. Колеса выполнены из улучшенных сталей без термической обработки поверхности зубьев.

Среднее значение предела выносливости $G_{Hл cp} = 780$ МПа.

Решение

Определяем коэффициенты вариации частных коэффициентов нагрузки

$$\vartheta_{H\beta} = (K_{H\beta cp} - 1) / 9K_{H\beta cp} = (1,15 - 1) / 9 \cdot 1,15 = 0,014.$$

Для улучшенных сталей

$$\vartheta_{HV} = 0,17(K_{HVcp} - 1) / K_{HVcp} = 0,17(1,2 - 1) / 1,2 = 0,028.$$

По табл. 1.1 для $K_{H\alpha cp} = 0,8$ находим $\vartheta_{H\alpha} = 0,05$.

Коэффициент вариации коэффициента нагрузки

$$\begin{aligned} \vartheta_H &= (\vartheta_A^2 + \vartheta_{H\beta}^2 + \vartheta_{HV}^2 + \vartheta_{H\alpha}^2)^{0,5} = \\ &= (0,1^2 + 0,014^2 + 0,028^2 + 0,05^2)^{0,5} = 0,116. \end{aligned}$$

Коэффициент вариации контактного напряжения

$$\vartheta_{GH} = 0,5 \vartheta_H = 0,5 \cdot 0,116 = 0,0058.$$

Принимая коэффициент вариации базового образца для зубьев без термической обработки $\vartheta_{Hлб} = 0,09$, определяем коэффициент вариации предела выносливости

$$\vartheta_{Hл} = (\vartheta_{Hлб}^2 + 0,05^2)^{0,5} = (0,09^2 + 0,05^2)^{0,5} = 1,02.$$

Коэффициент запаса по средним напряжениям

$$n_{Hcp} = G_{Hл cp} / G_{Hcp} = 780/600 = 1,3.$$

Квантиль нормированного нормального распределения

$$U_p = - (n_{Hcp} - 1) / (n_{Hcp}^2 \cdot \vartheta_{Hп}^2 + \vartheta_{GH}^2)^{0,5} = \\ = - (1,3 - 1) / (1,3^2 \cdot 0,103^2 + 0,058^2)^{0,5} = - 2,197.$$

По таблице приложения находим вероятность безотказной работы зубчатого зацепления по критерию сопротивления контактной усталости $P_H = 0,986$.

Задача 2. Рассчитать вероятность безотказной работы колеса прямозубой цилиндрической передачи по критерию сопротивления усталости при изгибе.

Исходные данные

Материал зубчатого колеса – сталь конструкционная, термообработка – улучшение, твердость поверхности зубьев колес $H - HB 300$.

Коэффициент долговечности $K_{FL} = 1$, величины корректирующих коэффициентов $K_I = 1$.

Среднее значение и коэффициент вариации напряжения изгиба в опасном сечении зуба соответственно равны

$$G_{Fcp} = 280 \text{ МПа}, \vartheta_{GF} = 0,12.$$

Решение

В соответствии с рекомендациями для улучшенных колес принимаем коэффициент вариации предела выносливости базового образца $\vartheta_{GFпб} = 0,09$.

Среднее значение предела выносливости базового образца вычислим по формуле

$$G_{Fпб} = (1,35 \cdot HB + 100) / (1 + U_p \cdot \vartheta_{GFпб}) = \\ (1,35 \cdot 300 + 100) / (1 + 1,28 \cdot 0,09) = 571 \text{ МПа}.$$

Определяем среднее значение предела выносливости зубьев рассчитываемого колеса на изгиб (табл. 1.2)

$$G_{Fп cp} = G_{Fпб cp} \cdot K_M \cdot K_{FL} \cdot PK_I = 571 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 1 = 457 \text{ МПа}.$$

Коэффициент вариации при $p_Z = 0,6$ (табл. 1.2)

$$\vartheta_{Fnp} = [(p_Z + \vartheta_{GFпб})^2 + 0,14^2]^{0,5} = [(0,6 \cdot 0,09)^2 + 0,14^2]^{0,5} = 0,15.$$

Коэффициент запаса прочности по средним напряжениям

$$n_{Fcp} = G_{Fп\text{ ср}} / G_{Fcp} = 457 / 280 = 1,63.$$

Квантиль нормированного нормального распределения

$$U_P = U_p = -(n_{Hcp} - 1) / (n_{Hcp}^2 \cdot \vartheta_{Hп}^2 + \vartheta_{GH}^2)^{0,5} = \\ = -(1,63 - 1) / (1,63^2 \cdot 0,15^2 + 0,12^2)^{0,5} = -2,31.$$

По квантили U_P находим вероятность безотказной работы для второго критерия $P_F = 0,9895$.

Надежность рассматриваемой зубчатой передачи в комплексе

$$P = P_H \cdot P_F = 0,986 \cdot 0,9895 = 0,974.$$

Содержание практического занятия № 1

В соответствии с данными, приведенными в задачах 1, 2 и переменными данными вариантов задания (табл. 1.3) необходимо:

- определить ВБР зубчатой передачи по критерию сопротивления контактной усталости и критерию усталости при изгибе;
- определить ВБР зубчатой передачи в целом;
- составить отчет.

Таблица 1.3

Варианты задания для расчета надежности зубчатой передачи

№ вар.	G_{Hcp} МПа	K_{Acp}	$K_{H\beta cp}$	K_{HVcp}	$K_{H\alpha cp}$	ϑ_A	G_{Hncp} МПа	K_{FL}	G_{Fcp}	HV ед.	ϑ_{GF}
1	430	1,00	1,29	1,36	0,76	0,08	520	1,0	250	275	0,09
2	470	1,05	1,16	1,22	0,95	0,09	540	0,8	280	300	0,1
3	520	1,10	1,26	1,33	0,08	0,08	639	0,9	300	325	0,11
4	700	1,03	1,1	1,41	0,1	0,1	910	1,0	330	350	0,12
5	680	1,01	1,03	1,23	0,12	0,12	782	1,1	310	350	0,13

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 2

РАСЧЕТ НАДЕЖНОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ

Цель занятия

Изучение методики расчета надежности цилиндрических соединений с натягом.

Задачи занятия

Получение умений и навыков расчета надежности цилиндрических соединений с натягом.

Краткая теоретическая часть

Актуальность расчета надежности этого вида соединений определяется рассеянием величины натяга (разности посадочных диаметров охватывающей и охватываемой деталей), отклонениями формы и величиной шероховатости сопрягаемых поверхностей.

Предельный по прочности сцепления момент, T_{lim} , Нм,

$$T_{lim} = 0,5 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l \cdot p \cdot f / K,$$

где d – диаметр соединения, мм; l – длина соединения, мм; p – давление на посадочных поверхностях, МПа; f – коэффициент трения; K – коэффициент, учитывающий возможность уменьшения сил сцепления со временем (от местных обмятий и частичного снятия сил трения).

Давление на посадочных поверхностях

$$p = (N - u) \cdot E \cdot 10^{-3} / d (1 + Y),$$

где N – натяг, мкм; u – поправка на обмятие микронеровностей посадочных поверхностей, мкм; E – модуль упругости сопрягаемых деталей, МПа; Y – коэффициент поперечных деформаций.

Поправка на обмятие посадочных поверхностей зависит от высоты их микронеровностей

$$u = 1,2 (R_{z1} + R_{z2}),$$

где R_{z1} и R_{z2} – высота микронеровностей контактируемых посадочных поверхностей, мкм.

Для соединения сплошной (не имеющей центрального отверстия) охватываемой детали с поперечно податливой охватывающей деталью коэффициент поперечных деформаций

$$Y=1+(d / D)^2 / 1 - (d / D)^2,$$

где D – наружный диаметр охватывающей детали, мм.

Коэффициент вариации предельного момента

$$\vartheta_{lim} = (\vartheta_p^2 + \vartheta_f^2)^{0,5},$$

где ϑ_p – коэффициент вариации давления; ϑ_f – коэффициент вариации коэффициента трения.

Среднее значение давления p_{cp} вычисляют по вышеприведенной формуле для расчета давления на посадочных поверхностях, в которую подставляют среднее значение натяга N_{cp} .

Коэффициент вариации давления

$$\vartheta_p = S_N / (N_{cp} - u) = \vartheta_N / (1 - u / N_{cp}),$$

где S_N – среднеквадратическое отклонение натяга в соединении; ϑ_N – коэффициент вариации натяга.

Среднее значение натяга

$$N_{cp} = e_{cp} - E_{cp} = e_n + 0,5 \cdot (t_b - t_o),$$

где e_{cp} – среднее значение отклонения размера охватываемой детали; E_{cp} – среднее значение отклонения охватывающей детали; e_n – нижнее отклонение диаметра охватываемой детали; t_b – табличное значение допуска диаметра охватываемой детали; t_o – табличное значение допуска диаметра охватывающей детали.

Среднеквадратическое отклонение натяга

$$S_N = 1/6 \cdot (t_b^2 + t_o^2)^{0,5}.$$

Коэффициент вариации натяга

$$\vartheta_N = S_N / N_{cp}.$$

При изготовлении посадочных диаметров охватываемой и охватывающей деталей по одинаковому качеству точности

$$t_b = t_o = t,$$

где t – допуск соединения.

В этом случае среднее значение натяга $N_{cp} = e_H$, а коэффициент вариации натяга

$$\vartheta_N = 2^{0,5} \cdot t / 6 e_H = 0,236 t / e_H.$$

Рассмотрим общую задачу оценки надежности цилиндрического соединения с натягом при нагружении его крутящим моментом со средним значением T_{cp} и коэффициентом вариации ϑ_T .

1. Вероятность P_c безотказной работы соединения по критерию прочности сцепления определяется по табл. П1 в зависимости от квантили нормированного нормального распределения

$$U_{P(=)} / (n_{c\ cp}^2 \vartheta_{lim}^2 + \vartheta_T^2)^{0,5} - (n_{c\ cp} - 1),$$

где ϑ_{lim} – коэффициент вариации предельного момента T_{lim} ; ϑ_T – коэффициент вариации момента T ; $n_{c\ cp}$ – коэффициент запаса прочности сцепления по средним значениям моментов,

$$n_{c\ cp} = T_{lim\ cp} / T_{cp},$$

где $T_{lim\ cp}$ – среднее значение предельного момента; T_{cp} – среднее значение момента нагружения.

Условию прочности соответствует неравенство

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} < \sigma_{t2},$$

где $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ – наибольшее эквивалентное напряжение; σ_{t2} – предел текучести материала охватываемой детали.

Среднее значение эквивалентного напряжения

$$\sigma_{\text{ЭКВ}\ cp} = 2 p_{cp} / 1 - (d / D)^2.$$

Коэффициент вариации $\vartheta_{\text{ЭКВ}}$ эквивалентного напряжения $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ равен коэффициенту вариации ϑ_p давления p на посадочной поверхности соединения

$$\vartheta_{\text{ЭКВ}} = \vartheta_p.$$

2. Вероятность безотказной работы P_n по критерию прочности сопрягаемых деталей определяется в зависимости от квантили

$$U_P = - (n_{\text{п ср}} - 1) / (n_{\text{п ср}}^2 \cdot \vartheta_t^2 + \vartheta_{\text{ЭКВ}}^2)^{0,5},$$

где $n_{\text{п ср}}$ – коэффициент запаса прочности по средним значениям предела текучести и эквивалентного напряжения; ϑ_t – коэффициент вариации предела текучести.

Коэффициент запаса прочности

$$n_{\text{п ср}} = \sigma_{t2\text{ср}} / \sigma_{\text{ЭКВср}},$$

где $\sigma_{t2\text{ср}}$ – среднее значение предела текучести материала охватываемой детали; $\sigma_{\text{ЭКВср}}$ – среднее значение эквивалентного напряжения.

В целом надежность соединения определяется как произведение вероятностей безотказной работы по критериям прочности сцепления и прочности деталей

$$P = P_c \cdot P_{\text{п}}.$$

Примеры расчета надежности соединения с натягом

Задача 1. Для цилиндрического соединения с натягом рассчитать ВБР по критерию прочности сцепления деталей.

Исходные данные

Соединение ступицы зубчатого колеса со сплошным валом диаметром $d = 48$ мм соответствует посадке $H8/x8$. Соединение нагружено моментом T , заданным случайной нормально распределенной величиной со средним значением $T_{\text{ср}} = 1050$ Нм с коэффициентом вариации $\vartheta_T = 0,12$.

Диаметр ступицы зубчатого колеса $D = 85$ мм. Длина посадочной поверхности $l = 60$ мм.

Среднее значение коэффициента трения $f = 0,12$. Коэффициент вариации коэффициента трения $\vartheta_f = 0,1$.

Модуль упругости стальных деталей $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа. Коэффициент уменьшения сил сцепления со временем $K = 1,5$.

Шероховатость посадочных поверхностей:

– для вала высота микронеровностей $R_{Z1} = 4$ мкм;

– для посадочного отверстия $R_{Z2} = 6$ мкм.

Решение

По таблицам допусков для посадки $H8/x8$ и $d = 48$ мм находим нижнее отклонение диаметра вала $e_H = 97$ мкм и допуск соединения

$$t_B = t_o = t = 39 \text{ мкм.}$$

Среднее значение натяга

$$H_{cp} = e_H = 97 \text{ мкм.}$$

Коэффициент вариации натяга

$$\vartheta_N = 2^{0,5} \cdot t / 6 e_H = 2^{0,5} \cdot 39 / 6 \cdot 97 = 0,0948.$$

Поправка на смятие микронеровностей посадочных поверхностей

$$u = 1,2 (R_{Z1} + R_{Z2}) = 1,2 (4 + 6) = 12 \text{ мкм.}$$

Коэффициент поперечных деформаций

$$Y = 1 + (d / D)^2 / 1 - (d / D)^2 = 1 + (48 / 85)^2 / 1 - (48 / 85)^2 = 1,936.$$

Среднее значение давления на посадочной поверхности

$$\begin{aligned} p_{cp} &= (N - u) \cdot E \cdot 10^{-3} / d (1 + Y) = \\ &= (97 - 12) \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^{-3} / 48 (1 + 1,936) = 126,7 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Коэффициент вариации давления

$$\vartheta_p = \vartheta_N / (1 - u / N_{cp}) = 0,0948 / (1 - 12 / 97) = 0,108.$$

Среднее значение предельного по прочности сцепления момента

$$\begin{aligned} T_{limcp} &= 0,5 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l \cdot p \cdot f / K = \\ &= 0,5 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot 48^2 \cdot 60 \cdot 126,7 \cdot 0,12 / 1,5 = 2200 \text{ Нм} \end{aligned}$$

Коэффициент вариации предельного момента

$$\vartheta_{lim} = (\vartheta_p^2 + \vartheta_f^2)^{0,5} = (1,08^2 + 0,1^2)^{0,5} = 0,148.$$

Коэффициент запаса прочности сцепления соединения с натягом по средним значениям моментов

$$n_{c\text{cp}} = T_{limcp} / T_{cp} = 2200 / 1050 = 2,09.$$

Квантиль нормированного нормального распределения

$$\begin{aligned} U_P &= - (n_{c\text{cp}} - 1) / (n_{c\text{cp}}^2 \vartheta_{lim}^2 + \vartheta_T^2)^{0,5} = \\ &= - (2,091) / (2,09^2 \cdot 0,148^2 + 0,12^2) = - 3,285. \end{aligned}$$

Вероятность безотказной работы определяем по табл. П1 $P_c = 0,9995$.

Задача 2. Рассчитать ВБР по критерию прочности охватывающей детали (ступицы колеса).

Характеристики соединения приведены в первой задаче.

Предел текучести материала охватывающей детали $\sigma_{t2} = 580$ МПа, коэффициент вариации $\vartheta_t = 0,06$.

Решение

Среднее значение эквивалентного напряжения у посадочной поверхности ступицы колеса

$$\sigma_{экрп} = 2p_{cp} / 1 - (d / D)^2 = 2 \cdot 126,7 / 1 - (48 / 85)^2 = 372 \text{ МПа.}$$

Коэффициент вариации эквивалентного напряжения

$$\vartheta_{экрп} = \vartheta_p = 0,108.$$

Коэффициент запаса прочности по средним напряжениям

$$n_{\text{п ср}} = \sigma_{t2} / \sigma_{\text{экв ср}} = 580 / 372 = 1,56.$$

Квантиль нормированного нормального распределения

$$U_P = - (n_{\text{п ср}} - 1) / (n_{\text{п ср}}^2 \cdot \vartheta_t^2 + \vartheta_{\text{ЭКВ}}^2)^{0,5} = \\ = - (1,56 - 1) / (1,56^2 \cdot 0,06^2 + 0,108^2)^{0,5} = - 3,9.$$

ВБР по критерию прочности ступицы определяем по табл. П1
 $P_{\text{П}} = 0,9999$.

Результирующую надежность сопряжения ступицы зубчатого колеса $P = P_c \cdot P_{\text{П}} = 0,9995 \cdot 0,9999 = 0,9994$.

Содержание практического занятия № 2

В соответствии с данными, приведенными в задачах 1, 2 и переменными данными вариантов задания (табл. 2.1) необходимо:

- определить ВБР соединения с натягом по критериям прочности сцепления сопряжения и прочности охватываемой детали;
- определить ВБР соединения деталей в целом;
- составить отчет.

Таблица 2.1

Задания для расчета надежности соединений с натягом

Вар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$T, \text{Нм}$	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450	1500	1550
ϑ_f	0,1	0,11	0,12	0,10	0,11	0,12	0,10	0,11	0,12	0,10
$\sigma_{t2}, \text{МПа}$	450	650	700	450	650	700	450	650	700	450
ϑ_t	0,05	0,06	0,07	0,06	0,05	0,06	0,07	0,07	0,05	0,05

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 3 РАСЧЕТ НАДЕЖНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Цель занятия

Изучение методики оценки надежности подшипников качения.

Задачи занятия

Получение умений и навыков расчета надежности шариковых и роликовых подшипников.

Краткая теоретическая часть

Вероятность безотказной работы подшипников качения определяется с учетом выполнения условий

$$P \cdot L^{1/p} < C,$$

где P – динамическая эквивалентная нагрузка на опору; L – заданный ресурс; C – динамическая грузоподъемность; p – показатели степени ($p = 3$ для шарикоподшипников, $p = 10/3$ для роликоподшипников).

Заданный ресурс L определяют в млн оборотов по формуле

$$L = 60 n L_h \cdot 10^{-6},$$

где n – частота вращения подшипника, мин⁻¹; L_h – требуемый ресурс, ч.

Вероятность безотказной работы определяется по квантили нормированного нормального распределения

$$U_P = - (n_{cp} - 1) / (n_{cp}^2 \vartheta_c^2 + \vartheta_p^2)^{0,5},$$

где n_{cp} – коэффициент запаса по средним нагрузкам; ϑ_c – коэффициент вариации динамической грузоподъемности; ϑ_p – коэффициент вариации динамической эквивалентной нагрузки.

Коэффициент запаса по средним нагрузкам

$$n_{cp} = C_{cp} / P_{cp} L^{1/p},$$

где C_{cp} – среднее значение динамической грузоподъемности; P_{cp} – среднее значение динамической эквивалентной нагрузки.

Среднее значение динамической грузоподъемности согласно требованиям ГОСТ 18855-82

$$C_{cp} = K \cdot C_{90},$$

где K – коэффициент ($K = 1,46$ для роликоподшипников, $K = 1,52$ для шарикоподшипников); C_{90} – девяностопроцентная динамическая грузоподъемность (значения из справочников).

Отсюда коэффициент запаса по средним нагрузкам

$$- n_{cp} = 1,46 C_{90} / PL^{10/3} \text{ – для роликоподшипников,}$$

$$- n_{cp} = 1,52 C_{90} / PL^{1/3} \text{ – для шарикоподшипников.}$$

При расчете среднего значения динамической эквивалентной нагрузки $P_{эkv}$ учитывают средние значения радиальной и осевой нагрузок, действующих на подшипник.

Коэффициент вариации динамической эквивалентной нагрузки ϑ_p принимается равным коэффициенту вариации внешней нагрузки ϑ_F , действующей на подшипник.

Коэффициент вариации динамической грузоподъемности для любых подшипников $\vartheta_c = 0,25$.

Пример расчета надежности подшипника качения

Задача 1. Определить ВБР роликоподшипника № 2207. Расчетная частота вращения подшипника $n = 300 \text{ мин}^{-1}$. Требуемый ресурс работы опоры $L_h = 3500 \text{ ч}$. Нагрузка действующая на опору – радиальная сила с коэффициентом вариации $\vartheta_F = 0,12$. Среднее значение эквивалентной нагрузки $P_{cp} = 4500 \text{ Н}$. Динамическая грузоподъемность $C_{90} = 25600 \text{ Н}$.

Решение

По справочнику находим девяностопроцентную динамическую грузоподъемность подшипника $C_{90} = 25600 \text{ Н}$.

Вычисляем заданный ресурс в млн оборотов

$$L = 60 \cdot n \cdot L_h \cdot 10^{-6} = 60 \cdot 300 \cdot 3500 \cdot 10^{-6} = 63.$$

Среднее значение динамической грузоподъемности

$$C_{cp} = 1,46 \cdot C_{90} = 1,46 \cdot 25600 = 37400 \text{ Н.}$$

Коэффициент запаса по средним нагрузкам

$$n_{cp} = C_{cp} / P_{cp} L^{1/p} = 37400 / 4500 \cdot 63^{3/10} = 2,40.$$

Коэффициент вариации эквивалентной динамической нагрузки принимаем равным коэффициенту вариации внешней нагрузки

$$\vartheta_p = \vartheta_F = 0,12.$$

Квантиль нормированного нормального распределения

$$U_p = - (n_{cp} - 1) / (n_{cp}^2 \vartheta_c^2 + \vartheta_p^2)^{0,5} = \\ - (2,4 - 1) / (2,4^2 \cdot 0,25^2 + 0,12^2) = - 2,28.$$

По табл. П1 вероятность безотказной работы $P_L = 0,989$.

Содержание практического занятия № 3

В соответствии с условиями задачи № 1 и переменными данными вариантов задания табл. 3.1 необходимо:

- определить ВБР подшипников качения;
- составить отчет.

Таблица 3.1

Варианты задания для расчета надежности подшипников качения

Вар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$n_{\text{мин}}^{-1}$	300	350	400	300	400	450	300	350	400	300
$L_h, \text{ч}$	4000	3500	3000	4000	3500	3000	4000	3000	3500	4000
$P, \text{Н}$	4500	4000	5500	5000	4500	5000	4500	5000	400	4500

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 4

РАСЧЕТ НАДЕЖНОСТИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Цель занятия

Изучение методики оценки надежности резьбовых соединений.

Задачи занятия

Получение умений и навыков расчета резьбовых соединений.

Краткая теоретическая часть

Вопрос о надежности резьбовых соединений возникает в основном в связи с рассеянием нагрузок, предела выносливости болтов, разбросом их ударной прочности при низких температурах и с недостаточной надежностью применяемых средств стопорения.

Специфика расчета резьбовых соединений на надежность может быть сведена к учету рассеяния концентрации напряжений. В расчете принимают случайными величинами внешнюю нагрузку, силу начальной затяжки, предел выносливости материала и эффективный коэффициент концентрации напряжений в связи с разбросом радиуса в канавке резьбы.

Напряжения в болтовом соединении зависят от силы затяжки. Сильная затяжка повышает надежность работы резьбового соединения, так как при этом повышается жесткость стыка и существенно понижается доля переменной нагрузки, приходящейся на болт.

Чтобы обеспечить требуемую затяжку болтов, силу затяжки контролируют. Методы контроля основаны на замере: удлинения болта, угла поворота гайки, крутящего момента при затяжке гайки. Первый метод наиболее точен, третий – наиболее распространен вследствие простоты и приспособленности для крупносерийного производства. Контроль в этом случае производят с помощью ключа предельного момента, или динамометрического ключа.

Считается, что при затяжке динамометрическим ключом разброс силы затяжки составляет (25...30) %, при затяжке по углу поворота гайки – 15%, при контроле затяжки по деформации тарированной упругой шайбы – 10 %, при контроле удлинения болта – (3...5)%. Этим значениям разброса усилия затяжки соответствуют приблизительно следующие коэффициенты вариации силы: 0,09; 0,05; 0,04; 0,02.

Напряжения в болте от внешней нагрузки в затянутом резьбовом соединении определяются с учетом того, что лишь j -я часть нагрузки передается на болты. Величина j называемая коэффициентом основной нагрузки

$$j = \lambda_d / (\lambda_b + \lambda_d),$$

где λ_d , λ_b – податливость стягиваемых деталей и болта.

В рабочем диапазоне внешних нагрузок при достаточных силах затяжки болтов для стальных и чугунных деталей обычно $j = 0,2 \dots 0,3$. Предполагая, что стыки достаточно сильно затянуты и поэтому контактная жесткость мало меняется от давления, можно принимать значения j детерминированной величиной. Отсюда коэффициент вариации номинальных напряжений в болте, вызванный рассеянием внешней нагрузки, полагается равным коэффициенту вариации внешней нагрузки.

Коэффициент концентрации напряжений в резьбе в первую очередь определяется формой впадины резьбы. Для ответственных высоко нагруженных соединений при динамических нагрузках применяется резьба с закругленной впадиной радиус кривизны R которой изменяется в пределах $(0,1 \dots 0,144) P$, где P – шаг резьбы.

Среднее значение α_{cp} и коэффициент вариации ϑ_α коэффициента концентрации напряжений

$$\alpha_{cp} = 1 + 1,1(2P / (R_{max} + R_{min}))^{0,5} = 1 + 1,1 (2P / (0,1 + 1,144) P)^{0,5} = 4,15$$

$$\vartheta_\alpha = (1/6\alpha_{cp})(\alpha_{max} - \alpha_{min}) = (1/6\alpha_{cp})1,1((P/R_{max})^{0,5} - (P/R_{min})^{0,5}) = 0,023.$$

Расчет надежности болтового соединения сводится к оценке вероятности P безотказной работы соединения по основным критериям: не раскрытия стыка P_1 , несдвигаемости стыка P_2 , статической прочности P_3 и сопротивлению усталости P_4 ,

$$P = P_1 \cdot P_2 \cdot P_3 \cdot P_4.$$

1. Надежность резьбового соединения по критерию нераскрытия стыка.

Для случая, когда единичное болтовое соединение деталей нагружено центральной отрывающей силой F_o (величина случайная), вероятность P_1 определяют из условия

$$P_1 = \text{Вер} [(F_3 / \beta c > F_o (1 - j)],$$

где F_3 – сила затяжки, Н; $1 - j$ – множитель, характеризующий долю внешней нагрузки на стык; βc – коэффициент, учитывающий возможное ослабление затяжки вследствие обмятия поверхности стыков, $\beta c = 1,1$.

Вероятность P_1 безотказной работы определяется в зависимости от квантили

$$U_{P1} = - (n_{1cp} - 1) / (n_{1cp}^2 \vartheta_3^2 + \vartheta_{F_o}^2)^{0,5},$$

где n_{1cp} – коэффициент запаса нераскрытия стыка по средним нагрузкам; ϑ_3 – коэффициент вариации силы затяжки; ϑ_{F_o} – коэффициент вариации отрывающей силы.

Коэффициент запаса определяется по формуле

$$n_{1cp} = F_{3cp} / \beta c F_o (1 - j).$$

2. Надежность резьбового соединения по критерию несдвигаемости стыка/

Вероятность безотказной работы по второму критерию P_2 для единичного затянутого болтового соединения, нагруженного сдвигающей силой F_c , определяется из условия

$$P_2 = \text{Вер} [(f F_3 / \beta c > F_c)].$$

Для определения P_2 вычисляют квантиль

$$U_{P2} = - (n_{2cp} - 1) / (n_{2cp}^2 \vartheta_{lim}^2 + \vartheta_{F_c}^2)^{0,5},$$

где n_{2cp} – коэффициент запаса несдвигаемости стыка по средним нагрузкам; ϑ_{lim} – предельное значение коэффициента вариации; ϑ_{F_c} коэффициент вариации сдвигающей силы.

Коэффициент запаса определяется по формуле

$$n_{2cp} = f_{cp} \cdot F_3 / \beta c \cdot F_3,$$

где f_{cp} – среднее значение коэффициента трения.

Предельное значение коэффициента вариации определяется из выражения

$$\vartheta_{lim} = (\vartheta_3^2 + \vartheta_f^2)^{0,5},$$

где ϑ_f – коэффициент вариации коэффициента трения.

3. Надежность резьбового соединения по критерию прочности.

Вероятность безотказной работы по критерию статической прочности определяется из условия

$$P_3 = \text{Вер} (\sigma_{рас} < \sigma_T),$$

где $\sigma_{рас}$ – расчетное напряжение в опасном сечении болта, МПа;
 σ_T – предел текучести материала болта, МПа.

Расчетное напряжение в болте единичного болтового соединения, нагруженного центральной отрывающей силой, определяется выражением

$$\sigma_{рас} = 4(k \cdot F_3 + j \cdot F_o) / \pi \cdot d_p^2,$$

где d_p – расчетный диаметр резьбы болта; k – коэффициент, учитывающий кручение болта ($k=1,0 \dots 1,3$).

Среднее значение расчетного напряжения определяется по зависимости для σ_p , в которую вместо F_3 и F_o подставляются их средние значения $F_{зcp}$ и $F_{осp}$.

Среднеквадратическое отклонение расчетного напряжения

$$S_p = \sigma_{pcp} \cdot \vartheta_p = 4 (k^2 \vartheta_3^2 F_{зcp}^2 + j^2 F_{осp}^2 \cdot \vartheta_{Fo}^2)^{0,5}.$$

Решая последнее уравнение относительно коэффициента вариации ϑ_p , получаем

$$\vartheta_p = \vartheta_3 / (1 + \alpha) = ((1 + \alpha^2) \vartheta_{Fo}^2 / \vartheta_3^2)^{0,5};$$

$$\alpha = j_{F_{\text{оср}}} / k_{F_{\text{зср}}}.$$

Вследствие относительной малости величины α и соизмеримости коэффициентов вариации ϑ_3 и ϑ_{Fo} в технических расчетах принимается

$$\vartheta_p = \vartheta_3.$$

Вероятность безотказной работы по критерию статической прочности P_3 находят по квантили

$$U_{P_3} = - (n_{\text{зср}} - 1) / (n_{\text{зср}}^2 \cdot \vartheta \sigma_T^2 + \vartheta_p^2)^{0,5},$$

где $n_{\text{зср}}$ – коэффициент запаса прочности; $\vartheta \sigma_T$ – коэффициент вариации предела текучести σ_T .

Коэффициент запаса прочности по средним напряжениям определяется по формуле

$$n_{\text{зср}} = \sigma_{T_{\text{ср}}} / \sigma_{p_{\text{ср}}} = \pi \cdot d_p^2 \cdot \sigma_{T_{\text{ср}}} / 4(k_{F_{\text{зср}}} + j \cdot F_{\text{оср}}),$$

где $\sigma_{T_{\text{ср}}}$ – среднее значение предела текучести материала болта, МПа.

4. Надежность резьбового соединения по критерию сопротивления усталости.

Вероятность безотказной работы по критерию сопротивления усталости определяется из условия

$$P_4 = \text{Вер} (\sigma_d < \sigma_{\text{пв}}),$$

где σ_d – действующие напряжения, приведенные к симметричному циклу, МПа; $\sigma_{\text{пв}}$ – предел выносливости материала болта, МПа.

Среднее значение действующих напряжений определяется по формуле

$$\sigma_{\text{дср}} = 4 / \pi \cdot d_p^2 (0,5F_{\text{оср}}j + \psi / k_{\sigma} (F_{\text{зср}} + 0,5F_{\text{оср}}j)),$$

где $F_{\text{оср}}$ – среднее (учитывая случайный характер силы) значение максимальной нагрузки цикла, $(0,5F_{\text{оср}}$ – среднее значение амплитуды нагрузки), Н; ψ – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла, $\psi = 0,1$; k_{σ} – среднее значение эффективного коэффициента концентрации напряжений, принимают в зависимости от предела прочности материала σ_B .

Коэффициент вариации напряжения σ_d можно принимать равным коэффициенту вариации нагрузки ϑ_{Fo} , так как влияние на сопротивление усталости средней составляющей напряжений мало.

Среднее значение предела выносливости болта определяется по формуле

$$\sigma_{\text{пвср}} = \sigma_{-1} \cdot \beta \cdot \beta_{\text{уп}} / k_{\sigma},$$

где σ_{-1} – среднее значение предела выносливости гладкого образца, МПа; β – коэффициент, зависящий от типа соединений, для соединений стандартными болтами и гайками $\beta = 1,0 \dots 1,1$; $\beta_{\text{уп}}$ – коэффициент упрочнения (для болтов с нарезанной резьбой $\beta_{\text{уп}} = 1,0 \dots 1,1$, для болтов с накатанной резьбой $\beta_{\text{уп}} = 1,25$).

Коэффициент вариации предела выносливости болта включает коэффициенты вариации предела выносливости деталей одной плавки, приближенно принимаемого $\vartheta_{\text{д1}} = 0,06 \dots 0,08$, среднего предела выносливости по плавкам, приближенно принимаемого равным $\vartheta_{\text{пл}} = 0,1$ и эффективного коэффициента концентрации напряжений $\vartheta_{k\sigma} \approx \vartheta_d$, и вычисляется по формуле

$$\vartheta_{\text{пв}} = (\vartheta_{\text{д1}}^2 + \vartheta_{\text{пл}}^2 + \vartheta_d^2)^{0,5}.$$

Вероятность безотказной работы по критерию сопротивления усталости P_4 определяется в зависимости от квантили нормированного нормального распределения

$$U_{P4} = - (n_{4\text{ср}} - 1) / (n_{4\text{ср}}^2 \cdot \vartheta_{\text{пв}}^2 + \vartheta_{Fo}^2)^{0,5}.$$

Коэффициент запаса сопротивления усталости n_{4cp} определяется по формуле

$$n_{4cp} = \sigma_{пвср} / \sigma_{дср}$$

Пример расчета надежности резьбового соединения

Задача. Определить вероятность безотказной работы соединения двух стальных деталей болтом M12–6gR класса прочности 6.6. Соединение нагружено растягивающей болт силой, изменяющейся от 0 до F_0 , и сдвигающей стянутые детали силой, изменяющейся от 0 до F_c . Среднее значение силы $F_{0cp} = 9 \cdot 10^3$ Н, а силы $F_{ср} = 1,2 \cdot 10^3$ Н. Контроль усилия затяжки осуществляется по величине крутящего момента динамометрическим ключом. Исходя из класса прочности среднее значение предела текучести и предела выносливости материала болта равны $\sigma_{Тср} = 360$ МПа, $\sigma_{вп} = 220$ МПа.

Решение

4.1. Определение ВБР по критерию нераскрытия стыка.

Приняв расчетный диаметр болта равным среднему диаметру резьбы, исходя из предела выносливости материала болта, определяем среднее значение силы затяжки

$$F_{зср} = 0,5 \sigma_{Тср} \cdot \pi \cdot d_p^2 / 4 = 0,5 \cdot 360 \cdot \pi \cdot 10,86 = 1,67 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

При расчете коэффициента запаса нераскрытия стыка по средним нагрузкам принимаем коэффициент ослабления затяжки $\beta_c = 1,1$, а коэффициент основной нагрузки $j = 0,2$

$$n_{1cp} = F_{зср} / \beta_c \cdot F_0 (1 - j) = 1,67 \cdot 10^4 / 1,1 \cdot 9 \cdot 10^3 (1 - 0,2) = 2,1.$$

Принимая коэффициенты вариации силы затяжки деталей $\vartheta_3 = 0,09$ и силы растягивающей болт $\vartheta_{F_0} = 0,1$ определяем квантили

$$U_{P1} = - (n_{1cp} - 1) / (n_{1cp}^2 \cdot \vartheta_3^2 + \vartheta_{F_0}^2)^{0,5} = \\ = - (2,1 - 1) / (2,1^2 \cdot 0,09^2 + 0,1^2)^{0,5} = - 5,144.$$

По табл. П1 находим вероятность безотказной работы $P_1 = 0,9999$.

4.2. Определение ВБР по критерию несдвигаемости стыка.

При расчете коэффициента запаса несдвигаемости стыка n_{2cp} принимаем среднее значение коэффициента трения $f_{cp} = 0,15$,

$$n_{2cp} = f_{cp} \cdot F_{зcp} / \beta_c \cdot F_{сcp} = 0,15 \cdot 1,67 \cdot 10^4 / 1,1 \cdot 10^3 = 1,89.$$

При расчете предельного значения коэффициента вариации принимаем коэффициент вариации коэффициента трения $\vartheta_f = 0,09$

$$\vartheta_{lim} = (\vartheta_f^2 + \vartheta_3^2)^{0,5} = (0,09^2 + 0,09^2)^{0,5} = 0,127.$$

При расчете квантили принимаем $\vartheta_{Fc} = 0,09$

$$U_{P2} = - (n_{2cp} - 1) / (n_{2cp}^2 \cdot \vartheta_{lim}^2 + \vartheta_{Fc}^2)^{0,5} = \\ = - (1,89 - 1) / (1,89^2 \cdot 1,27^2 + 0,09^2)^{0,5} = - 3,47.$$

По табл. П1 находим $P_2 = 0,9997$.

4.3. Определение ВБР по критерию статической прочности.

При определении среднего значения расчетного напряжения принимаем коэффициент учитывающий кручение болта $k = 1,3$

$$\sigma_{рсп} = 4 (k \cdot F_{зcp} + j \cdot F_{оср}) / \pi \cdot d_p^2 = \\ = 4 \cdot 10^6 (1,3 \cdot 1,67 \cdot 10^4 + 0,2 \cdot 9 \cdot 10^3) / \pi \cdot 10,86^2 = 244 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса прочности по средним напряжениям

$$n_3 = \sigma_{Тср} / \sigma_{рсп} = 360 / 244 = 1,48.$$

При расчете квантили принимаем коэффициент вариации предела текучести $\vartheta_{\sigma_T} = 0,06$ и допускаем, что коэффициенты вариации усилия затяжки ϑ_3 и расчетного напряжения в сечении болта ϑ_p совпадают

$$U_{P3} = - (n_{3cp} - 1) / (n_{3cp}^2 \cdot \vartheta_{\sigma_T}^2 + \vartheta_p^2)^{0,5} = \\ = - (1,48 - 1) / (1,48^2 \cdot 0,06^2 + 0,09^2)^{0,5} = - 3,368.$$

По табл. П1 путем экстраполяции полученных данных определяем $P_3 = 0,9997$.

4.4. *Определение ВБР резьбового соединения по критерию сопротивления усталости.*

При определении среднего значения предела выносливости болта $\sigma_{пвср}$ принимаем коэффициент возможного ослабления затяжки $\beta = 1,1$, среднее значение эффективного коэффициента концентрации напряжений $k_{ср} = 3$

$$\sigma_{пвср} = \sigma_{-1} \cdot \beta \cdot \beta_{уп} / k_{ср} = 220 \cdot 1,1 \cdot 1/3 = 80,7 \text{ МПа.}$$

Среднее значение действующего напряжения

$$\begin{aligned} \sigma_{дср} &= 4 / \pi \cdot d_p^2 (0,5F_{оср} \cdot j + \Psi / k_{\sigma} (F_{зср} + 0,5F_{оср} \cdot j)) = \\ &= 4 \cdot 10^6 / \pi \cdot 10,86^2 (0,5 \cdot 0,2 \cdot 9 \cdot 10^3 + 0,1 \cdot (1,67 \cdot 10^4 + 0,5 \cdot 0,2 \cdot 10^3) / 3) = \\ &= 18 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Коэффициент запаса прочности по средним напряжениям

$$n_{4ср} = \sigma_{пвср} / \sigma_{дср} = 80,7 / 18 = 4,48.$$

Определяем коэффициент вариации предела выносливости болта, принимая составляющие коэффициенты вариации $\vartheta_{д1} = 0,07$, $\vartheta_{д} = 0,023$

$$\vartheta_{пв} = (\vartheta_{д1}^2 + \vartheta_{пл}^2 + \vartheta_{д}^2)^{0,5} = (0,07^2 + 0,1^2 + 0,023^2)^{0,5} = 0,124.$$

Квантиль определяется по вышеприведенной формуле

$$\begin{aligned} U_{P4} &= - (n_{4ср} - 1) / (n_{4ср}^2 \cdot \vartheta_{пв}^2 + \vartheta_{Fo}^2)^{0,5} = \\ &= - (4,48 - 1) / (4,48^2 \cdot 0,124^2 + 0,1^2)^{0,5} = - 6,22. \end{aligned}$$

По табл. П1 определяем $P_4 = 0,9999$.

В целом вероятность безотказной работы данного болтового соединения

$$P = P_1 \cdot P_2 \cdot P_3 \cdot P_4 = 0,9999 \cdot 0,9997 \cdot 0,9997 \cdot 0,9999 = 0,9992.$$

Содержание практического занятия № 4

В соответствии с условиями задачи № 1 и переменными данными вариантов задания таблицы 4.1 необходимо:

- определить ВБР резьбового соединения по основным критериям: не раскрытию стыка P_1 , несдвигаемости стыка P_2 , статической прочности P_3 и сопротивлению усталости P_4 ;
- определить результирующую ВБР резьбового соединения;
- составить отчет.

Таблица 4.1

Варианты заданий для расчета ВБР резьбового соединения

№ вар.	F_o 10 ³ Н	F_c 10 ³ Н	$\vartheta_{пв}$	$\vartheta_{пв}$	$\vartheta_{пв}$	j	f	$\vartheta_{пв}$	k	$\vartheta_{пв}$	$\vartheta_{пв}$	β	β
1	9,1	1,1	0,12	0,08	0,09	0,21	0,15	0,08	1,3	0,06	0,07	1,0	1,3
2	9,3	1,2	0,12	0,08	0,09	0,23	0,16	0,08	1,2	0,06	0,07	1,0	1,3
3	9,5	1,3	0,12	0,08	0,09	0,25	0,17	0,08	1,1	0,06	0,07	1,0	1,3
4	9,7	1,2	0,12	0,08	0,09	0,27	0,18	0,08	1,2	0,06	0,07	1,0	1,3
5	9,7	1,3	0,12	0,08	0,09	0,29	0,19	0,08	1,1	0,06	0,07	1,0	1,3
6	9,9	1,2	0,12	0,08	0,09	0,30	0,20	0,08	1,3	0,06	0,07	1,0	1,3
7	9,8	1,1	0,12	0,08	0,09	0,28	0,18	0,08	1,2	0,06	0,07	1,0	1,3
8	9,6	1,1	0,12	0,08	0,09	0,26	0,17	0,08	1,1	0,06	0,07	1,0	1,3
9	9,4	1,3	0,12	0,08	0,09	0,24	0,16	0,08	1,2	0,06	0,07	1,0	1,3
0	9,2	1,3	0,12	0,08	0,09	0,22	0,15	0,08	1,3	0,06	0,07	1,0	1,3

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Решетов Д. Н. и др. Надежность машин: учебн. пособие для маш. спец. вузов. М.: Высш. шк., 1988. 238 с.
2. Куклин Н. Г. и др. Детали машин: учебник для машиностр. техникумов. М.: Высш. шк., 1973. 384 с.
3. Андреев В. Н. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 1. М.: Машиностроение, 1978. 728 с.
4. Биргер И. А. и др. Резьбовые соединения. М.: Машиностроение, 1972. 189 с.
5. Якушев А. И. и др. Повышение прочности и надежности резьбовых соединений. М.: Машиностроение, 1979. 219 с.
6. Иосилевич Г. В. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин. М.: Машиностроение, 1981. 312 с.
7. Перель Л. Я. , Филатов А. А. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: справочник. М.: Машиностроение, 1992 . 606 с.
8. Леликов О. П. Подшипники качения: справочник. М.: Машиностроение, 2016 . 667 с. URL: <https://e.lanbook.com/book/107162> (дата обращения 24.03.2022).

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица III

Квантили нормального распределения

Кван- тиль	ВБР Р	Кван- тиль	ВБР Р	Кван- тиль	ВБР Р	Кван- тиль	ВБР Р
0	0,50	0,440	0,67	0,994	0,84	2,366	0,991
0,025	0,51	0,468	0,68	1,036	0,85	2,409	0,992
0,050	0,52	0,496	0,69	1,080	0,86	2,457	0,993
0,075	0,53	0,524	0,70	1,126	0,87	2,512	0,994
0,100	0,54	0,553	0,71	1,175	0,88	2,570	0,995
0,126	0,55	0,583	0,72	1,227	0,89	2,652	0,996
0,151	0,56	0,613	0,73	1,282	0,90	2,748	0,997
0,176	0,57	0,643	0,74	1,341	0,91	2,807	0,9975
0,202	0,58	0,674	0,75	1,405	0,92	2,878	0,9980
0,228	0,59	0,706	0,76	1,476	0,93	3,090	0,9990
0,253	0,60	0,739	0,77	1,555	0,94	3,291	0,9995
0,279	0,61	0,772	0,78	1,645	0,95	3,719	0,9999
0,305	0,62	0,806	0,79	1,751	0,96		
0,332	0,63	0,842	0,80	1,881	0,97		
0,358	0,64	0,878	0,81	1,960	0,975		
0,385	0,65	0,915	0,82	2,054	0,980		
0,412	0,66	0,954	0,83	2,326	0,990		