

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ МАШИН

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов направления подготовки
15.03.03 «Прикладная механика» очной формы обучения*



Могилев 2026

УДК 621.8
ББК 34.44
К65

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «28» мая 2026 г.,
протокол № 11

Составитель канд. техн. наук О. В. Пузанова

Рецензент ст. преподаватель Ю. С. Романович

Методические рекомендации являются практическим руководством в работе студентов направления подготовки 15.03.03 «Прикладная механика» очной формы обучения при проведении практических занятий по дисциплине «Конструирование и расчет машин».

Учебное издание

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ МАШИН

Ответственный за выпуск	А. П. Прудников
Корректор	И. В. Голубцова
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать	. Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.	
Печать трафаретная. Усл. печ. л.	. Уч.-изд. л.	. Тираж 26 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2026

Содержание

Введение.....	4
1 Практическое занятие № 1. Энерго-кинематический расчет привода	5
2 Практическое занятие № 2. Расчет цилиндрических зубчатых передач.....	9
3 Практическое занятие № 3. Расчет червячных передач.....	15
4 Практическое занятие № 4. Расчет ременной передачи	19
5 Практическое занятие № 5. Расчет цепной передачи.....	21
6 Практическое занятие № 6. Расчет валов	23
7 Практическое занятие № 7. Расчет подшипников качения	31
8 Практическое занятие № 8. Расчет сварных соединений	34
9 Практическое занятие № 9. Расчет резьбовых соединений.....	39
10 Практическое занятие № 10. Расчет соединений «вал – ступица»	46
Список литературы	48

Введение

Механическим приводом называют механизм, который преобразует параметры движения в процессе передачи его от двигателя к исполнительным органам машины. Согласование режима работы двигателя с режимом работы исполнительных органов машины осуществляют с помощью передач. Например, обработка деталей на металлорежущих станках требует различных скоростей и усилий резания на резце, весь диапазон которых реализуется коробкой передач, состоящей из зубчатых передач.

В курсе «Конструирование и расчет машин» изучают механические передачи, соединения, а также детали и узлы общего назначения (валы, подшипники, муфты). Современный инженер должен обладать навыками проектирования данных передач и деталей, иметь представление не только о порядке проведения расчёта, но и критериях работоспособности, по которым осуществляется расчёт.

Обучение студентов умению самостоятельно производить проектирование механического привода и передач, входящих в привод, является одной из основных задач курса «Конструирование и расчет машин» и целью настоящих методических рекомендаций.

Задание на практическую работу выдается группе студентов в количестве 3–4 человек в виде кинематических схем с исходными данными объекта, для которого необходимо выполнить инженерные расчеты.

Справочные данные, необходимые для проведения расчетов, выдаются каждой группе студентов преподавателем на каждом занятии.

Отчет по практическим занятиям включает содержание, цель практической работы, основную часть (расчеты), заключение и оформляется в тетради каждым студентом.

Комплектность отчетов по практическим занятиям является одним из оснований допуска к экзамену.

1 Практическое занятие № 1. Энерго-кинематический расчет привода

1.1 Цель и теоретические сведения

Целью практического занятия является выполнение энерго-кинематического расчета привода, в ходе которого обеспечиваются требуемые характеристики рабочего органа привода.

Задачами энерго-кинематического расчета являются:

- подбор электродвигателя, способного преодолеть нагрузки, возникающие на рабочем органе;
- подбор передаточных отношений для передач привода таким образом, чтобы обеспечить требуемые скорости и частоты вращения рабочего органа;
- определение энерго-кинематических параметров на валах привода, которые будут являться исходными данными к проектированию передач, составляющих привод.

В каждой передаче различают два основных вала: входной и выходной, или ведущий и ведомый (рисунок 1.1).

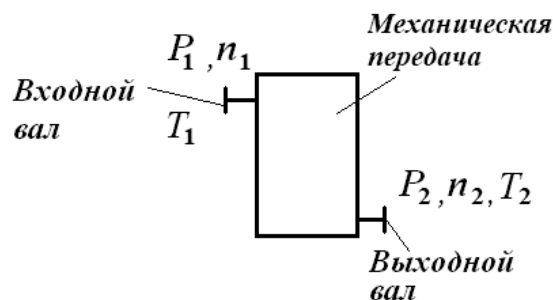


Рисунок 1.1 – Основные параметры механических передач

Основными характеристиками передач являются: мощность P_1 (на входе) и P_2 (на выходе), Вт; быстроходность, которая выражается частотой вращения n_1 (на входе) и n_2 (на выходе), мин^{-1} , или соответствующими угловыми скоростями ω_1 и ω_2 , с^{-1} ; вращающий момент T_1 (на входе) и T_2 (на выходе), Н·м.

Основные характеристики передач связаны между собой зависимостью

$$T_i = \frac{P_i}{\omega_i}. \quad (1.1)$$

Эти характеристики минимально необходимы и достаточны для проведения проектного расчета любой передачи.

Кроме основных, различают производные характеристики:

- коэффициент полезного действия (КПД), который выражает потери мощности в передаче на трение,

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}; \quad (1.2)$$

– передаточное отношение

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (1.3)$$

При $i > 1$, $n_1 > n_2$ передача понижающая (редуцирующая), при $i < 1$, $n_1 < n_2$ передача повышающая (мультиплицирующая). Наибольшее распространение имеют понижающие передачи, т. к. частота вращения исполнительного механизма в большинстве случаев меньше частоты вращения двигателя.

1.2 Выбор электродвигателя

Исходными данными для энерго-кинематического расчета привода являются: окружное усилие F_{tPO} , Н, или вращающий момент T_{PO} , Н·м, которые должен реализовать привод на рабочем органе; окружная скорость v_{PO} , м/с, или угловая скорость ω_{PO} , с⁻¹; геометрические параметры рабочего органа. Электродвигатель для привода подбирается по двум параметрам: требуемой мощности $P_{дтр}$, Вт, и требуемой частоте вращения $n_{дтр}$, мин⁻¹. Порядок подбора электродвигателя для привода представим в виде таблицы 1.1.

Таблица 1.1 – Порядок подбора электродвигателя для привода

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Мощность на рабочем органе	P_{PO}	$P_{PO} = k \cdot F_{tPO} \cdot v_{PO}$ или $P_{PO} = k \cdot T_{PO} \cdot \omega_{PO}$, где k – количество рабочих органов на приводном валу
Общий КПД привода	η_0	$\eta_0 = \prod_{i=1}^n \eta_i$, где η_i – КПД элементов, составляющих привод [2, таблица 1.2.1]
Требуемая мощность электродвигателя	$P_{дтр}$	$P_{дтр} = \frac{P_{PO}}{\eta_0}$
Расчетный диаметр рабочего органа	D_{PO}	Если рабочим органом является барабан или диск, то его диаметр задан по условию. Если рабочим органом является звездочка цепной передачи, то ее диаметр рассчитывается по формуле $D_{PO} = \frac{p_{ц}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)},$ где $p_{ц}$ – шаг цепи; z – число зубьев звездочки

Окончание таблицы 1.1

1	2	3
Угловая скорость рабочего органа	ω_{PO}	$\omega_{PO} = \frac{2 \cdot v_{PO}}{D_{PO}}$
Частота вращения рабочего органа	n_{PO}	$n_{PO} = \frac{30 \cdot \omega_{PO}}{\pi}$
Требуемая частота вращения двигателя	$n_{ДТР}$	$n_{ДТР} = n_{PO} \cdot \prod_{j=1}^m i_j,$ где i_j – ориентировочное значение передаточного отношения передач, из которых состоит привод [2, таблица 1.2.2]
Выбор электродвигателя		По [2, таблица 16.7.1] выбирается электродвигатель с ближайшей большей мощностью ($P_D > P_{ДТР}$) и ближайшей частотой вращения ($n_D > n_{ДТР}$) или ($n_D < n_{ДТР}$)

1.3 Назначение передаточных отношений передач

В подразделе 1.2 для передач привода были выбраны ориентировочные значения передаточных отношений для передач привода. После того как выбран электродвигатель с частотой вращения n_D , кинематический параметр рабочего органа (его частота вращения n_{PO}) должен соответствовать заданному по условию. Это обеспечивается правильным подбором передаточных отношений привода.

Вначале необходимо определить общее передаточное отношение привода по формуле

$$i_0 = \frac{n_D}{n_{PO}}. \quad (1.4)$$

В общем виде привод может включать закрытые передачи, входящие в состав редуктора, и открытые передачи.

Если привод содержит открытые и закрытые передачи, то вначале назначаются передаточные отношения открытых передач из рекомендуемых диапазонов, приведенных в [2, таблица 1.2.2]. После этого определяется требуемое передаточное отношение редуктора по формуле

$$i_{ред} = \frac{i_0}{i_{откр\ 1} \cdot i_{откр\ 2} \cdot \dots \cdot i_{откр\ m}}. \quad (1.5)$$

Если привод содержит только закрытые передачи, то $i_{ред} = i_0$.

Затем назначаются передаточные отношения для закрытых передач редуктора согласно [2, таблица 1.2.3].

1.4 Определение основных энерго-кинематических параметров на валах привода

Окончательным этапом энерго-кинематического расчета является определение мощностей, частот вращения и вращающих моментов на валах привода.

Вначале производится нумерация валов, начиная с вала электродвигателя, в порядке передачи движения с одного вала на второй.

Затем определяются частоты вращения валов, используя следующие правила:

– если передача вращения с k -го вала на $(k + 1)$ -й вал происходит через муфту, то

$$n_{k+1} = n_k; \quad (1.6)$$

– если передача вращения с k -го вала на $(k + 1)$ -й вал происходит через передачу, то

$$n_{k+1} = \frac{n_k}{i_{II}}, \quad (1.7)$$

где i_{II} – передаточное отношение передачи, через которую передается движение.

После этого определяются угловые скорости для каждого вала по формуле

$$\omega_k = \frac{\pi \cdot n_k}{30}. \quad (1.8)$$

Затем вычисляются мощности на валах по формуле

$$P_{k+1} = P_{k+1} \cdot \prod_{j=1}^n \eta_j, \quad (1.9)$$

где η_j – КПД элементов привода, в которых происходят потери энергии на трение при передаче движения с k -го вала на $(k + 1)$ -й вал.

После определяются вращающие моменты на валах привода по формуле

$$T_k = \frac{P_k}{\omega_k}. \quad (1.10)$$

2 Практическое занятие № 2. Расчет цилиндрических зубчатых передач

2.1 Цель практического занятия и теоретические сведения

Целью практического занятия является проектирование зубчатой передачи, способной обеспечивать требуемое изменение энерго-кинематических параметров (частоты вращения и вращающего момента) при передаче движения между валами привода в течение заданного срока службы.

Задачами расчета зубчатой передачи являются:

- выбор материалов и расчет допускаемых напряжений;
- проектный расчет передачи, в ходе которого определяются ее геометрические параметры;
- проверочный расчет передачи, в ходе которого спроектированная передача проверяется по критериям работоспособности.

Под действием сил, возникающих в зацеплении зубчатой передачи, зуб находится в сложном напряженном состоянии. Решающее влияние на его работоспособность оказывают два основных напряжения: *контактные напряжения σ_H и напряжения изгиба σ_F* . Для каждого зуба σ_H и σ_F не являются постоянно действующими. Они изменяются во времени по некоторому прерывистому циклу. Переменные напряжения являются причиной *усталостного разрушения* зубьев: *поломки зубьев и выкрашивания* поверхности, поэтому σ_H и σ_F приняты за критерии работоспособности и расчёта зубчатой передачи.

При расчете передач первым этапом расчета является выбор материалов и определение допускаемых напряжений. На этом этапе назначаются материалы, из которых выполняются элементы передачи, термообработка элементов передач (для улучшения функциональных свойств материалов) и рассчитываются допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ и допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ (при превышении которых работоспособность передачи будет нарушена).

2.2 Выбор материалов и определение допускаемых напряжений для зубчатых передач

Исходными данными для расчета допускаемых напряжений зубчатых передач служат: частоты вращения шестерни n_1 , мин⁻¹, и колеса n_2 , мин⁻¹; срок службы t , лет; режим работы. Порядок определения допускаемых напряжений для зубчатых передач приведен таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Порядок определения допускаемых напряжений для зубчатых передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
<i>Допускаемые контактные напряжения</i>		
Выбор материала и термообработка зубьев зубчатых колес	–	Материал и термообработка зубьев зубчатых колес назначается в зависимости от вида зубчатой передачи по [1, таблица 2.3]. Для прямозубых передач рекомендуется твердость колеса и шестерни меньше 350 НВ, причём твердость шестерни на 20...40 ед. по шкале НВ больше, чем для колеса. Термообработка – улучшение, нормализация. Для косозубых передач рекомендуется твердость колеса меньше 350 НВ, а шестерни больше 350 НВ, следовательно, для колеса термообработка – улучшение, нормализация, для шестерни – закалка, азотирование и т. д.
Предел контактной выносливости для шестерни и колеса	$\sigma_{H1 \lim}$, $\sigma_{H2 \lim}$	Рассчитываем по формулам из [1, таблица 2.4] в зависимости от назначенной термообработки
Циклическая долговечность для шестерни и колеса	N_{HG1} , N_{HG2}	$N_{HG} = 30 \cdot \text{HB}^{2,4}$, где НВ – назначенная твердость поверхности зуба (если твердость дана по шкале HRC, то переводим в НВ по графику [1, рисунок 2.3])
Расчётный срок службы, ч	t_{Σ}	$t_{\Sigma} = N_{\Gamma} \cdot N_H \cdot N_{дн} \cdot N_{см} \cdot t_{см}$, где N_{Γ} – количество лет службы привода; N_H – количество недель в году; $N_{дн}$ – количество рабочих дней в неделю; $N_{см}$ – количество рабочих смен в день; $t_{см}$ – количество часов в смену. Задаёмся по рекомендации преподавателя
Коэффициент режима работы	μ_H	Определяем по рекомендациям [1, таблица 2.5] в зависимости от заданного режима работы
Число зацеплений зуба за один оборот колеса	c	Количество входов в зацепление зуба за его один оборот ($c = 1$, за исключением случая, когда одна шестерня приводит в движение несколько колес)
Эквивалентное число циклов напряжений для шестерни и колеса	N_{HE1} , N_{HE2}	$N_{HEi} = \mu_H \cdot 60 \cdot c \cdot n_i \cdot t_{\Sigma}$
Коэффициент долговечности для шестерни и колеса	Z_{N1} , Z_{N2}	$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG i}}{N_{HE i}}}$. Если $Z_N < 1$, то принимаем $Z_N = 1$; если $Z_N > 1$, то оставляем рассчитанное значение
Коэффициент безопасности для шестерни и колеса	S_{H1} , S_{H2}	Выбираем по рекомендациям [1, с. 21] в зависимости от назначенной термообработки

Окончание таблицы 2.1

1	2	3
Допускаемое контактное напряжение для шестерни и колеса	$[\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2$	$[\sigma_H]_i = \frac{\sigma_{Hi \lim}}{S_{Hi}} Z_{Ni}$
Допускаемое контактное напряжение для передачи	$[\sigma_H]$	Для прямозубых цилиндрических передач $[\sigma_H] = \min([\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2);$ для косозубых цилиндрических передач $[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} \leq 1,25 \cdot \min([\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2);$ для конических передач $[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} \leq 1,15 \cdot \min([\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2)$
<i>Допускаемые напряжения изгиба</i>		
Предел изгибной выносливости для шестерни и колеса	$\sigma_{F1 \lim}, \sigma_{F2 \lim}$	Рассчитываем по формуле из [1, таблица 2.6] в зависимости от термообработки
Циклическая долговечность для шестерни и колеса	N_{FG1}, N_{FG2}	Для всех сталей $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$
Коэффициент режима работы	μ_F	Определяем по [1, таблица 2.5] в зависимости от заданного режима работы
Эквивалентное число циклов перемены напряжений изгиба	N_{FE1}, N_{FE2}	$N_{FEi} = \mu_F \cdot 60 \cdot c \cdot n_i \cdot t_\Sigma$
Коэффициент долговечности для шестерни и колеса	Y_{N1}, Y_{N2}	$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{FGi}}{N_{FEi}}}$ Если $Y_N < 1$, то принимаем $Y_N = 1$; если $Y_N > 1$, то оставляем рассчитанное значение
Коэффициент двустороннего приложения нагрузки	Y_A	$Y_A = 1$ – односторонняя нагрузка; $Y_A = 0,7 \dots 0,8$ – реверсивная нагрузка
Коэффициент безопасности для шестерни и колеса	S_{F1}, S_{F2}	S_{Fi} выбираем по рекомендациям [1, с. 26] в зависимости от назначенной термообработки
Допускаемое напряжение изгиба для шестерни и колеса	$[\sigma_F]_1, [\sigma_F]_2$	$[\sigma_F]_i = \frac{\sigma_{Fi \lim}}{S_{Fi}} Y_A \cdot Y_{Ni}$

2.3 Проектный расчёт зубчатых передач

Исходными данными для проектного расчета зубчатых передач служат: передаточное число u (равное передаточному отношению i рассчитываемой передачи); вращающий момент на валу шестерни T_1 , Н·м; допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$, МПа.

Наиболее часто в редукторах используются цилиндрические зубчатые передачи, поэтому проектный расчет рассмотрим на их примере.

Порядок проектного расчета для цилиндрических зубчатых передач

приведен в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Порядок проектного расчета для цилиндрических зубчатых передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Коэффициент ширины относительно межосевого расстояния	ψ_{ba}	Выбирается по [1, таблица 2.7] в зависимости от расположения колёс относительно опор редуктора и от твердости поверхности зубьев
Коэффициент ширины относительно делительного диаметра	ψ_{bd}	$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} (u + 1)$
Степень точности	n_{CT}	Назначаем степень точности 6, 7, 8 или 9
Коэффициент распределения нагрузки между зубьями	$K_{H\alpha}$	Для прямозубой передачи $K_{H\alpha} = 1 + 0,06(n_{CT} - 5)$; для косозубой передачи $K_{H\alpha} = 1 + 0,25 \cdot (n_{CT} - 5)$. По [1] $K_{H\alpha} \leq 1,6$
Коэффициент концентрации нагрузки	$K_{H\beta}$	Выбираем по графикам [1, рисунок 2.4] в зависимости от твердости поверхности зубьев, вида редуктора и коэффициента ψ_{bd}
Модуль упругости	E_{np}	Для стали $E_{np} = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па
Ширина шестерни	b_{W1}	$b_{W1} = d_1 \cdot \psi_{bd}$
Ширина колеса	b_{W2}	$b_{W2} = b_{W1} - 3 \dots 5$
Коэффициент модуля	ψ_m	Выбираем по [1, таблица 2.8] в зависимости от твердости поверхности зубьев
Модуль передачи	m	$m = \frac{b_{W1}}{\psi_m}$. После расчёта из ГОСТ 9563–80 по [1, таблица 2.1] выбираем ближайший стандартный модуль
Коэффициент осевого перекрытия (только для косозубой передачи)	ε_{β}	$\varepsilon_{\beta} \geq 1,1$
Угол наклона зубьев (только для косозубой передачи)	β	$\beta = \arcsin \frac{\varepsilon_{\beta} \cdot \pi \cdot m}{b_{W1}}$. $8 < \beta < 22^\circ$, если значение β выходит из пределов, изменяем ε_{β}
Число зубьев шестерни	z_1	Для прямозубой передачи $z_1 = \frac{d_1}{m}$; для косозубой передачи $z_1 = \frac{d_1 \cdot \cos \beta}{m}$
Число зубьев колеса	z_2	$z_2 = z_1 \cdot u$

Окончание таблицы 2.2

1	2	3
Межосевое расстояние	a_w	Для прямозубой передачи $a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2};$ для косозубой передачи $a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta}$
Делительные диаметры шестерни и колеса	$d_1,$ d_2	Для прямозубой передачи $d_i = m \cdot z_i;$ для косозубой передачи $d_i = \frac{m \cdot z_i}{\cos \beta}$
Диаметры вершин зубьев шестерни и колеса	$d_{a1},$ d_{a2}	$d_{ai} = d_i + 2 \cdot m$
Диаметры впадин зубьев шестерни и колеса	$d_{f1},$ d_{f2}	$d_{fi} = d_i - 2,5 \cdot m$

2.5 Проверочный расчет цилиндрических зубчатых передач

Порядок проверочного расчета цилиндрических зубчатых передач приведен в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Порядок проверочного расчета цилиндрических зубчатых передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
<i>По контактным напряжениям</i>		
Коэффициент торцового перекрытия (только для косозубой передачи)	ε_α	$\varepsilon_\alpha = \left[0,95 - 1,6 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] (1 + \cos \beta) \cos \beta$
Коэффициент повышения прочности косозубых передач по контактным напряжениям (только для косозубой передачи)	$Z_{H\beta}$	$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{\cos^2 \beta}{\varepsilon_\alpha}}$
Окружная скорость	v	$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}$
Коэффициент динамической нагрузки	K_{Hv}	Выбираем по [1, таблица В.1] в зависимости от степени точности, твердости поверхности зубьев и окружной скорости v
Коэффициент расчётной нагрузки	K_H	$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}$
Угол профиля	α	$\alpha = 20^\circ$

Продолжение таблицы 2.3

1	2	3
Контактные напряжения	σ_H	Для прямозубых передач $\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{HP} \cdot T_1 \cdot K_H}{d_1^2 \cdot b_w \cdot \sin(2\alpha)}} \left(\frac{u+1}{u} \right) \leq [\sigma_H];$ для косозубых передач $\sigma_H = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \cdot \sqrt{\frac{E_{HP} \cdot T_1 \cdot K_H}{d_1^2 \cdot b_w \cdot \sin(2\alpha)}} \left(\frac{u+1}{u} \right) \leq [\sigma_H]$
Недогрузка (перегрузка)	Δ_{σ_H}	$\Delta_{\sigma_H} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100 \%$ Если недогрузка больше 5 % или перегрузка больше 3 %, то производим корректировку ширины b_w по формуле $b'_w = \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2 \cdot b_w$ и пересчитываем σ_H
<i>По напряжениям изгиба</i>		
Эквивалентное число зубьев для шестерни и колеса (только для косозубой передачи)	$z_{v1},$ z_{v2}	$z_{vi} = \frac{z_i}{\cos^3 \beta}$
Коэффициент формы зуба для шестерни и колеса	$Y_{FS1},$ Y_{FS2}	Выбираем по графику [1, рисунок 2.6] при коэффициенте смещения $x = 0$ при числе зубьев z (для прямозубых передач) и z_v (для косозубых)
Определяем отношение	$[\sigma_{F1}]/Y_{FS1},$ $[\sigma_{F2}]/Y_{FS2}$	В дальнейшем расчёт ведём при том Y_{FS} , для которого отношение $[\sigma_{Fi}]/Y_{FSi}$ получилось меньше
Коэффициент повышения изгибной прочности вследствие наклона контактной линии к основанию зуба (для косозубой передачи)	Y_β	$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{100} \geq 0,7$
Коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба (для косозубой передачи)	$Y_{F\beta}$	$Y_{F\beta} = \frac{Y_\beta}{\varepsilon_\alpha}$
Коэффициент неравномерности нагрузки	$K_{F\alpha}$	$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$
Коэффициент концентрации нагрузки	$K_{F\beta}$	Выбираем по графикам [1, рисунок 2.4] в зависимости от твердости зубьев и ψ_{bd}
Коэффициент динамической нагрузки	K_{Fv}	Выбираем по [1, таблица В.1] в зависимости от степени точности, твердости зубьев и v
Коэффициент расчётной нагрузки	K_F	$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$
Окружное усилие	F_t	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$

Окончание таблицы 2.3

1	2	3
Напряжения изгиба	σ_F	Для прямозубых передач $\sigma_F = \frac{Y_{FS} \cdot F_t \cdot K_F}{b_w \cdot m} \leq [\sigma_F];$ для косозубых передач $\sigma_F = \frac{Y_{FS} \cdot Y_{F\beta} \cdot K_F \cdot F_t}{b_{w1} \cdot m} \leq [\sigma_F].$ Если условие не выполняется, то производим корректировку ширины шестерни по формуле $b'_w = \left(\frac{\sigma_F}{[\sigma_F]} \right) \cdot b'_{w1}, \text{ но таким образом, чтобы}$ выполнялось условие $\sigma_H > [\sigma_H]$

3 Практическое занятие № 3. Расчет червячных передач

3.1 Цель практического занятия и теоретические сведения

Целью практического занятия является расчет червячной передачи.

Задачами расчета червячной передачи, так же, как и зубчатой, являются:

- выбор материалов и расчет допускаемых напряжений;
- проектный расчет передачи, в ходе которого определяются ее геометрические параметры;
- проверочный расчет передачи, в ходе которого спроектированная передача проверяется по критериям работоспособности.

Червячные передачи, как и зубчатые, рассчитывают по напряжениям изгиба и контактным напряжениям. В отличие от зубчатых, в червячных передачах чаще наблюдается износ и заедание, а не выкрашивание поверхности зубьев. Из-за большой скорости скольжения в червячной передаче венцы червячных колес изготавливаются из бронзы, латуни или чугуна, которые в паре со стальным червяком образуют антифрикционную пару.

Исходными данными для расчета допускаемых напряжений червячных передач являются: частота вращения червяка n_1 , мин⁻¹, и червячного колеса n_2 , мин⁻¹; вращающий момент на валу червяка T_1 , Н·м, и червячного колеса T_2 , Н·м; срок службы t , лет; режим работы.

3.2 Выбор материалов и определение допускаемых напряжений для червячных передач

Порядок определения допускаемых напряжений для червячных передач представим в виде таблицы 3.1.

Таблица 3.1 – Порядок определения допускаемых напряжений для червячных передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Скорость скольжения	$v_{ск}$	$v_{ск} = 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2}$
Выбираем материал		В зависимости от скорости скольжения материал делится на три группы: первая: при $v_{ск} > 5$ м/с – оловянистые бронзы; вторая: при $2 < v_{ск} < 5$ м/с – безоловянистые бронзы; третья: при $v_{ск} < 2$ м/с – чугуны
Выбираем материал		Для каждой группы выбираем по [1, таблица 4.2] предел прочности σ_B и предел текучести σ_T (для чугунов – предел прочности при изгибе σ_{BI})
Срок службы, ч	t_{Σ}	$t_{\Sigma} = N_{\Gamma} \cdot N_H \cdot N_{дн} \cdot N_{см} \cdot t_{см}$, где N_{Γ} – количество лет службы привода; N_H – количество недель в году; $N_{дн}$ – количество рабочих дней в неделю; $N_{см}$ – количество рабочих смен в день; $t_{см}$ – количество часов в смену. Задаёмся по рекомендации преподавателя
<i>Допускаемые контактные напряжения</i>		
<i>Допускаемые контактные напряжения для первой группы материалов</i>		
Твердость поверхности червяка	H_1	$H_1 > 45$ HRC или $H_1 < 45$ HRC по рекомендации преподавателя
Начальные допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]_0$	$[\sigma_H]_0 = (0,85 \dots 0,9) \sigma_B$ – для шлифованных и полированных червяков с $H_1 \geq 45$ HRC, $[\sigma_H]_0 = 0,75 \cdot \sigma_B$ – в других случаях
Максимальные допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]_{\max}$	$[\sigma_H]_{\max} = 4 \cdot \sigma_T$
Коэффициент режима работы	μ_H	Выбираем по [1, таблица 4.4] в зависимости от заданного режима работы
Эквивалентное число циклов нагружения	N_{HE}	$N_{HE} = \mu_H \cdot 60 \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma}$
Коэффициент долговечности	K_{HL}	$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}$
Коэффициент, учитывающий скорость скольжения	C_v	Выбираем по [1, таблица 4.3] в зависимости от скорости скольжения $v_{ск}$
Допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]$	$[\sigma_H] = C_v \cdot [\sigma_H]_0 \cdot K_{HL} \leq [\sigma_H]_{\max}$

Окончание таблицы 3.1

1	2	3
<i>Допускаемые контактные напряжения для второй группы материалов</i>		
Твердость поверхности червяка	H_1	$H_1 > 45 \text{ HRC}$ или $H_1 < 45 \text{ HRC}$ по рекомендации преподавателя
Начальные допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]_0$	При $H_1 > 45 \text{ HRC}$ – $[\sigma_H]_0 = 300 \text{ МПа}$; при $H_1 < 45 \text{ HRC}$ – $[\sigma_H]_0 = 250 \text{ МПа}$
Максимально возможные допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]_{\max}$	$[\sigma_H]_{\max} = 2 \cdot \sigma_T$
Допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]$	$[\sigma_H] = [\sigma_H]_0 - 25 \cdot v_{ck} \leq [\sigma_H]_{\max}$
<i>Допускаемые контактные напряжения для третьей группы материалов</i>		
Максимально возможные допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]_{\max}$	$[\sigma_H]_{\max} = 1,65 \cdot \sigma_{BH}$
Допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]$	$[\sigma_H] = 175 - 35 \cdot v_{ck} \leq [\sigma_H]_{\max}$
<i>Допускаемые напряжения изгиба</i>		
Начальные допускаемые напряжения изгиба	$[\sigma_F]_0$	$[\sigma_F]_0 = 0,25 \cdot \sigma_T + 0,08 \cdot \sigma_B$ – для материалов первой и второй групп; $[\sigma_F]_0 = 0,225 \cdot \sigma_{BH}$ – для материалов третьей группы
Максимально возможные допускаемые напряжения изгиба	$[\sigma_F]_{\max}$	$[\sigma_F]_{\max} = 0,8 \cdot \sigma_T$ – для материалов первой и второй групп; $[\sigma_F]_{\max} = 0,75 \cdot \sigma_{BH}$ – для материалов третьей группы
Коэффициент режима работы	μ_F	Выбираем по [1, таблица 4.4]
Эквивалентное число циклов нагружения	N_{FE}	$N_{FE} = \mu_F \cdot 60 \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma}$
Коэффициент долговечности	K_{FL}	$K_{FL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{FE}}}$
Допускаемое напряжение изгиба	$[\sigma_F]$	$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 \cdot K_{FL} \leq [\sigma_F]_{\max}$

3.3 Проектный расчёт червячных передач

Порядок проектного расчета червячных передач приведен в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Порядок проектного расчета для червячных передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Число заходов червяка	z_1	Если $i = 8 \dots 15$, то $z_1 = 4$; если $i = 15 \dots 30$, то $z_1 = 2$; если $i > 30$, то $z_1 = 1$

Окончание таблицы 3.2

1	2	3
Число зубьев червячного колеса	z_2	$z_2 = z_1 \cdot i$
Коэффициент диаметра червяка	q	Выбираем по ГОСТ 2144–93 [1, таблица 4.5] таким образом, чтобы выполнялось условие $0,22 < \frac{q}{z_2} < 0,4$
Модуль упругости для червяка и червячного колеса	E_1, E_2	Для стали $E_1 = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па; для бронзы и чугуна $E_2 = 0,9 \cdot 10^{11}$ Па
Приведенный модуль упругости	E_{np}	$E_{np} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$
Межосевое расстояние	a_w	$a_w = 0,625 \cdot \left(\frac{q}{z_2} + 1\right) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2}{[\sigma_H]^2 \cdot \frac{q}{z_2}}}$
Модуль	m	$m = \frac{a_w}{0,5(q + z_2)}$ После расчёта из ГОСТ 2144–93 [1, таблица 4.5] выбирается ближайший стандартный модуль
Коэффициент смещения	x	$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2)$ Проверяем выполнение условия $-1 < x < 1$. Если оно не выполняется, то изменяем коэффициент диаметра червяка q и пересчитываем, начиная с межосевого расстояния a_w
Делительный диаметр червяка	d_1	$d_1 = q \cdot m$
Делительный диаметр червячного колеса	d_2	$d_2 = z_2 \cdot m$
Диаметр вершин червяка	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$
Диаметр вершин червячного колеса	d_{a2}	$d_{a2} = (z_2 + 2 + 2 \cdot x) \cdot m$
Диаметр впадин червяка	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$
Диаметр впадин червячного колеса	d_{f2}	$d_{f2} = (z_2 - 2,4 + 2 \cdot x) \cdot m$
Диаметр внешнего цилиндра червячного колеса	d_{ae2}	$d_{ae2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2}$
Длина нарезанной части червяка	b_1	$b_1 = 2 \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{d_{ae2}}{2}\right)^2 - \left(a_w - \frac{d_{a1}}{2}\right)^2} + \frac{\pi \cdot m}{2} \right]$
Ширина червячного колеса	b_2	$b_2 = 0,75 \cdot d_{a1}$ при $z_1 = 1$ или 2; $b_2 = 0,67 \cdot d_{a1}$ при $z_1 = 4$
Угол подъёма винтовой линии червяка	γ	$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$

3.4 Проверочный расчет червячной передачи

Порядок проверочного расчета червячных передач приведен в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Порядок проверочного расчета червячных передач

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
<i>По контактным напряжениям</i>		
Коэффициент распределения нагрузки между зубьями	K_H	$K_H = 1,1$
Угол обхвата червяка колесом	δ	$\delta = 50^\circ = 0,87 \text{ рад}$
Угол профиля	α	$\alpha = 20^\circ$
Коэффициент торцового перекрытия	ε_α	$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{0,03 \cdot z_2^2 + z_2 + 1} - 0,17 \cdot z_2 + 2,9}{2,95}$
Коэффициент уменьшения длины контактной линии	ξ	$\xi = 0,75$
Контактные напряжения	σ_H	$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot K_H \cos^2 \gamma}{d_2^2 \cdot d_1 \cdot \delta \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \xi \cdot \sin 2\alpha}} < [\sigma_H]$
Недогрузка (перегрузка)	Δ_{σ_H}	$\Delta_{\sigma_H} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100 \%$ Если недогрузка более 7 % или перегрузка более 3 %, то выполняем проектный расчет при другом значении коэффициента диаметра червяка
<i>По напряжениям изгиба</i>		
Эквивалентное число зубьев	z_v	$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$
Коэффициент формы зуба для шестерни и колеса	Y_F	Выбираем по [1, таблица 4.8] в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_v
Нормальный модуль	m_n	$m_n = m \cdot \cos \gamma$
Коэффициент расчётной нагрузки	K_F	$K_F = K_H = 1,1$
Окружное усилие на червячном колесе	F_{t2}	$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}$
Напряжение изгиба	σ_F	$\sigma_F = 0,74 \cdot Y_F \cdot \frac{F_{t2} \cdot K_F}{b_2 \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$

4 Практическое занятие № 4. Расчет ременной передачи

Целью практического занятия является расчет клиноременной передачи.

Ременные передачи применяют преимущественно в тех случаях, когда по условиям конструкции валы расположены на значительных расстояниях. Основными критериями работоспособности ременных передач являются тяго-

вая способность, определяемая силой трения между ремнем и шкивом, и долговечность ремня, которая в условиях нормальной эксплуатации ограничивается разрушением ремня от усталости. В современном машиностроении наибольшее распространение имеют клиноременные передачи, т. к. обладают повышенной тяговой способностью.

Исходными данными для расчета ременных передач являются: передаточное отношение i ; мощность P_1 , кВт, и частота вращения n_1 , мин⁻¹, на валу ведущего шкива; способ натяжения ремня; режим нагрузки передачи.

Порядок расчета клиноременной передачи приведен в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Порядок расчета клиноременной передачи

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Сечение ремня	—	Определяем по графику [1, рисунок 6.1] в зависимости от мощности на валу ведущего шкива P_1 , кВт, и частоты вращения ведущего шкива n_1
Минимальный диаметр ведущего шкива	$d_{1\min}$	Выбираем по [2, таблица 2.2.1] в зависимости от сечения ремня
Диаметр ведущего шкива	d_1	Выбираем по [2, таблица 2.2.4] на один размер больше, чем $d_{1\min}$
Диаметр ведомого шкива	d_2	$d_2 = d_1 \cdot i$
Предварительное межосевое расстояние	a'	$a' = 0,55 \cdot (d_2 + d_1) + 10 \dots 15$
Длина ремня	l	$l = 2 \cdot a' + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a'}$ После расчета выбираем ближайшую стандартную длину ремня по [1, таблица 6.3]
Межосевое расстояние	a	$a = \frac{2 \cdot l_p - \pi \cdot (d_2 + d_1)}{8} + \sqrt{\frac{[2 \cdot l_p - \pi \cdot (d_2 + d_1)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2}{8}}$
Угол обхвата ремнём ведущего шкива	α	$\alpha = 180^\circ - \frac{57 \cdot (d_2 - d_1)}{a}$
Номинальная мощность, передаваемая одним ремнём	P_0	Определяем по [1, таблица Г.3] в зависимости от сечения ремня, диаметра ведущего шкива d_1 и частоты вращения ведущего шкива n_1
Коэффициент угла обхвата ремня	C_α	Определяем по [1, таблица 6.4] в зависимости от угла обхвата ремнём ведущего шкива α
Коэффициент длины ремня	C_l	Определяем по [1, таблица Г.1] в зависимости от сечения ремня и длины ремня l
Коэффициент режима нагрузки	C_p	Определяем по рекомендациям [1, таблица Г.2] в зависимости от режима нагрузки передачи

Окончание таблицы 4.1

1	2	3
Расчетная мощность, передаваемая одним ремнём	P_p	$P_p = \frac{P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_l}{C_p}$
Коэффициент числа ремней	C_z	Определяем по [1, таблица 6.5] в зависимости от числа ремней z
Число ремней	z	$z = \frac{P_1}{P_p \cdot C_z}$
Окружная скорость передачи	v	$v = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60}$
Сила предварительного натяжения ремня	F_0	$F_0 = \frac{0,85 \cdot P_1 \cdot C_p \cdot C_l}{z \cdot v \cdot C_\alpha \cdot C_i}$
Угол наклона ветвей ремня	β	$\beta = \frac{57 \cdot (d_2 - d_1)}{a}$
Нагрузка, передаваемая на вал	F_r	$F_r = 2 \cdot F_0 \cdot \cos \beta$

5 Практическое занятие № 5. Расчет цепной передачи

Целью практического занятия является расчет цепной передачи с роликовой цепью.

Цепные передачи применяют при значительных межосевых расстояниях, а также для передачи движения от одного ведущего вала нескольким ведомым в тех случаях, когда зубчатые передачи неприменимы, а ременные недостаточно надежны. Исходными данными для расчета цепных передач являются: передаточное отношение i ; мощность P_1 , кВт, и частота вращения n_1 , мин⁻¹, на валу ведущей звездочки; способ натяжения цепи; расположение линии центров передачи к горизонту; режим нагрузки передачи; режим работы передачи; условия работы (загрязненность окружающей среды).

Порядок расчета цепной передачи приведен в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Порядок расчета цепной передачи

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Число зубьев ведущей звёздочки	z_1	$z_1 = 29 - 2 \cdot i$
Число зубьев ведомой звёздочки	z_2	$z_2 = z_1 \cdot i$
Предварительное межосевое расстояние	a'	$a' = (30 \dots 50) \cdot p_\psi$ где p_ψ – шаг цепи. В зависимости от компоновочных требований может быть принято другое значения

Продолжение таблицы 5.1

1	2	3
Коэффициент динамической нагрузки	K_D	Определяем по рекомендациям [1, с. 106] в зависимости от соответствующих показателей (режима нагрузки передачи, межосевого расстояния, расположения линии центров передачи к горизонту, способа натяжения цепи, режима нагрузки передачи, условий работы, режима работы передачи)
Коэффициент межосевого расстояния	K_a	
Коэффициент наклона передачи к горизонту	K_n	
Коэффициент способа регулировки натяжения цепи	$K_{рег}$	
Коэффициент смазки и загрязнения передачи	K_c	
Коэффициент режима работы	$K_{реж}$	
Коэффициент эксплуатации	K_{ε}	$K_{\varepsilon} = K_D \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_{рег} \cdot K_c \cdot K_{реж}$
Коэффициент числа зубьев	K_z	$K_z = \frac{z_{01}}{z_1},$ где $z_{01} = 25$
Расчетная частота	n_{01}	Выбирается из ряда (50, 200, 400, 600, 800, 1000, 1200, 1600 мин ⁻¹) как ближайшая к частоте вращения ведущей звездочки n_1
Коэффициент частоты вращения	K_n	$K_n = \frac{n_{01}}{n_1}$
Расчётная мощность, передаваемая цепью	P_p	$P_p = P_1 \cdot K_{\varepsilon} \cdot K_z \cdot K_n$
Выбор цепи	—	Выбор цепи производим по [1, таблица Д.1] таким образом, чтобы табличная мощность, передаваемая цепью, при соответствующей частоте вращения n_{01} была ближайшей большей к расчетной мощности P_p
Шаг цепи	p_u	Определяем по [1, таблица Д.1] для выбранной цепи
Предварительное межосевое расстояние	a'	$a' = (30...50) \cdot p_u$
Окружная скорость	v	$v = \frac{n_1 \cdot z_1 \cdot p_u}{60}$
Число звеньев цепи	L_p	$L_p = \frac{2 \cdot a'}{p_u} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p_u}{a'}.$ Число звеньев цепи округляется до целого числа
Межосевое расстояние передачи	a	$a = \frac{p_u}{4} \cdot \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right]$

Окончание таблицы 5.1

1	2	3
Диаметры звёздочек	d_1, d_2	$d_i = \frac{P_u}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_i}\right)}$
Угол наклона ветвей цепи	β	$\beta = \arctg \frac{0,5 \cdot (d_2 - d_1)}{a}$
Окружная сила ведущей звёздочки	F_t	$F_t = \frac{30 \cdot P_1}{\pi \cdot n_1}$
Нагрузка, передаваемая на вал в направлении линии центров	F_x	$F_x = F_t \cdot \cos \beta$
Нагрузка, передаваемая на вал в радиальном направлении	F_y	$F_y = F_t \cdot \sin \beta$

6 Практическое занятие № 6. Расчет валов

Валы предназначены для закрепления на них элементов передач и передачи вращающего момента от ведомого элемента одной передачи к ведущему элементу другой передачи или к муфте. В машиностроении чаще всего используются ступенчатые валы, образованные шейками различного диаметра.

6.1 Цель практического занятия

Целью практического занятия является проектирование вала.

Задачами практического занятия являются:

- разработка конструкции и определение геометрических параметров вала;
- определение опасных (наиболее нагруженных) сечений вала;
- проверочный расчет вала по критерию усталостной выносливости.

6.2 Разработка конструкции и определение геометрических параметров вала

Исходными данными к проектному расчету вала являются: вращающие моменты на валу шестерни (червяка) T_1 , Н·м, и колеса T_2 , Н·м; делительный диаметр шестерни d_w , мм (*только для цилиндрических передач*); ширина колеса b_w , мм; диаметр колеса в среднем сечении d_{mw} , мм (*только для конических передач*); углы делительных конусов δ_1, δ_2 (*только для конических передач*); делительный диаметр червяка d_q , мм (*только для червячных передач*); угол подъёма червяка γ , град (*только для червячных передач*); делительный диаметр

червячного колеса, установленного на валу $d_{\text{кол}}$, мм; угол наклона зубьев β , град (только для косозубых цилиндрических передач).

Проектный расчет вала следует начинать с выбора материала. В качестве материалов валов используются качественные конструкционные стали. Основными параметрами материала являются предел прочности σ_B и предел текучести σ_T . По рекомендации преподавателя по ГОСТ 1055–88 выбирается материал вала, его предел прочности σ_B , МПа, и предел текучести σ_T , МПа.

После выбора материала следует определить нагрузки, возникающие в передачах, установленных на валу, зависящие от вида передачи, и нагрузки, возникающие в элементе, установленном на выходном конце вала (в рассмотренном примере считается, что на выходном конце вала установлена муфта). Нагрузки в элементах, установленных на валу, определяются с помощью таблицы 6.1.

Таблица 6.1 – Нагрузки, действующие на вал

Нагрузка в зацеплении	Обозначение	Передача			
		прямозубая цилиндрическая	косозубая цилиндрическая	прямозубая коническая	червячная
Окружная	F_t	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_u}$	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_u}$	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m\text{ш}}}$	$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_{\text{кол}}}$
Радиальная	F_r	$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$	$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$	$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1$	$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$
Осевая	F_a	—	$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$	$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1$	$F_a = \frac{2 \cdot T_1}{d_{\text{ш}}}$
Нагрузка от муфты	F_M	$F_M = 250 \cdot \sqrt{T_2}$			

После определения нагрузок производится разработка конструкции вала согласно заданной кинематической схеме механизма. При разработке конструкции вала необходимо предусмотреть упорные буртики для предотвращения осевого смещения элементов, установленных на валу (зубчатых и червячных колес, подшипников, муфт). Для этого вал выполняется ступенчатым. Кроме того, в зависимости от вида редуктора вал может иметь или не иметь промежуточную шейку, необходимую для обеспечения одинакового расстояния между внутренними стенками корпуса редуктора.

Пример конструкции вала представлен на рисунке 6.1, а.

После разработки конструкции вала определяются его геометрические параметры (диаметры и длины шеек валов). Средний диаметр вала (диаметр в месте посадки зубчатого колеса d_K) находят исходя из условия прочности вала на кручение при пониженных допускаемых напряжениях кручения $[\tau] = 12 \dots 15$ МПа. Остальные диаметры шеек валов и их длины определяют конструктивно, используя таблицу 6.2.

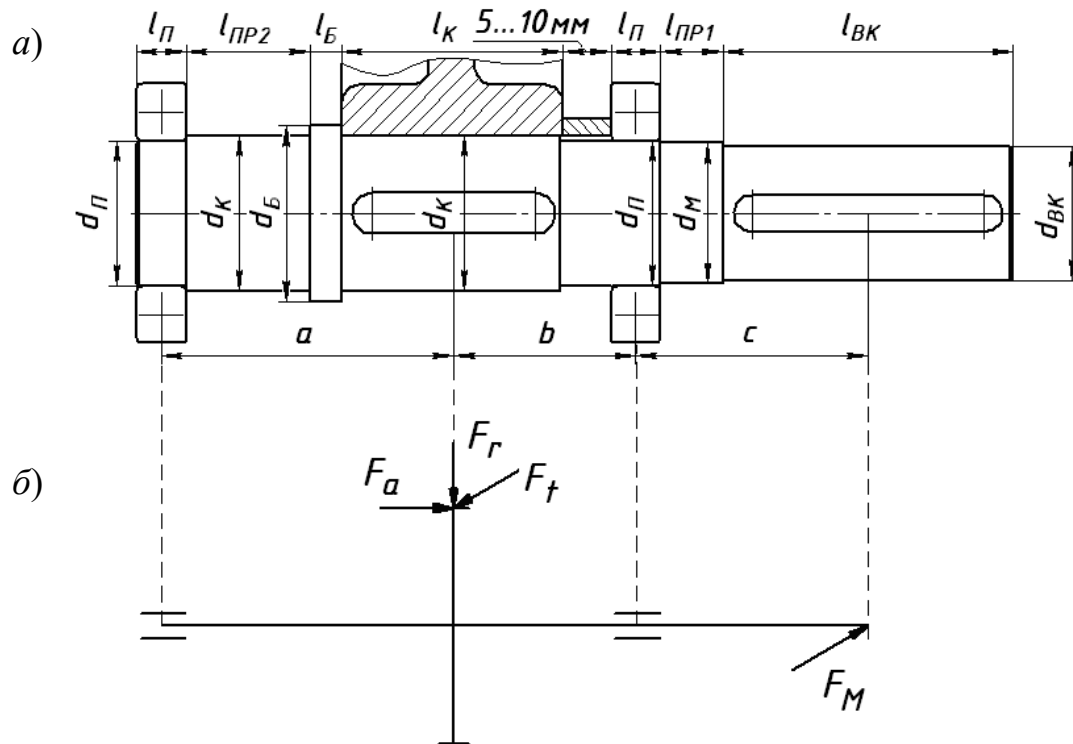


Рисунок 6.1 – Конструкция вала

Таблица 6.2 – Рекомендации по определению диаметров и длин шеек валов

Геометрический параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Диаметр в месте посадки колеса и промежуточной шейки	d_K	$d_K = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]}}$ Переводим в миллиметры и округляем до ближайшего кратного 5
Диаметр в месте посадки подшипников	d_{Π}	$d_{\Pi} = d_K - 5$
Диаметр выходного конца вала	d_{BK}	$d_{BK} = d_{\Pi} - 5$
Диаметр упорного буртика	d_B	$d_B = d_K + 10$
Диаметр под манжету	d_M	Выбираем по ГОСТ 8752–79 на резиновые армированные манжеты, учитывая выполнение условия $d_{BK} < d_M \leq d_{\Pi}$
Длина выходного конца	l_{BK}	Выбираем ГОСТ 12080–66 в зависимости от d_{BK}
Длина шейки вала под колесо	l_K	$l_K = b_K,$ где b_K – ширина ступицы колеса. $b_K = (1,1 \dots 1,4) \cdot b_W,$ где b_W – ширина зубчатого или червячного колеса, установленного на валу (возможно определение l_K по чертежу колеса, установленного на валу)

Окончание таблицы 6.2

1	2	3
Длина шейки вала под подшипники	l_{Π}	Принимаем равной ширине подшипника $l_{\Pi} = b_{\Pi}$, который предварительно подбираем по диаметру d_{Π} по следующим рекомендациям: если осевая нагрузка отсутствует ($F_a = 0$), то принимаем шариковый радиальный подшипник по ГОСТ 8338–75; если осевая нагрузка присутствует ($F_a < 1000$ Н), то принимаем шариковый радиально-упорный подшипник по ГОСТ 831–75; если осевая нагрузка присутствует ($F_a > 1000$ Н), то принимаем роликовый радиально-упорный подшипник (конический) по ГОСТ 27365–87
Длина шейки вала под манжету	$l_{\Pi P1}$	Определяем исходя из компоновки редуктора. Принимаем $l_{\Pi P1} = (1,4 \dots 1,8) \cdot l_{\Pi}$
Длина промежуточной шейки	$l_{\Pi P2}$	Определяем исходя из компоновки редуктора. Принимаем $l_{\Pi P2} = (0,6 \dots 0,8) \cdot l_K$
Длина буртика	l_B	$l_B = 10 \dots 15$ мм
<i>Примечание</i> – Длина шейки вала под манжету $l_{\Pi P1}$ и длина промежуточной шейки $l_{\Pi P2}$ определяются из компоновочных чертежей механизма, для которого разрабатывается вал, зависимости для определения данных размеров являются ориентировочными на практике их определяют из компоновочных чертежей		

5.2 Определение опасных сечений вала

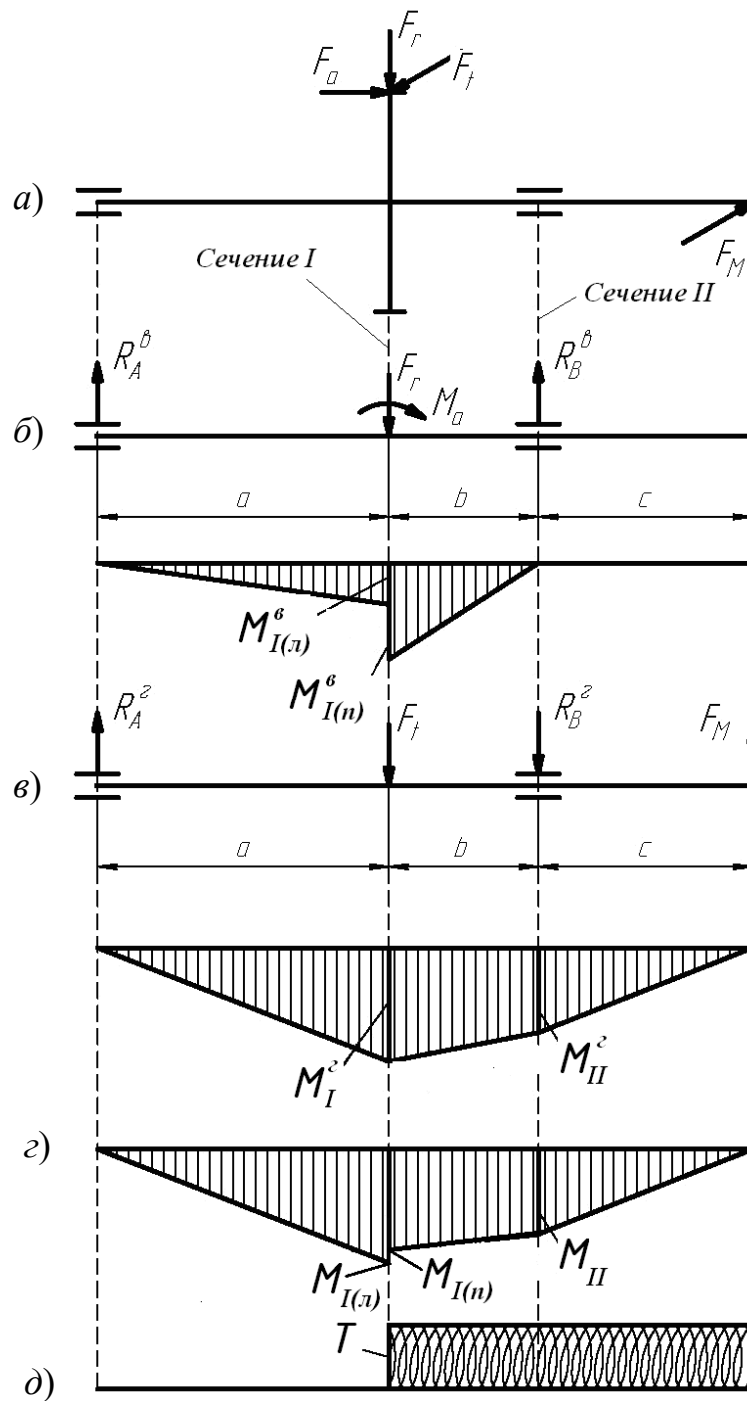
Опасными сечениями вала являются те поперечные сечения, в которых действуют максимальные изгибающий и крутящий моменты, определяемые путем построения эпюр изгибающих и крутящих моментов для расчетной схемы вала, составленной на предыдущем этапе. Нагрузки, действующие на вал, располагаются в различных плоскостях (горизонтальной и вертикальной), то составляют расчетные схемы вала и строят эпюры изгибающих моментов в каждой плоскости, а затем строят эпюру суммарных изгибающих моментов.

Для расчетной схемы вала, показанной на рисунке 6.1, б, эпюры изгибающих и крутящих моментов показаны на рисунке 6.2.

Построение эпюр изгибающих моментов представим в виде таблицы 6.3.

Строится эпюра вращающих моментов (см. рисунок 6.2, д).

По эпюрам суммарных изгибающих моментов и вращающих моментов определяется опасное сечение. В данном случае – сечение I или II.



a – расчетная схема вала; b – расчетная схема и эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости; c – расчетная схема и эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости; d – эпюра суммарных изгибающих моментов; e – эпюра вращающих моментов

Рисунок 6.2 – Расчетные схемы и эпюры изгибающих и вращающих моментов

Таблица 6.3 – Порядок построения эпюр изгибающих моментов

Параметр	Обозначение	Определение параметра
<i>Составляется расчётная схема вала в вертикальной плоскости (см. рисунок 5.2, б)</i>		
Момент от силы F_a	M_a	$M_a = \frac{F_a \cdot d_{кол}}{2}$
Уравнение моментов сил относительно левой опоры	—	$\sum M_A = 0: R_B^e \cdot (a+b) - F_r \cdot a - M_a = 0$
Реакция на правой опоре	R_B^e	$R_B^e = \frac{F_r \cdot a + M_a}{(a+b)}$
Уравнение моментов сил относительно правой опоры	—	$\sum M_B = 0: -R_A^e \cdot (a+b) + F_r \cdot b - M_a = 0$
Реакция на левой опоре	R_A^e	$R_A^e = \frac{F_r \cdot b - M_a}{(a+b)}$
Момент в сечении I (с левой стороны)	$M_{I(x)}^e$	$M_{I(x)}^e = R_A^e \cdot a$
Момент в сечении I (с правой стороны)	$M_{I(n)}^e$	$M_{I(n)}^e = R_B^e \cdot b$
<i>Составляется расчётная схема вала в вертикальной плоскости (см. рисунок 5.2, б)</i>		
Уравнение моментов сил относительно левой опоры	—	$\sum M_A = 0: -F_t \cdot a - R_B^z \cdot (a+b) + F_m \cdot (a+b+c) = 0$
Реакция на правой опоре	R_B^z	$R_B^z = \frac{F_m \cdot (a+b+c) - F_t \cdot a}{(a+b)}$
Уравнение моментов сил относительно правой опоры	—	$\sum M_B = 0: F_t \cdot b - R_A^z \cdot (a+b) + F_m \cdot c = 0$
Реакция на левой опоре	R_A^z	$R_A^z = \frac{F_t \cdot b + F_m \cdot c}{(a+b)}$
Момент в сечении I	M_I^z	$M_I^z = R_A^z \cdot a$
Момент в сечении II	M_{II}^z	$M_{II}^z = F_m \cdot c$
<i>Суммарные изгибающие моменты</i>		
Момент в сечении I	$M_{I(x)}, M_{I(n)}$	$M_{I(x)} = \sqrt{(M_{I(x)}^e)^2 + (M_I^z)^2}$ $M_{I(n)} = \sqrt{(M_{I(n)}^e)^2 + (M_I^z)^2}$
Момент в сечении II	M_{II}	$M_{II} = \sqrt{(M_{II}^e)^2 + (M_{II}^z)^2}$

6.3 Порядок проверочного расчета вала на усталостную выносливость

Проверочный расчет вала на усталостную выносливость производится для опасных сечений вала.

Исходными данными к проверочному расчету вала на усталостную выносливость являются: предел прочности материала вала σ_B , МПа; предел текучести материала вала σ_T , МПа; изгибающий момент в опасном сечении ва-

ла $M_{\max}$, Н·м; вращающий момент в опасном сечении вала $T_{\max}$, Н·м; диаметр опасного сечения вала d , мм.

Проверочный расчет вала на усталостную выносливость производится для опасных сечений вала и заключается в определении коэффициента запаса сопротивления усталости S и сравнении его с допускаемым коэффициентом запаса сопротивления усталости $[S]$.

Порядок расчета опасного сечения вала на усталостную выносливость представим в виде таблицы 6.4.

Таблица 6.4 – Порядок построения эпюр изгибающих моментов

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Пределы усталостной выносливости по напряжениям изгиба и кручения	σ_{-1} , τ_{-1}	$\sigma_{-1} = 0,4 \cdot \sigma_B$; $\tau_{-1} = 0,2 \cdot \sigma_B$
Осевой и полярный моменты сопротивления опасного сечения	W , W_p	Если в опасном сечении имеется шпоночный паз (опасное сечение под колесом), $W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d}; W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d}.$ Если в опасном сечении нет шпоночного паза (опасное сечение под подшипником), $W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}; W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16}.$ Здесь d – диаметр опасного сечения вала, м; b , t – ширина и глубина шпоночного паза (выбираются по ГОСТ 23360–78 в зависимости от диаметра вала d , м)
Максимальные напряжения изгиба и кручения	σ_u , $\tau_{кр}$	$\sigma_u = \frac{M_{\max}}{W} \cdot 10^{-6}; \quad \tau_{кр} = \frac{T}{W_p} \cdot 10^{-6}$
Максимальные напряжения изгиба и кручения	σ_u , $\tau_{кр}$	$\sigma_u = \frac{M_{\max}}{W} \cdot 10^{-6};$ $\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} \cdot 10^{-6}$
Амплитуды циклов напряжений изгиба и кручения	σ_a , τ_a	$\sigma_a = \sigma_u$; $\tau_a = 0,5 \cdot \tau_{кр}$
Средние напряжения циклов изгиба и кручения	σ_m , τ_m	$\sigma_m = 0$; $\tau_m = 0,5 \cdot \tau_{кр}$
Коэффициенты, корректирующие влияние средних напряжений цикла на сопротивление усталости	Ψ_σ , Ψ_τ	$\Psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_\epsilon$; $\Psi_\tau = 0,5 \cdot \Psi_\sigma$.

Продолжение таблицы 6.4

1	2	3
Эффективные коэффициенты концентрации напряжений	K_σ , K_τ	Если концентратором напряжений является канавка для выхода шлифовального круга, то ее размеры выбираются в зависимости от диаметра вала d по ГОСТ 8820–69, а эффективные коэффициенты концентрации напряжений выбираются по [1, таблица 8.4]. Если концентратором напряжений является шпоночный паз, то эффективные коэффициенты концентрации напряжений выбираются по [1, таблица 8.5]. Если концентратором напряжений является резьба или шлицы, то эффективные коэффициенты концентрации напряжений выбираются по [1, таблица 8.6]. Если концентратором напряжений является посадка с натягом или переходная посадка, то рассчитываются следующие отношения: $\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3;$ $\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} \approx 0,6 \cdot \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}$
Коэффициент, учитывающий размеры вала	K_1	$K_1 = 0,38 + 1,48 \cdot \lg d.$ Диаметр вала d подставляется в миллиметрах
Коэффициент, учитывающий материал вала	K_2	$K_2 = 0,305 + 0,0014 \cdot \sigma_\sigma.$ Предел прочности σ_σ подставляется в мегапаскалях
Коэффициент, учитывающий давление посадки		$K_3 = 0,65 + 0,014 \cdot p,$ где p – удельное давление посадки на вал, МПа; принимаем $p = 12 \dots 18$ МПа
Показатели степени, зависящие от материала вала	ν_σ , ν_τ	$\nu_\sigma = 0,19 - 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_\sigma;$ $\nu_\tau = 1,5 \cdot \nu_\sigma.$ Предел прочности σ_σ подставляется в мегапаскалях
Коэффициенты, учитывающие размеры вала (за исключением случая, при котором концентратором напряжений является посадка)	$K_{d\sigma}$, $K_{d\tau}$	$K_{d\sigma} = 0,5 \cdot \left[1 + \left(\frac{d}{7,5} \right)^{-2 \cdot \nu_\sigma} \right];$ $K_{d\tau} = 0,5 \cdot \left[1 + \left(\frac{d}{7,5} \right)^{-2 \cdot \nu_\tau} \right].$ Диаметр вала d подставляется в миллиметрах
Коэффициенты, учитывающие качество (шероховатость) поверхности	$K_{F\sigma}$, $K_{F\tau}$	При шероховатости поверхности вала в опасном сечении R_z меньше 1 мкм $K_{F\sigma} = 1$ и $K_{F\tau} = 1$. При шероховатости поверхности вала в опасном сечении R_z больше 1 мкм $K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \left[\lg \left(\frac{\sigma_\sigma}{20} \right) - 1 \right] \cdot \lg R_z;$ $K_{F\tau} = 0,575 \cdot K_{F\sigma} + 0,425$

Окончание таблицы 6.4

1	2	3
Коэффициент, учитывающий наличие поверхностного упрочнения	K_V	Определяют по [1, таблица 8.7] в зависимости от вида поверхностного упрочнения (при отсутствии поверхностного упрочнения $K_V = 1$)
Коэффициенты концентрации напряжений	$K_{\sigma D}, K_{\tau D}$	$K_{\sigma D} = \frac{\left[\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right]}{K_V};$ $K_{\tau D} = \frac{\left[\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right]}{K_V}$
Коэффициенты запаса сопротивления усталости при изгибе и кручении	S_{σ}, S_{τ}	$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m};$ $S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}$
Суммарный коэффициент запаса сопротивления усталости	S	$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}$

Проверяется условие выполнения усталостной выносливости $S > [S] = 1,5$. Если данное условие не выполняется, то необходимо или назначить поверхностное упрочнение, или увеличить диаметр вала и произвести корректировку расчетов.

7 Практическое занятие № 7. Расчет подшипников качения

7.1 Цель практического занятия

Целью практического занятия является проверочный расчет подшипника качения по критериям статической динамической грузоподъемности.

7.2 Порядок проверочного расчета подшипников качения

Исходными данными к расчету подшипников качения являются: частота вращения вала n , мин⁻¹; реакции опор в вертикальной плоскости R_A^e , Н, и R_B^e , Н; реакции опор в горизонтальной плоскости R_A^c , Н, и R_B^c , Н; осевая нагрузка в зацеплении передачи F_a , Н (*отсутствует в цилиндрической прямозубой передаче*); срок службы механизма в часах L_h ; динамическая грузоподъемность C , Н, и статическая грузоподъемность C_0 , Н, предварительно подобранного подшипника.

В начале расчёта определяются нагрузки на подшипники в порядке,

представленном в таблице 7.1.

Таблица 7.1 – Порядок определения нагрузок на подшипники

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Коэффициент эквивалентности	K_E	Выбираем по таблице 9.2 [1] в зависимости от режима работы привода
<i>Радиальные нагрузки на подшипники</i>		
Нагрузка на левой опоре	R_A	$R_A = \sqrt{(R_A^e)^2 + (R_A^z)^2}$
Нагрузка на правой опоре	R_B	$R_B = \sqrt{(R_B^e)^2 + (R_B^z)^2}$
Эквивалентная радиальная нагрузка на левой опоре	R_{Am}	$R_{Am} = K_E \cdot R_A$
Эквивалентная радиальная нагрузка на правой опоре	R_{Bm}	$R_{Bm} = K_E \cdot R_B$
<i>Осевые нагрузки на подшипники (не определяются при $F_a = 0$)</i>		
Эквивалентная осевая нагрузка на подшипники	F_{am}	$F_{am} = K_E \cdot F_a$
Динамическая грузоподъемность подшипника	C	Выбираем по ГОСТ 831–75 или ГОСТ 27365–87 для подшипника, предварительно выбранного в практическом занятии № 5
Динамическая грузоподъемность подшипника	C_0	
Угол контакта подшипника	α	
Эквивалентная осевая нагрузка на подшипники	F_{am}	$F_{am} = K_E \cdot F_a$
<i>Осевые нагрузки на подшипники (не определяются при $F_a = 0$)</i>		
Динамическая грузоподъемность подшипника	C	Выбираем по ГОСТ 831–75 или ГОСТ 27365–87 для подшипника, предварительно выбранного в практическом занятии № 5
Динамическая грузоподъемность подшипника	C_0	
Угол контакта подшипника	α	
Параметр осевой нагрузки	e	Выбираем по [1, таблица 9.1] в зависимости от типа подшипника (для шариковых радиальных и радиально-упорных с углом контакта $\alpha = 12^\circ$ – в зависимости от отношения F_{am} / C_0 , для остальных – в зависимости от угла контакта α)
Коэффициент минимальной осевой силы	e'	Для шариковых радиально-упорных подшипников: при $\alpha \geq 18^\circ$ $e' = e$; при $\alpha < 18^\circ$ e' определяется по графикам [4, рисунок 7.4] в зависимости от отношения F_{rm} / C_0 ; для роликовых радиально-упорных (конических) подшипников $e' = 0,83 \cdot e$
Внутреннее усилие в левом подшипнике	S_A	$S_A = e' \cdot R_{Am}$

Окончание таблицы 7.1

1	2	3
Внутреннее усилие в правом подшипнике	S_B	$S_B = e' \cdot R_{Bm}$
Осевые нагрузки на подшипники	F_{aA}, F_{aB}	Если $S_A \geq S_B$ и $F_{am} \geq 0$, то $F_{aA} = S_A$ и $F_{aB} = F_{aA} + F_{am}$; если $S_A < S_B$ и $F_{am} \geq S_B - S_A$, то $F_{aA} = S_A$ и $F_{aB} = F_{aA} + F_{am}$; если $S_A < S_B$ и $F_{am} < S_B - S_A$, то $F_{aB} = S_B$ и $F_{aA} = F_{aB} - F_{am}$

После определения радиальных и осевых нагрузок, действующих на подшипники, производится расчет подшипников по динамической и статической грузоподъемности, порядок которого представлен в таблице 6.2.

Таблица 7.2 – Порядок расчета подшипников по динамической и статической грузоподъемности

Параметр	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
<i>Расчет подшипников по динамической грузоподъемности</i>		
Коэффициент вращения	V	$V = 1$ при вращающемся внутреннем кольце подшипника; $V = 1,2$ при вращающемся наружном кольце подшипника
<i>Расчет подшипников по динамической грузоподъемности</i>		
Отношения для левого и правого подшипников	$\frac{F_{aA}}{V \cdot R_{Am}}, \frac{F_{aB}}{V \cdot R_{Bm}}$	Сравниваем отношение $\frac{F_{ai}}{V \cdot R_i}$ с параметром осевой нагрузки e и по [1, таблица 9.1] определяем коэффициенты радиальной и осевой сил для левого и правого подшипников X_i и Y_i (для шариковых радиальных, если $F_a = 0$, то $X_i = 1, Y_i = 0$)
Коэффициент безопасности	K_B	Нагрузка спокойная $K_B = 1$; нагрузка с умеренными толчками $K_B = 1,3 \dots 1,5$; нагрузка с сильными толчками $K_B = 2,5 \dots 3$
Температурный коэффициент	K_T	$K_T = 1$ при температуре до 100°C ; $K_T = 1,05 \dots 1,4$ при температуре $125^\circ\text{C} \dots 250^\circ\text{C}$
Эквивалентная динамическая нагрузка для левого и правого подшипников	P_{rA}, P_{rB}	$P_{rA} = (V \cdot X_A \cdot R_{Am} + Y_A \cdot F_{aA}) \cdot K_B \cdot K_T$; $P_{rB} = (V \cdot X_B \cdot R_{Bm} + Y_B \cdot F_{aB}) \cdot K_B \cdot K_T$. Дальнейший расчет ведется для подшипника с наибольшей эквивалентной динамической нагрузкой
Ресурс работы подшипника	L	$L = 60 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot L_h$
Коэффициент долговечности	a_1	$a_1 = 1$ при вероятности безотказной работы $P(t) = 0,9$

Окончание таблицы 7.2

1	2	3
Обобщённый коэффициент влияния качества металла, технологии производства, конструкции и условий эксплуатации	a_{23}	Для шариковых подшипников при нормальных условиях $a_{23} = 0,7 \dots 0,8$; для роликовых подшипников при нормальных условиях $a_{23} = 0,6 \dots 0,7$
Показатель степени	p	$p = 3$ для шариковых подшипников; $p = 3,33$ для роликовых подшипников
Действительная динамическая грузоподъёмность	C_d	$C_d = P_r \cdot \sqrt[p]{\frac{L}{a_1 \cdot a_{23}}}$
Условие выбора по динамической грузоподъёмности		$C_d < C$. Если условие не выполняется, то подбираем подшипник с большей серией диаметра. Например, если подшипник 6112 не подходит, то подбираем подшипник 6212, с большим значением C
<i>Расчет подшипников по статической грузоподъёмности</i>		
Статические коэффициенты радиальной и осевой сил	X_0, Y_0	Определяем по [1, таблица 9.5] в зависимости от вида подшипника
Эквивалентная статическая нагрузка для левого и правого подшипников	P_0	$P_{0A} = X_0 \cdot R_{Am} + Y_0 \cdot F_{aA};$ $P_{0B} = X_0 \cdot R_{Bm} + Y_0 \cdot F_{aB}.$ Дальнейший расчет ведется для подшипника с наибольшей эквивалентной статической нагрузкой
Условие выбора по статической грузоподъёмности		$P_0 < C_0$. Если условие не выполняется, то подбираем подшипник с большей серией диаметра

8 Практическое занятие № 8. Расчет сварных соединений

Сварные соединения – это соединения, образованные за счет расплавления материала деталей в зоне их стыка. В машиностроении используются следующие виды сварки: электродуговая, кузнечная, газовая, контактная, сварка трением. Различают три вида сварных соединений: стыковое (детали прилегают друг к другу узкими гранями), нахлесточное (детали прилегают друг к другу широкими гранями), тавровое (одна деталь узкой гранью пристыковывается к широкой грани другой детали).

8.1 Стыковые сварные соединения

Стыковые соединения могут разрушаться по шву, месту сплавления металла шва с металлом детали в зоне термического влияния. Зоной термического влияния называют прилегающий к шву участок детали, в котором в результате нагрева при сварке изменяются механические свойства металла.

Расчет прочности стыкового соединения принято выполнять по размерам сечения детали в этой зоне. Рассмотрим пример расчета стыкового сварного соединения.

Пример 1 – Две полосы из стали Ст3 (предел текучести $\sigma_T = 220$ МПа) соединены стыковым швом и нагружены моментом M (рисунок 8.1). Определить допускаемое значение момента M . Сварка ручная электродуговая электродом Э34.

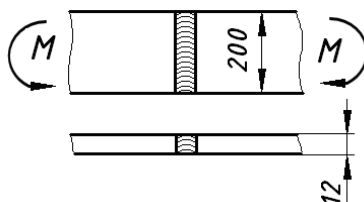


Рисунок 8.1 – Сварное соединение двух полос

Решение

Записываем условие прочности соединения на изгиб [1]:

$$\sigma = \frac{M}{W} \leq [\sigma']. \quad (8.1)$$

Задаемся допускаемыми напряжениями для сварного шва по [1, таблица 10.1]. Так как при изгибе в зоне термического влияния сварного шва присутствуют напряжения и растяжения и сжатия, то допускаемые напряжения будут определяться по выражениям:

– для растянутого участка зоны термического влияния сварного шва

$$[\sigma'] = 0,9[\sigma]_p; \quad (8.2)$$

– для сжатого участка зоны термического влияния сварного шва

$$[\sigma'] = [\sigma]_p, \quad (8.3)$$

где $[\sigma]_p$ – допускаемые напряжения на растяжения для материала свариваемых деталей.

Определение допускаемого момента производится по наименьшим напряжениям (растяжения). Тогда

$$[\sigma'] = 0,9[\sigma]_p = 0,9 \frac{\sigma_T}{s} = 0,9 \cdot \frac{220}{1,5} = 132 \text{ МПа.}$$

Поперечное сечение сварного соединения представляет собой прямоугольник со сторонами $b = 200$ мм и $\delta = 12$ мм. Осевой момент сопротивления поперечного сечения сварного шва определяется по выражению

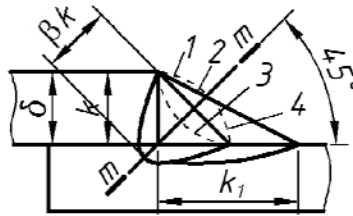
$$W = \frac{b^2 \cdot \delta}{6}. \quad (8.4)$$

Тогда, подставляя (8.4) в (8.1) и выражая момент M , получаем

$$M = [\sigma'] \cdot W = \frac{[\sigma'] \cdot b^2 \cdot \delta}{6} = \frac{132 \cdot 10^6 \cdot 0,2^2 \cdot 0,012}{6} = 10560 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

8.2 Нахлесточные сварные соединения

Нахлесточные сварные соединения выполняются с помощью угловых швов (рисунок 8.2). К основным геометрическим характеристикам поперечного сечения углового шва относятся катет k и расчетная высота шва $\beta \cdot k$. Коэффициент β зависит от технологического процесса сварки.



1 – нормальный ($k = k_1$); 2 – улучшенный ($k / k_1 = 1:1,5; 1:2$); 3 – вогнутый; 4 – выпуклый

Рисунок 8.2 – Угловые сварные швы

В большинстве случаев $k = \delta_{\min}$, где $\delta_{\min}$ – меньшая из толщин свариваемых деталей. Разрушение углового шва происходит по сечению $m-m$. Площадь опасного сечения шва равна $\beta \cdot k \cdot l$, где l – длина шва.

В зависимости от расположения различают швы *лобовые* и *фланговые*.

Лобовой шов расположен *перпендикулярно*, а *фланговый* – *параллельно* линии действия нагружающей силы. Обычно применяют комбинированное соединение фланговыми и лобовыми швами.

Рассмотрим пример расчета нахлесточного сварного соединения.

Пример 2 – Проверить на прочность сварное нахлесточное соединение полосы 8×40 (1) с косынкой (2) из стали Ст3, испытывающих воздействие момента $T = 400 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (рисунок 8.4). Сварка автоматическая под флюсом электродом Э50.

Решение

Данное нахлесточное соединение фланговое. Записываем условие прочности соединения [1]:

$$\tau = \frac{T}{\beta \cdot k \cdot l \cdot b} \leq [\tau'], \quad (8.5)$$

где l – длина сварных швов;
 b – расстояние между сварными швами.

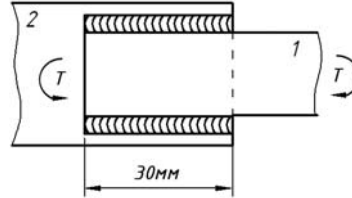


Рисунок 8.4 – Сварное соединение полосы с косынкой

Определяем допускаемые напряжения для сварного шва по [1, таблица 10.1]. Так как угловые сварные швы рассчитываются по напряжениям среза, то для сварки автоматической под флюсом электродом Э50 допускаемые напряжения будут определяться по выражению

$$[\tau'] = 0,65[\sigma]_p = 0,65 \cdot \frac{\sigma_T}{s}. \quad (8.6)$$

Принимая предел текучести для стали Ст3 $\sigma_T = 220$ МПа, получим

$$[\tau'] = 0,65 \cdot \frac{220}{1,5} = 95,33 \text{ МПа.}$$

Определяем напряжения в сварных швах по выражению (8.5). При этом за катет шва k принимаем толщину полосы, равную 8 мм; длину шва l принимаем равной 30 мм, а расстояние между швами b равным толщине полосы 40 мм.

$$\tau = \frac{400}{0,7 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 40 \cdot 10^{-3}} = 59,52 \cdot 10^6 \text{ Па} = 59,52 \text{ МПа.}$$

Сравниваем полученные напряжения с допускаемыми, делаем вывод, что прочность соединения обеспечена. Сварной шов обладает запасом прочности.

8.3 Тавровые сварные соединения

В тавровых сварных соединениях детали в зоне сварных швов перпендикулярны (наиболее частый случай) или наклонны друг к другу. Это соединение выполняют стыковым швом с разделкой кромок или угловыми швами без разделки кромок. При соединении стыковым швом прочность соединения оценивают по поперечному сечению зоны термического влияния сварного шва,

а при соединении угловым швом – по опасному сечению сварного шва $m-m$ (рисунок 8.5).

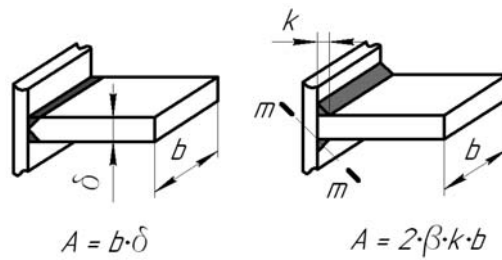


Рисунок 8.5 – Сварное соединение полос, выполненное тавровыми сварными швами

Рассмотрим пример расчета таврового сварного соединения.

Пример 3 – Проверить тавровое сварное соединение трубы квадратного сечения и пластины (рисунок 8.6) на прочность для двух случаев: сварной шов стыковой; сварной шов угловой. Труба нагружена силой $F = 280$ кН, материал трубы – сталь Ст3. Сварка ручная, дуговая, выполнена электродом Э42.

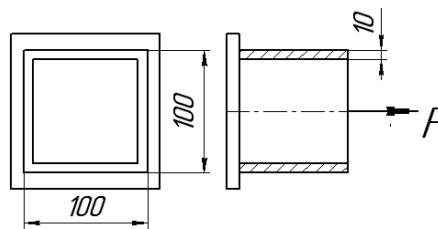


Рисунок 8.6 – Сварное соединение трубы квадратного сечения, выполненное тавровыми сварными швами

Решение

Определяем допускаемые напряжения для сварного соединения.

При стыковом сварном шве под действием нагрузки в шве возникают напряжения растяжения, а при угловом сварном шве – напряжения среза.

Согласно [1, таблица 10.1], при ручной дуговой сварке электродом Э42 при растяжении сварного шва допускаемые напряжения составляют $[\sigma'] = 0,9[\sigma]_p$, а при срезе – $[\tau'] = 0,6[\sigma]_p$. Тогда, принимая предел текучести для стали Ст3 $\sigma_T = 220$ МПа, получим

$$[\sigma'] = 0,9[\sigma]_p = 0,9 \frac{\sigma_T}{s} = 0,9 \cdot \frac{220}{1,5} = 132 \text{ МПа};$$

$$[\tau'] = 0,6[\sigma]_p = 0,6 \frac{\sigma_T}{s} = 0,6 \cdot \frac{220}{1,5} = 88 \text{ МПа}.$$

При стыковом сварном шве площадь поперечного сечения сварного шва совпадает с площадью поперечного сечения трубы и определяется по формуле

$$A_{cm} = a^2 - (a - 2 \cdot \delta)^2, \quad (8.7)$$

где a – сторона трубы, $a = 100$ мм;

δ – толщина стенки трубы, $\delta = 10$ мм.

При угловом сварном шве площадь поперечного сечения сварного шва рассчитывается по выражению

$$A_{ye} = 4 \cdot \beta \cdot k \cdot a, \quad (8.8)$$

где k – катет сварного шва (принимается равным толщине стенки трубы), $k = 10$ мм.

Тогда условия прочности для данного соединения запишутся в виде:

– для стыкового шва

$$\sigma = \frac{F}{A_{cm}} = \frac{F}{a^2 - (a - 2 \cdot \delta)^2}, \quad (8.9)$$

$$\sigma = \frac{280 \cdot 10^3}{0,1^2 - (0,1 - 2 \cdot 0,01)^2} = 77,78 \cdot 10^6 \text{ Па} = 77,78 \text{ МПа};$$

– для углового шва

$$\sigma = \frac{F}{A_{ye}} = \frac{F}{4 \cdot \beta \cdot k \cdot a}, \quad (8.10)$$

$$\sigma = \frac{280 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,7 \cdot 0,01 \cdot 0,1} = 100 \cdot 10^6 \text{ Па} = 100 \text{ МПа}.$$

Сравнивая рассчитанные напряжения с допускаемыми, делаем вывод, что соединение трубы при его выполнении стыковым швом выдержит заданную нагрузку, а соединение, выполненное угловым швом, не выдержит.

9 Практическое занятие № 9. Расчет резьбовых соединений

Резьбовые соединения являются одними из наиболее распространенных видов разъемных соединений. К ним относятся соединения с помощью болтов, винтов, шпилек, винтовых стяжек и т. д. Резьбовые соединения проектируют таким образом, чтобы стержень болта, винта или шпильки находился под действием только растягивающей нагрузки, действующей по его оси (за исключением случая, когда на соединение действуют силы, сдвигающие детали в стыке, при установке болта без зазора).

Различают затянутые и незатянутые резьбовые соединения. Затяжка – это упругая деформация растяжения стержня, возникающая при завинчивании резьбового соединения моментом, приложенным к головке болта (винта) или к гайке при ограничении их осевого перемещения поверхностью соединяемых деталей.

Различают пять типовых расчетных случая резьбовых соединений, выполненных одним болтом. Рассмотрим их на примерах.

Пример 1 (расчетный случай: «Болт нагружен только внешней растягивающей нагрузкой») – Резьбовая часть грузовой скобы (рисунок 9.1) имеет резьбу М30. Определить, какую нагрузку она может выдержать, если материал скобы – сталь 45 с пределом текучести $\sigma_T = 360$ МПа.

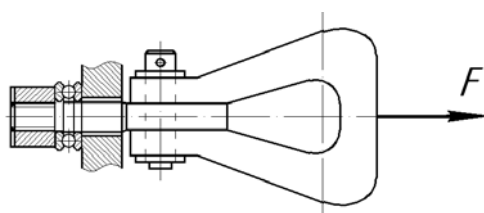


Рисунок 9.1 – Грузовая скоба

Решение

Грузовая скоба является грузозахватным приспособлением, предназначенным для подвешивания и удерживания груза. Для обеспечения вращения скобы гайка установлена на упорном подшипнике качения, следовательно, производить затяжку гайки нельзя. Резьбовая часть под действием веса груза F растягивается. Наиболее опасным сечением резьбы является круглое сечение по внутреннему диаметру d_1 .

Запишем условие прочности стержня резьбовой части скобы на растяжение:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma], \quad (9.1)$$

где A – площадь опасного сечения резьбы.

По [3, таблица 1.2] при растягивающей внешней нагрузки без затяжки допускаемые напряжения определяются по выражению

$$[\sigma] = 0,6 \cdot \sigma_T, \quad (9.2)$$

$$[\sigma] = 0,6 \cdot 360 = 216 \text{ МПа.}$$

По ГОСТ 9150–81 для резьбы М30 (при крупном шаге $p = 33,5$ мм) определяем ее внутренний диаметр: $d_1 = 26,21$ мм.

Из условия (9.2) определяем нагрузку:

$$F = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot [\sigma]}{4}, \quad (9.3)$$

$$F = \frac{3,14 \cdot (26,21 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 216 \cdot 10^6}{4} \approx 116482 \text{ Н.}$$

Пример 2 (расчетный случай: «Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует») – Определить допускаемую силу затяжки для болта М12 крепящего крышку подшипника (рисунок 9.2), если материал болта – сталь 35 с пределом текучести $\sigma_T = 300$ МПа. Осевой нагрузкой на подшипнике пренебречь.

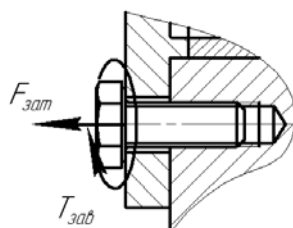


Рисунок 9.2 – Соединение крышки подшипника с корпусом

Решение

Данное винтовое соединение должно обеспечивать герметичность подшипникового узла за счет затяжки болта (при этом стык крышки и корпуса сжимается). При затяжке винта в его стержне возникают напряжения от силы затяжки и напряжения от момента завинчивания. Прочность соединения при этом оценивается по эквивалентным напряжениям, при этом условие прочности записывается в виде [3]

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot 4 \cdot F_{\text{зат}}}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]. \quad (9.4)$$

По [3, таблица 1.2] при затяжке болтов допускаемые напряжения определяются по выражению

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[s]}, \quad (9.5)$$

где $[s]$ – коэффициент запаса прочности.

Согласно [3, таблица 1.2], при неконтролируемой затяжке коэффициент запаса прочности определяется по [3, таблица 1.3] в зависимости от номинального диаметра резьбы. По [3, таблица 1.3] для резьб М6...М16 коэффициент $[s] = 5...4$. Принимаем $[s] = 4,5$. Тогда

$$[\sigma] = \frac{300}{4,5} = 66,7 \text{ МПа.}$$

По ГОСТ 9150–81 для резьбы М12 (при крупном шаге $p = 1,75 \text{ мм}$) определяем ее внутренний диаметр: $d_1 = 10,11 \text{ мм}$.

Из условия (9.4) определяем нагрузку:

$$F_{\text{зат}} = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot [\sigma]}{1,3 \cdot 4}, \quad (9.6)$$

$$F_{\text{зат}} = \frac{3,14 \cdot (10,11 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 66,7 \cdot 10^6}{1,3 \cdot 4} \approx 4115 \text{ Н.}$$

Пример 3 (расчетный случай: «Болт затянут, внешняя нагрузка присутствует») – Определить диаметр болта, крепящего расчалку к основанию (рисунок 9.3), нагруженную силами $F = 16 \text{ кН}$. Материал болта – сталь 35 с пределом текучести $\sigma_T = 300 \text{ МПа}$. Нагрузка постоянная.

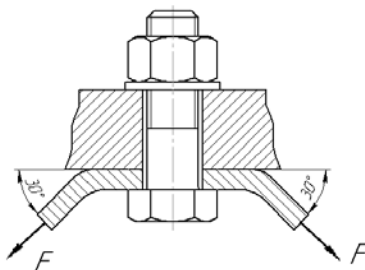


Рисунок 9.3 – Крепление расчалки

Решение

Для определения внешней нагрузки на болт приведем силы, действующие на расчалку к оси болта:

$$F_{BH} = 2 \cdot F \cdot \sin 30^\circ, \quad (9.7)$$

$$F_{BH} = 2 \cdot 16 \cdot \sin 30^\circ = 16 \text{ кН.}$$

В данном соединении должна производиться затяжка для обеспечения отсутствия зазора в стыке расчалки и основания. Под действием силы затяжки $F_{\text{зат}}$ стержень болта растягивается, а стык сжимается. Под действием внешней нагрузки стержень болта дополнительно растягивается, а усилие в стыке уменьшается на некоторую величину (т. е. часть внешней нагрузки идет на растяжение болта, а часть – на раскрытие стыка).

Результирующую нагрузку, действующую на болт F_B и на стык

деталей F_{CT} , определяют по выражениям [3]

$$F_B = 1,3 \cdot F_{зам} + \chi \cdot F_{BH}; \quad (9.8)$$

$$F_{CT} = F_{зам} - (1 - \chi) \cdot F_{BH}, \quad (9.9)$$

где χ – коэффициент внешней нагрузки, показывающий, какая часть внешней нагрузки приходится на растяжение болта (в соединениях без мягких прокладок $\chi = 0,2 \dots 0,3$ [3]).

Силу затяжки определяют по выражению

$$F_{зам} = K_{зам} \cdot F_{BH}, \quad (9.10)$$

где $K_{зам}$ – коэффициент затяжки (для обеспечения нераскрытия стыка $K_{зам} = 1,25 \dots 2$ при постоянной нагрузке [3]).

Принимаем $K_{зам} = 1,5$; $\chi = 0,25$ и определяем силу затяжки и результирующее усилие, растягивающее стержень болта:

$$F_{зам} = 1,5 \cdot 16 = 24 \text{ кН};$$

$$F_p = 1,3 \cdot 24 + 0,25 \cdot 16 = 35,2 \text{ кН}.$$

Определяем допускаемые напряжения для резьбы.

По [3, таблица 1.3] в предположении, что резьба находится в диапазоне М16...М30, коэффициент запаса $[s] = 4 \dots 2,5$. Принимаем $[s] = 3$.

По [3, таблица 1.2] при затяжке болтов допускаемые напряжения определяются по выражению (9.5):

$$[\sigma] = \frac{300}{3} = 100 \text{ МПа}.$$

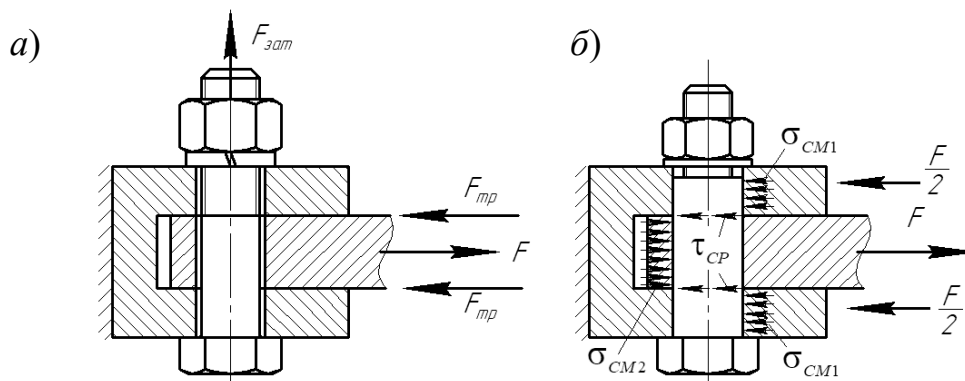
Прочность болта будет оцениваться по выражению (9.1), т. к. затяжка учтена при определении расчетной силы F_p , растягивающей болт. Из (9.1) выражаем внутренний диаметр резьбы:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot [\sigma]}}, \quad (9.11)$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 35,2 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 100 \cdot 10^6}} = 0,02118 \text{ м} = 21,18 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 9150–81 подбираем резьбу М24 × 2 с $d_1 = 21,84 \text{ мм}$.

Пример 4 (расчетный случай: «Соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке. Болт поставлен с зазором») – Определить допускаемую силу в соединении, если соединение выполнено болтом М12, поставленным с зазором (рисунок 9.4, а). Материал болта – сталь 35 с пределом текучести $\sigma_T = 300$ МПа. Коэффициент трения в соединении $f = 0,12$.



а – установка болта с зазором; б – установка болта без зазора

Рисунок 9.4 – Болтовое соединение пластин

Решение

При установке болта с зазором отсутствие сдвига деталей в стыке в пределах зазора обеспечивается за счет затяжки гайки с усилием $F_{зат}$. При этом на стыках деталей возникают силы трения $F_{тр}$, которые должны быть больше, чем внешняя нагрузка F .

Необходимую силу затяжки, обеспечивающую отсутствие сдвига деталей, определяют по выражению [3]

$$F_{зат} = \frac{K \cdot F}{i \cdot f}, \quad (9.12)$$

где K – коэффициент запаса по отсутствию сдвига деталей (при постоянной нагрузке $K = 1,3 \dots 1,5$);

i – число стыков деталей.

Прочность болта определяется как для затянутых болтов исходя из условия (8.4).

Подставляя в (8.4) выражение (8.12), получим

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot 4 \cdot K \cdot F}{\pi \cdot d_1^2 \cdot i \cdot f} \leq [\sigma]. \quad (9.13)$$

Задаемся допускаемыми напряжениями $[\sigma] = 66,7$ МПа (см. пример 2), коэффициентом затяжки $K = 1,4$ и числом стыков деталей $i = 2$.

По ГОСТ 9150–81 для резьбы М12 (при крупном шаге $p = 1,75$ мм) определяем ее внутренний диаметр: $d_1 = 10,11$ мм.

Из условия (9.13) выражаем внешнюю нагрузку F . Получаем

$$F = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot i \cdot f \cdot [\sigma]}{1,3 \cdot 4 \cdot K}, \quad (9.14)$$

$$F = \frac{3,14 \cdot (10,11 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 2 \cdot 0,12 \cdot 66,7 \cdot 10^6}{1,3 \cdot 4 \cdot 1,4} = 705,7 \text{ Н.}$$

Пример 5 (расчетный случай: «Соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке. Болт поставлен без зазора») – Определить допускаемую силу в соединении, если соединение выполнено болтом диаметром $d = 12$ мм, поставленным без зазора (рисунок 9.4, б). Материал болта – сталь 35 с пределом текучести $\sigma_T = 300$ МПа и пределом прочности $\sigma_B = 500$ МПа. Толщина средней пластины $\delta_1 = 10$ мм, верхней и нижней $\delta_2 = 5$ мм.

Решение

При установке болта без зазора нагрузка воспринимается непосредственно самым телом болта, при этом будут возникать напряжения среза (в сечениях болта, совпадающих с плоскостями стыков деталей) и напряжения смятия $\sigma_{см1}$ и $\sigma_{см2}$ на боковых цилиндрических поверхностях болта.

Условие прочности по напряжениям среза запишется в виде [3]

$$\tau = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2 \cdot i} \leq [\tau], \quad (9.15)$$

где i – число стыков деталей.

Условие прочности по напряжениям смятия [3]

$$\sigma = \frac{F}{d \cdot \delta} \leq [\sigma], \quad (9.16)$$

где δ – толщина соединяемой детали.

По [3, таблица 1.2] допускаемые напряжения при установке болта без зазора определяются по выражениям

$$[\tau] = 0,4 \cdot \sigma_T, \quad (9.17)$$

$$[\tau] = 0,4 \cdot 300 = 120 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma] = 0,8 \cdot \sigma_B, \quad (9.18)$$

$$[\sigma] = 0,8 \cdot 500 = 400 \text{ МПа.}$$

Определяем внешнюю нагрузку F исходя из условия прочности на срез:

$$F = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot i \cdot [\sigma]}{4}, \quad (9.19)$$

$$F = \frac{3,14 \cdot (12 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 2 \cdot 120 \cdot 10^6}{4} = 27129,6 \text{ Н.}$$

Определяем внешнюю нагрузку F исходя из условия прочности на смятие:
– для средней детали

$$F = [\sigma] \cdot d \cdot \delta_1, \quad (9.20)$$

$$F = 400 \cdot 10^6 \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 48000 \text{ Н;}$$

– для верхней и нижней деталей (учитывая, что верхняя и нижняя детали воспринимают только половину внешней нагрузки F)

$$F = 2 \cdot [\sigma] \cdot d \cdot \delta_2, \quad (9.21)$$

$$F = 2 \cdot 400 \cdot 10^6 \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 48000 \text{ Н.}$$

Окончательно за допускаемое значение нагрузки F принимаем наименьшее из рассчитанных значений: $F = 27129,6 \text{ Н.}$

10 Практическое занятие № 10. Расчет соединений «вал – ступица»

Соединения «вал – ступица» предназначены для закрепления деталей на валах. К ним относятся шпоночные, зубчатые (шлицевые) соединения, соединения посадкой с натягом, соединения посадкой на конус и клеммовые соединения. Все соединения «вал–ступица» воспринимают и передают между соединяемыми деталями вращающий момент. В машиностроении преимущественное распространение получили шпоночные и зубчатые (шлицевые) соединения.

Шпоночные соединения образуются с помощью шпонок, устанавливаемых в пазы, выполненные на валу и в ступице. Различают соединения призматическими, сегментными, круглыми и тангенциальными шпонками. Соединения призматическими и сегментными шпонками стандартизированы. Основным критерием работоспособности соединения являются напряжения смятия, возникающие на рабочих поверхностях шпонок.

Рассмотрим пример расчета шпоночного соединения.

Пример 1 – Спроектировать соединение призматической шпонкой шестерни с валом диаметром $d = 35$ мм. Передаваемый момент $T = 150$ Н·м. Соединение неподвижное. Механизм работает с небольшими толчками.

Решение

По ГОСТ 23360–78 выбирается шпонка призматическая шириной и высотой $b \times h = 10 \times 8$ мм.

Условие прочности по напряжениям смятия для соединения призматической шпонкой имеет вид [1]:

$$\sigma_{см} = \frac{4T}{hl_p d} \leq [\sigma_{см}], \quad (10.1)$$

где l_p – рабочая длина шпонки, м;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемые напряжения смятия для шпоночных соединений.

Назначим допускаемые напряжения смятия с учетом того, что по условию соединение неподвижное и зубчатые колеса устанавливаются на вал по посадке с натягом $[\sigma_{см}] = 110 \dots 200$ МПа. С учетом того, что по условию механизм, в котором установлен вал с колесом, работает с небольшими толчками окончательно, принимают $[\sigma_{см}] = 150$ МПа.

Из условия (10.1) выражается рабочая длина шпонки:

$$l_p = \frac{4T}{hd[\sigma_{см}]}, \quad (10.2)$$

$$l_p = \frac{4 \cdot 150}{8 \cdot 10^{-3} \cdot 35 \cdot 10^{-3} \cdot 150 \cdot 10^6} = 0,01428 \text{ м} \approx 14,3 \text{ мм}.$$

Определяют полную длину шпонки:

$$l = l_p + b, \quad (10.3)$$

$$l = 14,3 + 10 = 24,3 \text{ мм}.$$

Из стандартного ряда длин выбирают ближайшую большую стандартную длину шпонки: $l = 25$ мм.

Список литературы

- 1 **Лустенков, М. Е.** Детали машин : учеб. пособие / М. Е. Лустенков. – 2-е изд., перераб. и доп. – Могилев : Бел.-Рос. ун-т, 2020. – 258 с. : ил.
- 2 **Скойбеда, А. Т.** Детали машин. Курсовое проектирование и атлас конструкций : учеб.-метод. пособие / А. Т. Скойбеда. – Мн. : ИВЦ Минфина, 2020. – 384 с.
- 3 **Иванов, М. Н.** Детали машин : учебник / М. Н. Иванов. – 16-е изд., испр. и доп. – М. : Юрайт, 2018. – 409 с.
- 4 **Дунаев, П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 7-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 2001. – 447 с. : ил.