

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**
**Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования**
«СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ ПО

ДИСЦИПЛИНЕ

«Детали машин»

**для студентов специальности 21.05.06 Нефтегазовая техника и технологии
специализации «Технология бурения нефтяных и газовых скважин»**

Ставрополь 2026

ОГЛАВЛЕНИЕ

Практическое занятие №1. Расчет заклепочных соединений.....	4
Практическое занятие №2 Расчет резьбовых соединений	10
Практическое занятие №3 Резьбовые соединения. Расчет резьбового соединения, нагруженного силами, сдвигающими детали в плоскости стыка.....	16
Практическое занятие №4. Прессовое соединение.....	21
Практическая работа №5. Передача винт – гайка.....	30
Практическая работа № 6. Кинематический и силовой расчет приводных станций.....	34
Практическая работа №7 Определение допускаемых напряжений для расчета цилиндрических и конических зубчатых передач.....	42
Практическая работа № 8. Проектный и проверочный расчет цилиндрических зубчатых зацеплений.....	50
Практическая работа № 9. Проектный и проверочный расчет конических зубчатых зацеплений.....	63
Практическая работа № 10. Проектный и проверочный расчет червячных зубчатых зацеплений.....	74
Практическая работа № 11. Изучение методики расчета и конструирование валов редукторных механизмов.....	85
Практическая работа № 12. Особенности конструирования цилиндрических, конических и червячных колес.....	91
Практическая работа № 13. Определение опорных реакций вала.....	97
Практическая работа № 14. Изучение методики подбора подшипников редукторных механизмов.....	100
Практическая работа № 15. Изучение методики расчета шпоночных и шлицевых соединений.....	106
Практическая работа № 16. Разработка и выполнение рабочих чертежей зубчатых колес.....	121
Практическая работа № 17. Определение конструктивных параметров корпуса редуктора. Сборочный чертеж редуктора	130
Практическая работа №18. Расчет клиноременной передачи	137

ВВЕДЕНИЕ

Учебное пособие (практикум) по дисциплине «Детали машин» состоит из 18 практических работ. Основное внимание уделяется изучению методики расчета соединений деталей машин и конструирования элементов приводной станции.

Профессиональная подготовка будущих бакалавров зависит не только от объема полученных знаний, но и от умения самостоятельно применить эти знания на практике, умения анализировать научную и методическую литературу, делать выводы.

Практическая работа также способствует формированию у будущих специалистов самостоятельных навыков в приобретении новых знаний и их использовании в своей будущей профессиональной деятельности, развивает творческие способности, является стимулом к самообразованию.

Все практические работы взаимосвязаны друг с другом и в конечном итоге формируют общий подход к расчету деталей машин. Для этого теоретические вопросы, решение задач, получение практических заданий подаются в форме, аналогичной форме выполнения РГР. Порядок проведения практических занятий согласован с подачей лекционного материала.

Выполнение практических работ необходимо для освоения профессиональной компетенции ОПК-1: Способен решать производственные и (или) исследовательские задачи профессиональной деятельности с учетом основных требований и потребностей нефтегазовой отрасли.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №1

ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Цель работы. Получение навыков расчета заклепочных швов.

Знания, умения и владения, приобретаемые студентами в результате освоения темы, формируется в рамках компетенции ОПК-1-способен решать производственные и (или) исследовательские задачи профессиональной деятельности с учетом основных требований и потребностей нефтегазовой отрасли.

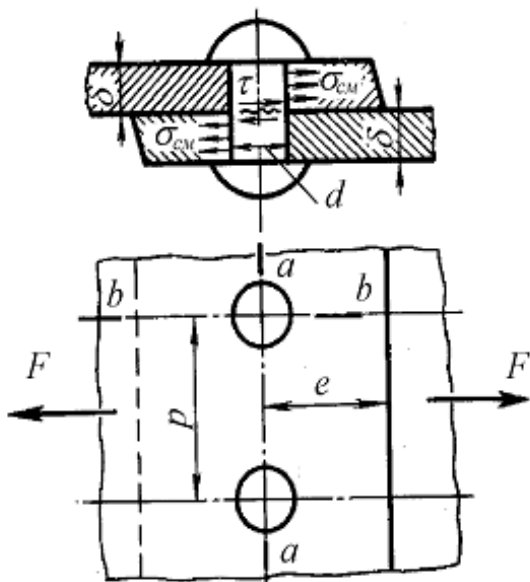
Актуальность темы. Заклепочные соединения являются незаменимыми и уникальными по ряду своих характеристик, которые рассмотрены в работе

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Заклепочные соединения в недалеком прошлом были основным видом неразъемных соединений. Однако в настоящее время они почти полностью вытеснены сварными соединениями и применяются только там, где другие виды соединений невозможны.

Заклепочное соединение осуществляется с помощью *заклепок*

Расчет заклепочного шва заключается в определении диаметра и числа заклепок, шага заклепочного шва, расстояния заклепок до края соединяемой детали и расстояния между рядами заклепок.



Рассмотрим простейший шов - однорядный односрезный нахлесточный, показанный на рисунке 4.3, где d_0 - диаметр поставленной заклепки; δ - толщина листов; p - шаг заклепочного шва; e - расстояние заклепок до края листа; F - сила, действующая на заклепочный шов; $[\tau_c]$ - допускаемое напряжение на срез для заклепок; $[\sigma_p]$ - допускаемое напряжение на растяжение для листов; $[\sigma_{cm}]$ - допускаемое напряжение на смятие между заклепками и листами и $[\tau_c']$ - допускаемое напряжение на срез для листов.

Рисунок 1-Заклепочный шов

Для данного заклепочного шва можно написать следующие условия прочности:

на срез для заклепки

$$\tau_c = \frac{4F}{\pi \cdot d_0^2} \leq [\tau_c]; \quad (1)$$

на смятие между заклепкой и листом

$$\sigma_{CM} = \frac{F}{d_0 \cdot \delta} \leq [\sigma_{CM}]; \quad (2)$$

на растяжение и раздир листа по сечению $a - a$

$$\sigma_p = \frac{F}{(p - d_0) \cdot \delta} \leq [\sigma_p] \quad ; \quad (3)$$

на срез листа одновременно по двум сечениям $b-b$ в предположении, что срез происходит по длине $e - d_0/2$,

$$\tau'_c = \frac{F}{2(e - \frac{d_0}{2}) \cdot \delta} \leq [\tau'_c]. \quad (4)$$

Из расчета по уравнениям прочности из условия равнопрочности разработаны рекомендации

Из уравнений (1) и (2) при $[\sigma_{CM}] = 1,6 [\tau_c]$ следует, что диаметр заклепки $d_0 \approx 2\delta$; соответственно принимают $d_0 = 2\delta$.

Из уравнений (1) и (3) при $[\sigma_p] = [\tau_c]$ и $d_0 = 2\delta$ следует, что шаг $p \approx 2,6 d_0$; на практике обычно округляют шаг до $p = 3 d_0$.

Из уравнений (1) и (4) при $[\tau'_c] = 0,8 [\tau_c]$ и $d_0 = 2\delta$ получим $e \approx 1,5 d_0$; на практике принимают

$$e = (1,5 \dots 2,0) d_0.$$

Таким же образом получают подобные соотношения для определения d_0 , p и e для других типов прочных заклепочных швов.

После определения по вышеуказанным соотношениям размеров заклепочного шва заклепки проверяют на срез:

$$\tau_c = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_0^2 \cdot k} \leq [\tau_c]; \quad (5)$$

и на смятие:

$$\sigma_{CM} = \frac{F}{d_0 \cdot \delta_{min}} \leq [\sigma_{CM}], \quad (6)$$

где F - сила, действующая на одну заклепку; k - число плоскостей среза заклепок; δ_{min} - наименьшая толщина соединяемых элементов.

Необходимое число заклепок z в шве при симметрично действующей нагрузке F определяют расчетом заклепок на срез по формуле

$$z = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_0^2 \cdot k \cdot [\tau_c]}. \quad (7)$$

Расчет группового заклепочного соединения сводится к определению максимальной нагрузки, приходящейся на одну заклепку и расчету ее как одиночной. Расчетные схемы составляются по правилам для групповых резьбовых соединений.

Пример расчета

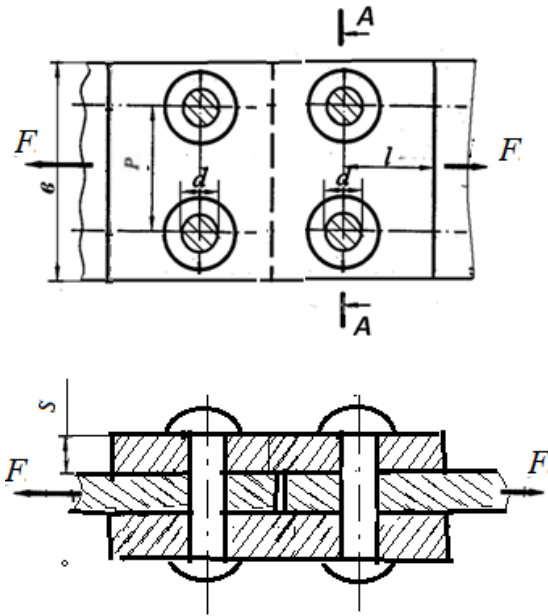


Рисунок 2-Заклепочный шов

Стыковой шов пластин толщиной s и шириной b мм. Диаметр заклепок d мм, шаг заклепок p . число заклепок в ряду n . Материал пластин и заклепок Ст3 и Ст3 соответственно.

1. Найти максимальную передаваемую силу F .

Дано: $s = 6$ мм, $d = 12$ мм, $p = 24$ мм, $b = 60$ мм, $n = 2$;

Решение.

1. Разрушение вследствие разрыва материала пластин возможно для промежуточной (основной) пластины.

Максимальна разрывная сила в материале пластины. Уравнение прочности

$$\sigma_p = \frac{F}{A} = \frac{F}{S(b - nd)} \leq [\sigma_p],$$

где d - диаметр отверстия, S =толщина пластины, $[\sigma_p]$ =допускаемое напряжение в пластине, b - ширина пластины, n - число заклепок.

Тогда $A = (b - nd)S$ -площадь разрыва.

Допускаемое напряжение для Ст3 из табл.2 и 3

$$[\sigma_p] = \sigma_T / s = 240 / 1,5 = 160 \text{ МПа}$$

$$F = A \times [\sigma_p] = S \times (b - n \times d) [\sigma_p] = 6 (60 - 2 \times 12) 160 = 34560 \text{ Н} = 34.5 \text{ кН}$$

2. Максимальная сила смятия для заклепки

Уравнение прочности

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A} = \frac{F}{nSd} \leq [\sigma_{см}]$$

где d - диаметр заклепки, S - толщина пластины, n - число заклепок для смятия, $[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение смятия для пластины или заклепки в зависимости от прочности материала.

Допускаемое напряжение смятия

Для стальных заклепок Ст3 из табл.2 и 3.

$$[\sigma_p] = \sigma_T/s = 200/1,25 = 160 \text{ МПа.}$$

Из табл.2

$$[\sigma_{см}] = 1,6[\tau_{ср}] = 1,6 \times 0,6 [\sigma_p] = 1,6 \times 0,6 \times 160 = 153,6 \text{ МПа}$$

Известна площадь смятия для одной заклепки $A = S d$.

Общая площадь

$$A = n \times d \times S$$

Допускаемая сила

$$F = A \times [\sigma_{см}] = n \times d \times S \times [\sigma_{см}] = 2 \times 12 \times 6 \times 153,6 = 22118,4 \text{ Н} = 22,1 \text{ кН}$$

3. Максимальная сила среза заклепок

Уравнение прочности

$$\tau_{ср} = \frac{F}{Ai} = [\tau_{ср}]$$

где $\tau_{ср}$ - напряжение среза, $[\tau_{ср}]$ - допускаемое напряжение среза, A - площадь среза, i - число площадей среза заклепок. При $n=2$ число площадей среза заклепок $i=n \times 2 = 2 \times 2 = 4$

Допускаемое напряжение для стальных заклепок из табл.2 и 3.

$$[\tau_{ср}] = 0,6 [\sigma_p] = 0,6 \times 160 = 100 \text{ МПа}$$

Площадь среза $A = \pi d^2 / 4$

где d - диаметр заклепки.

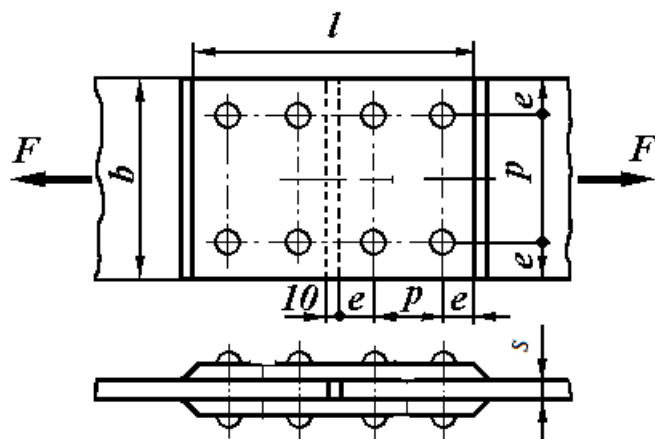
Допускаемая сила при срезе

$$F = A i [\tau_{ср}] = \pi d^2 \times i [\tau_{ср}] / 4 = 3,14 \times 12^2 \times 4 \times 100 / 4 = 45216 \text{ Н} = 45,2 \text{ кН}$$

Вывод. Минимальная сила разрушающая соединение определяется смятием заклепок.

ВОПРОСЫ И ЗАДАНИЯ

ЗАДАНИЕ



Задача. 1. Определить для заклепочного соединения встык с двумя накладками максимальную передаваемую силу F . Нагрузка F приложена статически.

Ширина полос и накладок b , толщина s , мм, материал заклепки и диаметр d (таблица 1). Количество заклепок n .

Полосы и накладки изготовлены из стали Ст 3,

Таблица 1–Исходные данные

	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$d, \text{мм}$	4	4	6	6	8	8	10	10	12	12
$b, \text{мм}$	40	45	50	50	60	60	80	80	90	90
n	2	3	2	3	2	2	3	3	3	3
$s, \text{мм}$	2	2	3	3	4	4	5	5	6	6
Материал	Ст3	Ст10	20	40	45	45	Ст3	Ст10	20	40
	Варианты									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$d, \text{мм}$	4	4	6	6	8	8	10	10	12	12
$b, \text{мм}$	80	80	90	90	50	50	60	60	50	60
n	2	3	2	3	2	2	3	3	2	2
$\delta, \text{мм}$	2	2	3	3	4	4	5	5	6	6
Материал	40	20	Ст3	Ст10	Ст3	Ст10	20	40	45	20

ВОПРОСЫ

1. Какие напряжения возникают в заклепочном шве.
2. Запишите уравнение прочности для расчета заклепочного соединения на срез.

3. Запишите уравнение прочности для расчета заклепочного соединения на смятие.
4. Запишите уравнение прочности для расчета заклепочного соединения на отрыв.
5. Запишите уравнение прочности для расчета заклепочного соединения на отрыв.
6. Запишите уравнение прочности для расчета заклепочного соединения на раздир.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Детали машин и основы конструирования: учебник для бакалавров / под ред. Г.И. Рощина, Е.А. Самойлова. – М.: Изд-во Юрайт, 2013. – 415 с. – Серия: Бакалавр. Базовый курс.
2. Хруничева Т.В. Детали машин: типовые расчеты на прочность: учебное пособие. – М.: ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2011. – 224 с.

Приложения

Таблица 2– Соотношение допускаемых напряжений

	Соотношение
Допускаемое напряжение на растяжение	$[\sigma_p] = \sigma_T/s$
Допускаемое напряжение на срез	$[\tau_{cp}] = 0,6 [\sigma_p]$
Допускаемое напряжение на смятие	$[\sigma_{cm}] = 1,6 [\tau_c]$
Коэффициент запаса прочности S	$1,2-1,6$

Таблица 3– Механические свойства материалов

Материал	Временный предел прочности, σ_b , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Предел усталости σ_{-1} МПа
Сталь: Ст3	350-380	180-200	120-160
Ст10	380-470	200-240	120-160
20	420 - 500	260	120-160
30	500-600	300	170-210
45	610-750	360	190-250
60Г	710	420	250-320

40Х	730-1050	650-900	240 - 340
30ХГСА	1100-1700	850-1500	340-500
Бронза:			
БрОФ10-1	250	—	—
БрОЦС5-5-5	200	40-50	—
БрАЖ9-4	550	200	-
Ремень х/б	$[\sigma_p] = 36 \text{ Мпа}$		
Алюминий	$[\sigma_p] = 95 \text{ Мпа.}$		

Рассмотрим виток резьбы как наклонную плоскость

p – шаг резьбы, d_2 – средний диаметр резьбы, β – угол подъема винтовой линии, l_p – длина витка резьбы, D_{cp} – средний диаметр опорной поверхности гайки

$$D_{cp} = \frac{d_0 + D}{2}, \text{ где } D - \text{размер гайки, } d_0 - \text{диаметр отверстия под винт,}$$

Силы действующие в резьбе

$F_t = F_{кл}$ – окружная сила (сила на ключе), $F = F_z$ – осевая сила (затяжки), F_{mp} – сила трения, f – коэффициент трения ($f = \operatorname{tg} \rho$), ρ – угол трения

Работа сил на одном обороте витка в соответствии с приложением этих сил на рисунке 2.

Работа по завинчиванию на ключе

$$W_k = F_t \cdot L_k \cdot 2\pi.$$

L_k – длина рычага или ключа,

Работа подъема груза (осевой силой),

$$W_n = F_z \cdot p = F_z \cdot \pi d_2 \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Работа сил трения в резьбе

$$W_p = F_{mp} \cdot l_p = f \cdot F_z \cdot \cos \beta \cdot \pi d_2 / \cos \beta = F_z \cdot \pi d_2 \cdot \operatorname{tg} \rho,$$

на торце гайки

$$W_m = F_{mp} \cdot (D_{cp}/2) \cdot 2\pi = f \cdot F \cdot \pi.$$

После подстановки этих формул в (1) получим

$$F_{кл} \cdot L = F_z \frac{d_2}{2} \left[\operatorname{tg}(\beta + \rho) + f \frac{D_{cp}}{d_2} \right] \quad (2)$$

Для трапецеидальной и треугольной метрической резьбы

$$F_{кл} \cdot L = F_z \frac{d_2}{2} \left[\operatorname{tg}(\beta + \rho') + f \frac{D_{cp}}{d_2} \right] \quad (3)$$

где $\rho' = \rho / [\cos(\alpha/2)]$ – приведенный угол трения для треугольной резьбы, α – угол профиля резьбы.

Откуда

$$F_z = \frac{F_{кл} L_{кл}}{0,5 d_2 \left[\operatorname{tg}(\beta + \rho') + f_T D_{cp} / d_2 \right]} \quad (4)$$

При стандартном ключе длиной $L_{кл} = (15 \div 20)d$ и параметрах резьбы: $\beta = 2,5^\circ$, $d_2 \approx 0,9d$, $D_{cp} \approx 1,4d$, $f \approx f_T \approx f' \approx 0,1 \div 0,2$ из выражения (4) следует, что $F \approx (60 \div 100)F_{кл}$.

Таким образом, резьбовые соединения обеспечивают выигрыш в силе в указанных пределах, что обеспечивает легкость сборки и высокую надежность этих соединений

2. Пример расчета резьбовых соединений

Задача № 1. Болт М20 затягивается гаечным ключом, длина рукоятки которого $L = 20d$. Сила рабочего на ключе $F_p = F_{кл} = 160$ Н. Материал винтовой пары – сталь 45 ($\sigma_T = 360$ МПа).

Определить силу затяжки болта F_a , если коэффициент трения в резьбе и на торце гайки $f_p = f_m = 0,15$. Найти КПД винтовой пары, выигрыш в силе и проверить условие самоторможения.

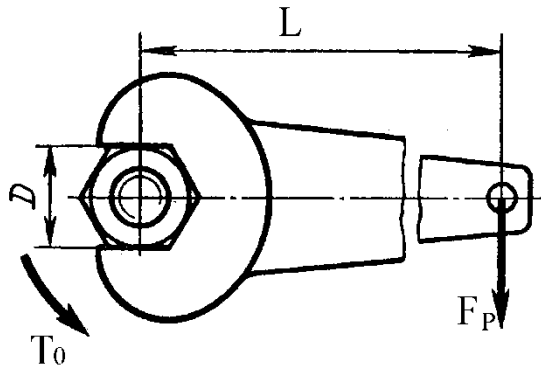


Рисунок 3 – Расчетная схема

Решение

Для болта М20 (табл.2)

Шаг резьбы $p = 2,5$ мм, $d_2 = 18,376$ мм, $D = 30$ мм, $d_0 = 21$ мм.

Суммарный момент на ключе

$$T_{\Sigma} = T_p + T_T = 0,5d_2F_a \operatorname{tg}(\psi + \rho')$$

С другой стороны

$$T_{\Sigma} = T_K = F_p \cdot L = 160 \cdot 20 \cdot 20 = 64 \cdot 10^3$$

Следовательно

$$F_p \cdot L = 0,5d_2F_a \operatorname{tg}(\psi + \rho') + 0,5d_{cp}F_a f_T$$

Здесь и далее сила затяжки обозначается F_z как осевая сила F_a

Отсюда

$$F_a = \frac{2T_{\Sigma}}{d_2[\operatorname{tg}(\psi + \rho') + (d_{cp}/d_2)f_T]},$$

где угол подъема винтовой линии

$$\operatorname{tg}\psi = p / \pi d_2 = 2,5 / 3,14 \cdot 18,376 = 0,0433.$$

$$\psi = \operatorname{arctg} 0,0433 = 2,48^\circ.$$

Приведенный угол трения

$$\rho' = \operatorname{arctg} f' = \operatorname{arctg}(f' / \cos(\alpha/2)) = \operatorname{arctg}(0,15 / \cos(60^\circ/2)) = 9,82^\circ.$$

Средний диаметр

$$d_{cp} = (D + d_0) / 2 = (30 + 21) / 2 = 25,5 \text{ мм}$$

Отсюда

$$F_a = \frac{2 \cdot 64 \cdot 10^3}{18,376[\operatorname{tg}(2,48^\circ + 9,82^\circ) + (25,5/18,376) \cdot 0,15]} = 16351,2 \text{ Н}$$

Выигрыш в силе

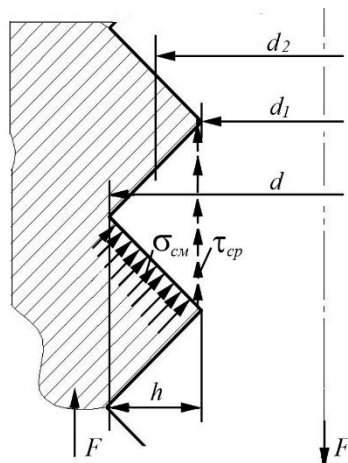
$$F_a / F_p = 16351,1 / 160 = 102,2.$$

К.п.д. винтовой пары

$$\eta = \operatorname{tg} \psi / \operatorname{tg}(\psi + \rho') = \operatorname{tg} 2,48^\circ / \operatorname{tg}(2,48^\circ + 9,82^\circ) = 0,1986.$$

Т.к. угол $\rho' > \psi$, то условие самоторможения выполняется.

Задача № 2 По условию предыдущей задачи из расчета на срез и смятие проверить резьбу на прочность. Материал винтовой пары сталь 45, предел текучести $\sigma_T = 360$ МПа.



Допустимое напряжение смятия $[\sigma_{cm}] = 0,8\sigma_T = 0,8 \times 360 = 288$ МПа, допустимое напряжение сдвига $[\tau_{cp}] = 0,4\sigma_T = 0,4 \times 360 = 144$ МПа.

По ГОСТ 5927-70 высота гайки с резьбой М20 $H = 16$ мм. По ГОСТ 9150-81 внутренний диаметр резьбы $d_1 = 17,294$ мм, шаг резьбы $p = 2,5$ мм

Рисунок 4 – Схема нагружения резьбы

1. Напряжения сдвига в резьбе

$$\tau_{cp} = \frac{F_a}{\pi d_1 H K_m} = \frac{16351,1}{3,14 \cdot 17,294 \cdot 16 \cdot 0,75} = 25 \text{ МПа} < [\tau_{cp}].$$

где $K_m = 0,75$ – коэффициент полноты резьбы.

2. Напряжения смятия в резьбе

$$\sigma_{cm} = \frac{4F_a}{\pi(d^2 - d_1^2) \cdot z} = \frac{4 \cdot 16351,1}{3,14(20^2 - 17,294^2) \cdot 6,4} = 32,22 \text{ МПа} < [\sigma_{cm}].$$

где $z = H/p = 16/2,5 = 6,4$ число витков резьбы гайки.

Таким образом прочность резьбы обеспечена.

Таблица 1 – Характеристики материалов резьбовых деталей

Класс прочности болтов	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Марки сталей	
			болт	гайка
3.6	300...490	200	Ст3; 10	Ст3
4.6	400...550	240	20	Ст3
5.6	500...700	300	30; 35	10
6.6	600...800	360	35; 45; 40Г	15
8.8	800...1000	640	35Х; 38ХА	20; 35; 45
10.9	1000...1200	900	40Г2; 40Х;	35Х

		30ХГСА	38ХА
--	--	--------	------

Таблица 2–Размеры резьбы

Шаг Резьбы р	Диаметр резьбы		
	d наружный	d ₂ средний	d ₁ внутренний
0,40	2,0	1,740	1,567
0,45	(2,2)	1,908	1,713
0,45	2,5	2,208	2,013
0,50	3,0	2,675	2,459
0,60	(3,5)	3,110	2,850
0,70	4	3,546	3,242
0,75	(4,5)	4,013	3,688
0,80	5	4,480	4,134
1	6	5,350	4,918
1,25	8	7,188	6,647
1,50	10	9,026	8,376
1,75	12	10,863	10,106
2	(14)	12,701	11,835
2	16	14,701	13,835
2,5	(18)	16,376	15,294
2,5	20	18,376	17,294
2,5	(22)	20,376	19,294
3	24	22,051	20,752
3	(27)	25,051	23,752
3,5	30	27,727	26,211
3,5	(33)	30,727	29,211
4	36	33,402	31,670
4	(39)	36,402	34,670
4,5	42	39,077	37,129
4,5	(45)	42,077	40,129

3. Вопросы и задания

Задание

Задача № 1. Болт затягивается гаечным ключом, длина рукоятки которого $L = 20d$. Сила рабочего на ключе $F_p = 160$ Н. Материал винтовой пары – сталь.

Определить силу затяжки болта F_a , если коэффициент трения в резьбе и на торце гайки $f_p = f_m = 0,15$. Найти КПД винтовой пары, выигрыш в силе и про-

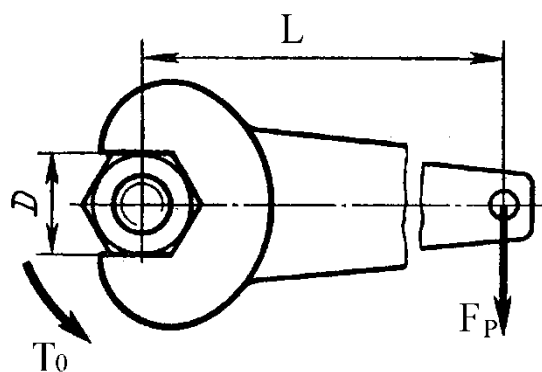


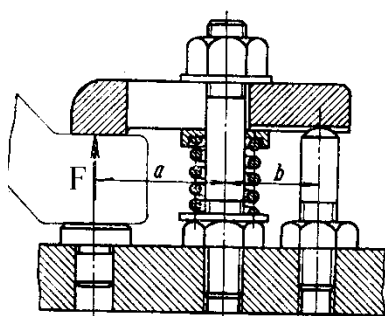
Рисунок 5 – Расчетная схема

верить условие самоторможения.

Исходные данные

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Болт	M10	M12	M20	M24	M18	M22	M20	M18	M12	M10
Сталь	Ст3	Ст10	15	30	35	45	20	35	Ст3	Ст10
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Болт	M22	M20	M18	M12	M10	M12	M20	M24	M18	M10
Сталь	Ст3	Ст10	15	30	35	45	20	35	Ст3	Ст10

Задача № 2 По условию предыдущей задачи из расчета на срез и смятие проверить резьбу на прочность



Задача № 3. Определить диаметр резьбы станочного прихвата (рисунок 10) по данным таблицы 12.

Недостающими данными задаться самостоятельно.

Рисунок 6 – Расчетная схема

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	4,0	4,2	4,5	5,0	5,2	5,5	5,8	6,0	6,2	6,5
a, мм	120	125	130	40	45	50	60	70	85	100
b, мм	100	110	120	125	125	130	135	140	145	150
Варианты	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
F, кН	6,5	6,2	6,0	5,8	5,2	5,0	4,5	4,2	4,0	5,5
a, мм	120	125	130	40	45	50	60	70	85	100
b, мм	100	110	120	125	125	130	135	140	145	150

Вопросы

1. Какой выигрыш в силе обеспечивают резьбовые соединения.
2. Как определить КПД резьбового соединения.
3. Виды разрушения резьбы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Детали машин и основы конструирования: учебник для бакалавров / под ред. Г.И. Рощина, Е.А. Самойлова. – М.: Изд-во Юрайт, 2013. – 415 с. – Серия: Бакалавр. Базовый курс.

2. Хруничева Т.В. Детали машин: типовые расчеты на прочность: учебное пособие. – М.: ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2011. – 224 с.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №3

РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ. РАСЧЕТ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ, НАГРУЖЕННОГО СИЛАМИ, СДВИГАЮЩИМИ ДЕТАЛИ В ПЛОСКОСТИ СТЫКА

Цель работы. Получение навыка расчета резьбовых соединений.

Знания, умения и владения, приобретаемые студентами в результате освоения темы, формируется в рамках компетенции ОПК-1-способен решать производственные и (или) исследовательские задачи профессиональной деятельности с учетом основных требований и потребностей нефтегазовой отрасли.

Актуальность работы. Рассмотрены особенности расчета резьбовых соединений, определяющие их применимость для типовых случаев.

Теоретическая часть.

Условием надежности этого соединения является отсутствие сдвига деталей в стыке. Конструктивно соединение может быть выполнено в 2-х вариантах:

а) винт поставлен с зазором.

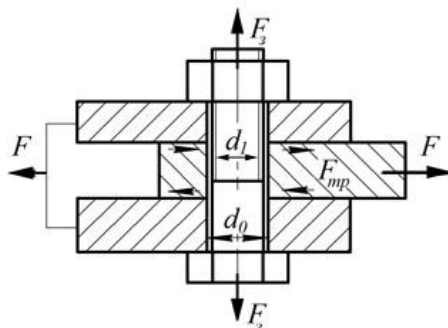


Рисунок 1 – Болтовое соединение, работающее на сдвиг (болт поставлен с зазором)

В этом случае внешняя нагрузка F уравнивается силами трения $F_{тр}$ в стыке, которые создаются затяжкой винта F_z равной осевой силе действующей вдоль оси болта F_a

$$F_{тр} = F_z f z i, \quad (1)$$

где f – коэффициент трения в стыке; z – число болтов; i – число стыков.

Условие работоспособности этого соединения

$$F_{тр} \geq F K_z, \quad (2)$$

где $K_{зат} = 1,2 \div 1,5$ – коэффициент запаса затяжки.

Из уравнений (2.14) и (2.15) следует, что

$$F K_z = F_z f z i, \quad (3)$$

Откуда необходимое усилие затяжки

$$F_3 = \frac{K_3 F}{fzi}, \quad (4)$$

В результате действия этого усилия тело винта растягивается и условие прочности будет определяться усилием затяжки F_3

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot 4F_3}{\pi d_1^2} = \frac{5,2K_3 F}{\pi d_1^2 fzi} \leq [\sigma], \quad (5)$$

При выполнении проектного расчета обычно находят внутренний диаметр резьбы

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{5,2K_3 F}{\pi fzi[\sigma]}}. \quad (6)$$

б) винт поставлен без зазора.

В этом случае затяжка отсутствует, винт поставлен в отверстие детали без зазора (легкой запрессовкой), поэтому отверстие обрабатывают под развертку.

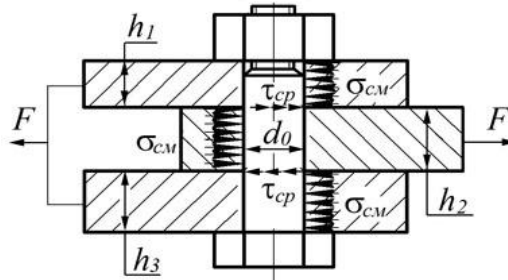


Рисунок 2 – Болтовое соединение, работающее на сдвиг (болт поставлен без зазора)

Тело винта будет работать на срез и смятие. Условие прочности на срез

$$\tau_{cp} = \frac{4F}{\pi d^2 zi} \leq [\tau_{cp}]. \quad (7)$$

где d – наружный диаметр болта; i – число стыков; z – число болтов.

При выполнении проектного расчета определяют диаметр стержня болта

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi zi[\tau_{cp}]}}. \quad (8)$$

Условие прочности на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{F}{d_0 \cdot h_i} \leq [\sigma]_{см}. \quad (9)$$

где h_i – наименьшая толщина соединяемых деталей.

Сравнивая оба варианта следует отметить, что для первого варианта диаметр винта будет в несколько раз больше, т. к. усилие затяжки болта будет значительно превосходить сдвигающую силу. Например, при $f = 0,2$; $K_3 = 1,5$; $i = 1$, $z = 1$:

$$F_3 = \frac{K_3 F}{fzi} \approx 7,5F. \quad (10)$$

Однако соединение по второму варианту будет приблизительно в 10 раз дороже из-за дополнительной механической обработки отверстия и стыков соединяемых деталей. На практике чаще болты устанавливают с зазором. Соединение без зазора используют там, где необходимо уменьшить диаметр болта.

Пример расчета

:

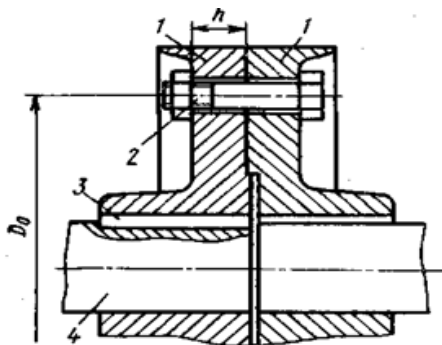


Рис. 2 Болтовое соединение дисковой муфты: 1 - полумуфта; 2 - болт; 3 - шпонка; 4 - вал

Пример 1. Рассчитать болты дисковой муфты. Передаваемая муфтой мощность $N = 40$ кВт; частота вращения соединяемых муфтой валов 300 об/мин; диаметр окружности центров болтов (расстояние между болтами, расположенными на одном диаметре) $D_0 = 240$ мм; число болтов $z = 4$; материал болтов — сталь Ст3. Нагрузка статическая.

Расчет болтов выполнить для двух случаев установки их в отверстия полумуфт без зазора и с зазором

1. Вращающий момент, передаваемый муфтой,

$$T = N/\omega,$$

где T - в Нм; N — в Вт;

$$\omega = \pi n/30 \text{ рад/с};$$

$$T = N/(\pi n/30) = 40 \times 10^3 \times 30 / (3,14 \times 300) = 1270 \text{ Нм}.$$

2. Расчетный момент равен вращающему моменту, умноженному на коэффициент запаса, $T_p = \kappa T$. При спокойной работе рекомендуется принимать $\kappa = 1,0 \dots 1,5$. В соответствии с заданным статическим приложением нагрузки берем $\kappa = 1,0$.

3. Окружная сила, действующая на болты от вращающего момента

$$Q = 2T_p/D_0 = 2 \cdot 1,27 \cdot 10^3 / 0,240 = 10,6 \text{ кН}.$$

4. Сила, приходящаяся на один болт (окружная сила в плоскости стыка)

$$F = Q/z = 10,6/4 = 2,65 \text{ кН}.$$

5. Определим допускаемые напряжения для стали Ст3 при $\sigma_T = 200$ МПа (см. табл.) и неконтролируемой затяжке. Для случая установки болта с зазором предполагаем предварительно, что диаметр болта соответствует резьбе М16 — М30, и по таблице принимаем коэффициент запаса $S = 3$.

$$\text{Тогда } [\sigma_p] = \sigma_T / S = 200 / 3 = 65 \text{ МПа};$$

$$[\tau_{cp}] = 0,4 \sigma_T = 0,4 \cdot 200 = 80 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{cm}] = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 200 = 160 \text{ МПа}.$$

6. Рассчитаем болт, установленный без зазора

$$\tau_{cp} = \frac{4F}{\pi d^2 i} \leq [\tau_{cp}]$$

здесь d – диаметр болта, $i = 1$, так как болт срезается по одной плоскости стыка

Отсюда

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi i [\tau]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,65 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 6 \cdot 80}} = 65 \text{ мм}$$

Принимаем болт М8.

Из условия работы на смятие необходимая толщина дисков полумуфт

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{d_0 \cdot h_i} \leq [\sigma]_{cm}$$

где – толщина дисков полумуфт

$$h = \frac{F}{d_0 \cdot [\sigma_{cm}]} = \frac{2,65 \cdot 10^3}{8 \cdot 160} = 2,07 \text{ мм}$$

Толщину дисков полумуфт принимаем из конструктивных соображений ($h > 8 \dots 10$ мм).

Но если толщина дисков полумуфт известна, то следует вычислить напряжения смятия σ_{cm} и сравнить их с допускаемыми $[\sigma_{cm}]$.

7. Рассчитаем внутренний диаметр резьбы болта, поставленного с зазором, приняв коэффициент трения между стальными полумуфтами $f = 0,15$ и коэффициент запаса от сдвига полумуфт в стыке при статических условиях работы $K_3 = 1,5$;

Условие передачи крутящего момента

$$F_{mp} \geq FK_3,$$

Сила трения между соединяемыми полумуфтами создается силой затяжки

$$F_{mp} = F_3 f z i,$$

где $f = 0,15$ – коэффициент трения, $z = 6$ – число болтов, $i = 1$ – число плоскостей сдвига.

Следовательно

$$FK_3 = F_3 fzi$$

$$F_3 = \frac{K_3 F}{fzi}$$

Условие прочности

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot 4F_3}{\pi d_1^2} = \frac{5,2K_3 F}{\pi d_1^2 fi} \leq [\sigma]$$

Необходимый диаметр болта

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{5,2K_3 F}{\pi fi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{5,2 \cdot 1,5 \cdot 2,65 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,15 \cdot 1 \cdot 120}} = 26 \text{ мм}$$

По таблице выбираем болт с ближайшим большим внутренним диаметром $d_1 = 26,752$ мм: резьба М30 ($d = 30$ мм; $p = 3$ мм).

Очевидно существенное преимущество болтов, устанавливаемых без зазора (сравнить М8 и М30).

Вопросы и задание

Задание

Рассчитать болты дисковой муфты по исходным данным (табл.3)

Таблица 3– Исходные данные

Вариант	Частота вращения	Материал болтов	N, кВт	Вариант	Частота вращения	Материал болтов	N, кВт
1	500	Ст3	13	13	1400	Ст10	15
2	600	20	14	14	1200	Ст3	16
3	700	30ХГСА	15	15	1000	20	17
4	800	20	16	16	800	40Х	18
5	900	Ст3	17	17	600	Ст10	19
6	1000	40Х	18	18	400	Ст3	20
7	1100	30ХГСА	19	19	200	Ст10	21
8	1200	20	10	20	1000	20	22
9	1300	40Х	11	21	400	Ст3	23
10	1400	Ст3	12	22	1600	Ст3	13
11	1500	20	13	23	600	20	14
12	1600	30ХГСА	14	24	700	Ст10	15

Вопросы

1. Условием надежности резьбового соединения с зазором.
2. Условием надежности резьбового соединения без зазора.
3. Какова величина эквивалентных напряжений в теле болта

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Детали машин и основы конструирования: учебник для бакалавров / под ред. Г.И. Рощина, Е.А. Самойлова. – М.: Изд-во Юрайт, 2013. – 415 с. – Серия: Бакалавр. Базовый курс.

2. Хруничева Т.В. Детали машин: типовые расчеты на прочность: учебное пособие. – М.: ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2011. – 224 с.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №4

ПРЕССОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ.

Цель работы. Получение навыка расчета прессовых соединений

Знания, умения и владения, приобретаемые студентами в результате освоения темы, формируется в рамках компетенции ОПК-1– способен решать производственные и (или) исследовательские задачи профессиональной деятельности с учетом основных требований и потребностей нефтегазовой отрасли.

Актуальность темы. Прессовое соединение является наиболее простым, дешевым и оригинальным видом соединений

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Это *условно неразъемное* соединение, т. к. его можно разбирать без разрушения, но повторная сборка-разборка снижает надежность.

Натяг образуется за счет положительной разности диаметра вала и отверстия во втулке (рисунок 1 а).

$$N = A - B > 0 \quad (1)$$

После сборки соединения диаметр d становится общим для вала и втулки. При этом на поверхности контакта развивается нормальное давление p (рисунок 1 б), которое является следствием упругих и упругопластических деформаций деталей соединения при сборке. Как следствие давления в контакте также развивается сила трения, которая обеспечивает полную неподвижность соединения при действии внешних сил.

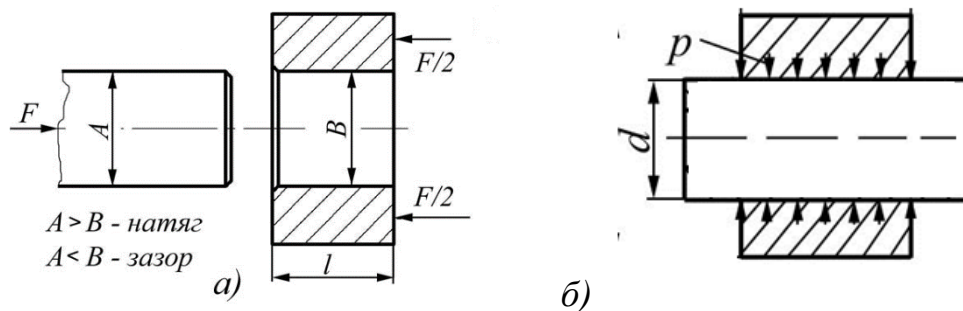


Рисунок 1 – Соединение с натягом: а) до запрессовки; б) после запрессовки

Сборка соединения с натягом может производиться: *прессованием* (запрессовкой); *нагревом* охватывающей детали; *охлаждением* охватываемой детали; *гидрозапрессовкой*.

Запрессовка – наиболее распространенный и несложный способ сборки. Основной недостаток – срез (смятие) неровностей поверхностей при запрессовке и уменьшение шероховатости поверхности, что снижает прочность соединения.

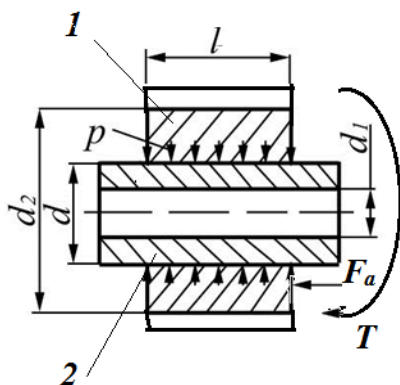
Нагрев охватывающей детали (до 230 °С) распространенный способ. Недостаток – возможно коробление деталей, появление окалины и изменение

структуры при более высокой температуре, поэтому рекомендуется нагревать детали в машинном масле.

Охлаждение охватываемой детали (до $-79\text{ }^{\circ}\text{C}$ – углекислота, до $196\text{ }^{\circ}\text{C}$ парами жидкого азота) очень выгодно применять для посадки малых деталей на большие (массивные) детали.

При гидрозапрессовке осуществляется нагнетание масла под давлением в зону контакта. Этот метод наиболее эффективен при сборке деталей больших диаметров и конических соединений. Недостаток – требует специального оборудования.

Подбор посадки с натягом зубчатого колеса на пустотелый вал (рисунок 2).



Исходные данные: T - вращающий момент на колесе, Н·м; F_a – осевая сила, Н; d - диаметр соединения, мм; d_1 - диаметр отверстия пустотелого вала, мм; d_2 - условный наружный диаметр втулки (ступицы колеса.), мм; l - длина сопряжения, мм; материалы соединяемых деталей и шероховатость поверхностей.

Рисунок 2- Посадка с натягом зубчатого колеса

При одновременном нагружении соединения вращающим моментом T и осевой силой F_a расчет условно ведут по равнодействующей силе F_{Σ} , составляющими которой являются окружная сила T и осевая сила F_a

$$F_{\Sigma} = \sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + F_a^2}. \quad (1)$$

Осевую силу F_a , действующую в зацеплении, в расчет не принимают: как показывает анализ, после приведения сил F_t и F_a к диаметру d соединения, влияние осевой силы оказывается незначительным (с учетом силы F_a давление увеличивается для цилиндрических и червячных колес в 1,005 раза, а для конических колес с круговым зубом в 1,02 раза).

Поэтому можно принимать

$$F_{\Sigma} = \frac{2T}{d}$$

Подбор посадок производят в следующем порядке.

1) Среднее контактное давление (МПа)

$$P = 2 \cdot 10^3 \cdot K \cdot F_{\Sigma} / (\pi \cdot d \cdot l \cdot f), \quad (2)$$

где K - коэффициент запаса сцепления; f - коэффициент трения.

При действии на соединение изгибающего момента M_{II} требуемое давление определяют по выражению

$$P = \frac{K \cdot 12 \cdot M_{II}}{\pi \cdot d \cdot l^2}. \quad (3)$$

Для предупреждения снижения несущей способности вследствие нестационарности коэффициента трения и контактной коррозии (изнашивания посадочных поверхностей вследствие их микроскольжения при действии переменных напряжений, пиковых нагрузок, особенно в период пуска и останова) или для уменьшения ее влияния в соединениях с натягом следует предусматривать определенный запас сцепления K , который принимают $K = 2,0 \dots 4,5$.

Для определения числовых значений коэффициента трения f можно воспользоваться данными таблицы 1 в которой приведены значения коэффициента трения в случае соединения с валом, изготовленным **из стали**.

Таблица 1- Коэффициента трения

Способ сборки	Сталь	Чугун	Алюминиевые и магниевые сплавы	Латунь	Пластмассы
Механический	0,06...0,13	0,07... 0,12	0,02... 0,06	0,05... 0,10	0,6... 0,5
Тепловой	0,14... 0,16	0,07... 0,09	0,05... 0,06	0,05... 0,14	-

2) Расчетный теоретический натяг (мкм):

$$\delta = 10^3 \cdot P \cdot d \cdot (C_1/E_1 + C_2/E_2), \quad (4)$$

где C_1, C_2 - коэффициенты жесткости:

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu; \quad C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} - \mu_2 \quad (5)$$

здесь E - модуль упругости, МПа: для *стали* - $2,1 \cdot 10^5$; *чугуна* - $0,9 \cdot 10^5$; *оловянной бронзы* - $0,8 \cdot 10^5$; *безоловянной бронзы и латуни* - 10^5 ;

μ - коэффициент Пуассона: для *стали* - 0,3; *чугуна* - 0,25; *бронзы, латуни* - 0,35.

Индекс «1» для охватываемой детали (вала), индекс «2» для охватывающей детали (втулки).

3) Поправка на обмятие микронеровностей (мкм)

$$u = 5,5 \cdot (Ra_1 + Ra_2), \quad (6)$$

где Ra_1 и Ra_2 - средние арифметические отклонения профиля поверхностей. Значения Ra , мкм принимают согласно чертежу детали или по таблице 2, где приведены рекомендуемые значения параметра шероховатости Ra для посадочных поверхностей отверстий и валов.

Таблица 2 - Параметр шероховатости Ra

Интервалы размеров, мм	Отверстие			Вал		
	Квалитет точности					
	6,7	8	9	6, 7	8	9
	<i>Ra</i> , мкм					
Свыше 18 до 50	0,8	1,6	3,2	0,8	0,8	1,6
Свыше 50 до 120	1,6		3,2	0,8	1,6	
Свыше 120 до 500	1,6	3,2		1,6	3,2	

4) Поправка на температурную деформацию (мкм). При подборе посадки зубчатых венцов червячных колес, которые нагреваются при работе передачи до относительно высоких температур, учитывают температурные деформации центра и венца колеса, ослабляющие натяг

$$\delta_t = 10^3 \cdot d \cdot [(t_2 - 20^\circ) \cdot \alpha_2 - (t_1 - 20^\circ) \cdot \alpha_1]. \quad (7)$$

Здесь t_1 и t_2 - средняя объемная температура соответственно обода центра и венца колеса. Значения коэффициентов α , $1/^\circ\text{C}$: для стали - $12 \cdot 10^{-6}$; чугуна - $10 \cdot 10^{-6}$; бронзы, латуни - $19 \cdot 10^{-6}$.

5) Минимальный натяг (мкм), необходимый для передачи вращающего момента,

$$[N]_{\min} \geq \delta + u + \delta_t. \quad (8)$$

6) Максимальная деформация (мкм), допускаемая прочностью охватывающей детали,

$$[\delta]_{\max} = \delta \cdot [P]_{\max} / P, \quad (9)$$

где

$$[P]_{\max} = 0,5 \cdot \sigma_T \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right]; \quad (10)$$

максимальное давление, допускаемое прочностью охватывающей детали (σ_{T2} - предел текучести материала охватывающей детали, МПа).

7) Максимальный натяг (мкм), допускаемый прочностью охватывающей детали (ступицы, венца и др.),

$$[N]_{\max} \leq [\delta]_{\max} + u. \quad (11)$$

8) **Выбор посадки.** По значениям $[N]_{\min}$ и $[N]_{\max}$ выбирают по таблице одну из посадок, удовлетворяющих условиям (11) и (12).

Приводимые в таблице значения минимального $N_{\min}$ и максимального $N_{\max}$ вероятностных натягов подсчитаны по формулам, учитывающим рассеивание размеров вала и отверстия и, как следствие, рассеивание величины натяга.

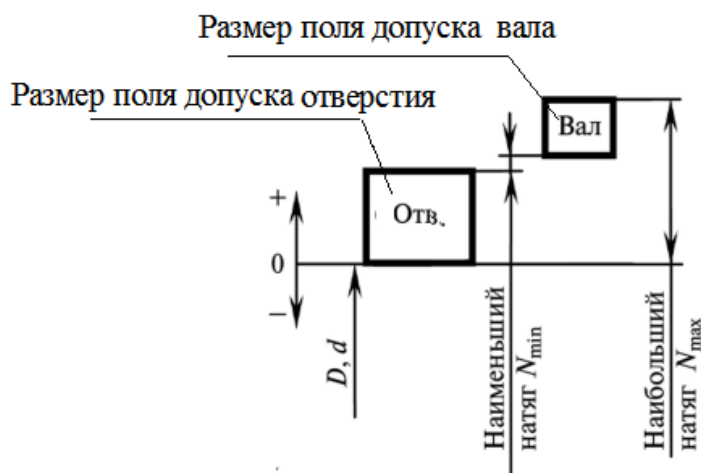


Рисунок 3- Графическое изображение расположения минимального $N_{\min}$ и максимального $N_{\max}$ натягов

9) Для выбранной посадки определяют силу запрессовки или температуру нагрева детали.

Сила запрессовки, H

$$F_{\Pi} = \pi \cdot d \cdot l \cdot P_{\max} \cdot f_{\Pi}, \quad (12)$$

$$\text{где} \quad P_{\max} = N_{\max} - u \cdot P / \delta, \text{ МПа} \quad (13)$$

- $P_{\max}$ - давление от натяга $N_{\max}$ выбранной посадки;

- f_{Π} - коэффициент сцепления (трения) при прессовании (таблица 3).

Таблица 3

Материал соединения	Сталь - сталь	Сталь- чугун	Сталь - бронза, латунь	Чугун - бронза, латунь
---------------------	---------------	--------------	------------------------	------------------------

f_{Π}	0,20	0,14	0,10	0,08
-----------	------	------	------	------

10) Температура нагрева охватывающей детали, °С для обеспечения зазора при сборке

$$t = 20^0 + \frac{N_{\max} + Z_{сб}}{10^3 \cdot d \cdot \alpha_2} \quad (14)$$

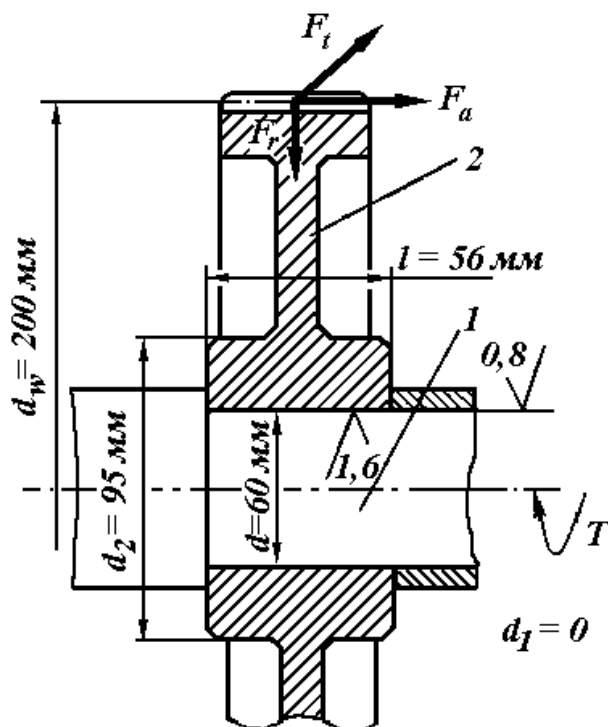
где $Z_{сб}$ - зазор для удобства сборки, мкм; этот зазор принимают в зависимости от диаметра вала d по таблице 4:

Таблица 4

d , мм	св. 30 до 80	св. 80 до 180	св. 180 до 400
$Z_{сб}$, мкм	10	15	20

Температура нагрева должна быть такой, чтобы не происходило структурных изменений в материале. Для стали $[t] = 230... 240^{\circ}\text{C}$, для бронзы $[t] = 150... 200^{\circ}\text{C}$.

Пример решения



Косозубое цилиндрическое колесо передает на вал номинальный вращающий момент $T = 400$ Н м. На зубья колеса действуют силы: окружная $F_t = 4000$ Н; радиальная $F_r = 1500$ Н и осевая $F_a = 1000$ Н; точка приложения этих сил расположена в середине зубчатого венца колеса на диаметре d_w . Размеры деталей соединения даны на рисунке. Материал колеса и вала: сталь 40Х, термообработка - улучшение, твердость поверхности 240... 260 НВ, пределы текучести $\sigma_{T_1} = \sigma_{T_2} = 650$ МПа. Сборка осуществляется запрессовкой. Требуется подобрать стандартную посадку для передачи заданной нагрузки.

Рисунок 3- Зубчатое колесо в сборе с валом

Решение.

1 Коэффициент запаса сцепления принимаем $K = 3$, так как на соединение действуют циклические напряжения изгиба. Напряжения изменяются потому, что силы F_t , F_r и F_a в пространстве неподвижны, а соединение вал-колесо вращается.

2 Коэффициент трения $f = 0,08$ (см. таблица 1), так как детали соединения стальные без покрытий и сборка осуществляется под прессом (запрессовка).

3 Действующий на соединение изгибающий момент от осевой силы F_a на колесе равен

$$M_H = F_a d_w / 2 = 1000 \cdot 200 / 2 = 100 \text{ Н} \cdot \text{м} = 100000 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

4 Необходимое давление для передачи вращающего момента T и осевой силы F_a определяем по формулам (1) и (2)

$$P_1 = \frac{K \cdot \sqrt{\left(\frac{2 \cdot T}{d}\right)^2 + F_a^2}}{\pi \cdot f \cdot d \cdot l} = \frac{3 \cdot \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 100}{0,06}\right)^2 + 1000^2}}{3,14 \cdot 0,08 \cdot 60 \cdot 56} = 47,5 \text{ МПа}.$$

Для дальнейшего расчета в качестве необходимого давления P выбираем $P = P_1 = 47,5 \text{ МПа}$.

6 Расчетный теоретический натяг определяем по формуле Ляме (4)

$$\delta = 10^3 P \cdot d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right).$$

Посадочный диаметр соединения $d = 60 \text{ мм}$ (см. рисунок 3), вал сплошной стальной с параметрами: $d = 60 \text{ мм}$; $d_1 = 0$; $\mu_1 = 0,3$; $E_1 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; ступица (зубчатое колесо) стальная с параметрами: $d_2 = 95 \text{ мм}$; $d = 60 \text{ мм}$; $\mu_2 = 0,3$; $E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, здесь условно принимают наружный диаметр d_2 охватывающей детали равным диаметру ступицы зубчатого колеса.

Тогда по формулам (5) коэффициенты

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1 = \frac{1 + \left(\frac{0}{60}\right)^2}{1 - \left(\frac{0}{60}\right)^2} - 0,3 = 1 - 0,3 = 0,7;$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2 = \frac{1 + \left(\frac{60}{95}\right)^2}{1 - \left(\frac{60}{95}\right)^2} + 0,3 = 2,63.$$

При этих параметрах потребный расчетный теоретический натяг равен (4)

$$\delta = 10^3 \cdot 47,5 \cdot 60 \cdot \left(\frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{2,63}{2,1 \cdot 10^5} \right) = 45,2 \text{ мкм}.$$

6 Поправка на обмятие микронеровностей (6) составляет

$$u = 5,5 \cdot (Ra_1 + Ra_2) = 5,5 \cdot (0,8 + 1,6) = 13,2 \text{ мкм},$$

где $Ra_1 = 0,8$, $Ra_2 = 1,6$ согласно табл. 2.

7 Температурную поправку δ_t принимаем равной нулю. Минимальный натяг, требуемый для передачи заданной нагрузки, равен (8)

$$N_{\min} = \delta + u + \delta_t = 45,2 + 13,2 + 0 = 58,4 \text{ мкм}.$$

8 Давление на поверхности контакта, при котором эквивалентные напряжения в ступице колеса достигают значения предела текучести материала ступицы $\sigma_{T_2} = 650 \text{ МПа}$, находим по формуле (10)

$$[p]_{\max} = 0,5 \cdot \sigma_T \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right] = 0,5 \cdot 650 \cdot \left[1 - \left(\frac{60}{95} \right)^2 \right] = 195,4 \text{ МПа}.$$

9 Расчетный натяг, соответствующий давлению $[P]_{\max}$, т. е. натяг, при котором эквивалентные напряжения у внутренней поверхности ступицы достигнут предела текучести материала ступицы, составляет (9)

$$[\delta_{\max}] = [P_{\max}] \cdot \frac{\delta}{P} = 195,4 \cdot \frac{45,2}{47,5} = 185,9 \text{ мкм}.$$

10 Максимально допустимый натяг (11) по условию отсутствия зон пластических деформаций у охватываемой детали (ступице зубчатого колеса) равен

$$N_{\max} = [\delta_{\max}] + u = 185,9 + 13,2 = 199,1 \text{ мкм}$$

11 Для образования посадок принимаем систему отверстия.

По величине $N_{\min}$ и $N_{\max}$ принимаем посадку

$$N_{\min} \geq N_{P \min} ; N_{P \max} \leq N_{\max}.$$

12 В таблице 10.15[1] из числа рекомендуемых стандартных посадок пригодна посадка $\varnothing 60 H7/u7$, для которой вероятностный минимальный натяг $N_{P \min} = 66 \text{ мкм}$ больше минимального натяга, требуемого для передачи заданной нагрузки, $N_{\min} = 58,4 \text{ мкм}$, а максимальный вероятностный натяг $N_{P \max} = 108 \text{ мкм}$ меньше максимального натяга по условию отсутствия пластических деформаций у ступицы колеса $N_{\max} = 199,1 \text{ мкм}$.

Вопросы и задание

Задание

Задача 1. Рассчитать цилиндрическое соединение с натягом, состоящее из вала, выполненного из стали 45, и шестерни, изготовленной из стали 40ХН (рисунок 4). Диаметр вала под шестерней d , ширина шестерни b , диаметр окружности

впадин шестерни d_f , и передаваемый шестерней момент T приведены в таблице

	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d , мм	35	40	45	50	45	50	30	35	50	55
b , мм	30	45	40	60	50	40	30	40	50	60
d_f , мм	90	100	105	110	115	120	125	130	135	140
T , Н·м	100	120	140	150	160	170	180	190	200	210

5. Недостающими данными задаться

Таблица 5- Исходные данные

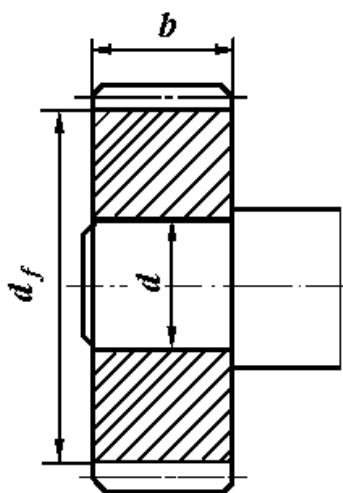


Рисунок 4

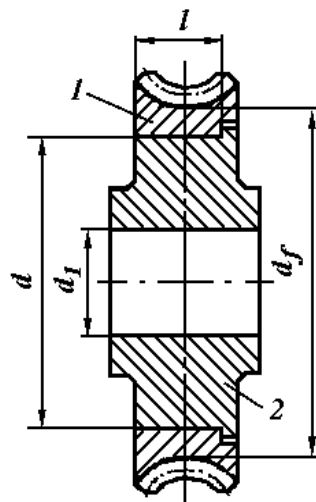


Рисунок 5

Задача 2. Рассчитать цилиндрическое соединение с натягом, состоящее из зубчатого венца 1 червячного колеса, выполненного из бронзы БрА9Ж3Л и центра колеса 2, выполненного из чугуна СЧ10. Посадочная поверхность диаметром d длиной l . Диаметр отверстия для вала в центре колеса d_1 , диаметр окружности впадин зубчатого венца d_f ; а передаваемый червячным колесом момент T (рисунок 5, таблица 6).

Таблица 6- Исходные данные

	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d , мм	150	160	180	180	190	260	200	280	220	170
d_1 , мм	55	60	65	50	75	80	70	85	90	95
l , мм	30	45	40	60	50	60	40	50	70	60
d_f , мм	190	200	225	240	255	320	265	330	285	240
T , Н·м	200	250	340	280	260	320	280	300	320	310

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Детали машин и основы конструирования: учебник для бакалавров / под ред. Г.И. Рощина, Е.А. Самойлова. – М.: Изд-во Юрайт, 2013. – 415 с. – Серия: Бакалавр. Базовый курс.

2. Хруничева Т.В. Детали машин: типовые расчеты на прочность: учебное пособие. – М.: ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2011. – 224 с.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №5

ПЕРЕДАЧА ВИНТ – ГАЙКА

Цель работы: Изучение основ силового и прочностного расчета винтовых передач

Знания, умения и владения, приобретаемые студентами в результате освоения темы, формируется в рамках компетенции ОПК-1– способен решать производственные и (или) исследовательские задачи профессиональной деятельности с учетом основных требований и потребностей нефтегазовой отрасли.

Актуальность темы. Винтовые передачи обеспечивают уникальную возможность преобразования вращательного движения в поступательное.

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Эта передача предназначена для преобразования *вращательного* движения в *поступательное*, а также для создания больших *осевых сил* (прессы, домкраты, тиски и т. п.) и *точных перемещений* (механизмы подачи станков, установочные и регулировочные механизмы).

Материалы винта и гайки должны представлять антифрикционную пару, т. е. иметь низкий коэффициент трения и повышенное сопротивление износу. Материал винта, кроме того, должен обладать высокой прочностью и жесткостью. Этим условиям отвечает сочетание материалов: сталь-бронза. Винты чаще изготавливают из стали 45, 50 и др. В ответственных передачах применяют легированную сталь 40Х, 40ХГ, 65Г, подвергнутую термообработке. Гайки ответственных передач изготавливают из оловянных бронз типа БрО10Ф1, БрО6Ц6С3 и др. В тихоходных передачах используют антифрикционный чугун АЧВ-1, АЧС-3, АЧК-2 или серый чугун СЧ15, СЧ18.

Основным критерием работоспособности винтовых передач является *износостойкость*. Расчет на износостойкость выполняют как проектировочный. Винт также проверяют на прочность и устойчивость.

Расчет передачи на износостойкость ведут, предполагая, что нагрузка по виткам резьбы распределяется равномерно. Тогда давление в резьбе

$$q = \frac{F_a}{\pi d_2 h z} \leq [q] \quad (1)$$

где F_a – осевая сила; d_2 – средний диаметр резьбы; h – рабочая высота профиля; $z = H/p$ – число витков резьбы в гайке (где H – высота гайки), $[q]$ – допускаемое давление : для пары сталь-бронза $[q] = 8...13$ Мпа, для пары сталь-чугун $[q] = 5...9$ Мпа.

Пример расчета винтовой передачи

Определить размеры винта и гайки домкрата. Нагрузка $F_a = 50$ кН.

Материал винта сталь 45, термообработка – нормализация, материал гайки – бронза БрОФ10-1.

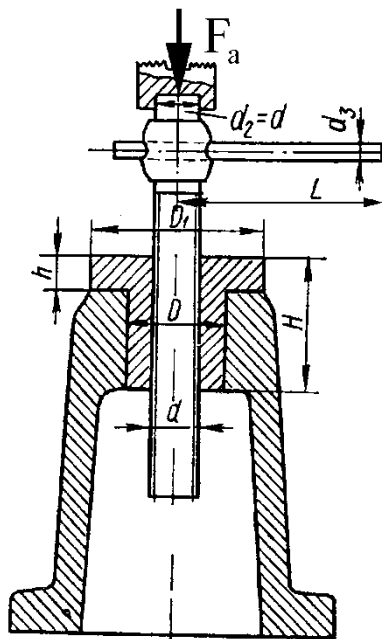


Рисунок 1 – Расчетная схема

Решение

Определим геометрические параметры резьбы.

Выбираем конструкцию гайки как цельную, коэффициент высоты гайки $\psi_H = 1,8$. Резьба трапецеидальная, коэффициент $\psi_h = 0,5$. Для пары незакаленная сталь-бронза допустимое давление $[p] = 9$ МПа.

Средний диаметр резьбы

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot [p]}} = \sqrt{\frac{50 \cdot 10^3}{\pi \cdot 1,8 \cdot 0,5 \cdot 9}} = 44,34 \text{ мм.}$$

Принимаем по ГОСТ 9484-81 (см. таблицу 2) трапецеидальную резьбу с наружным диаметром $d = 48$ мм и шагом $p = 8$ мм

Внутренний и средний диаметр резьбы

$$d_1 = d - p = 48 - 8 = 40 \text{ мм,}$$

$$d_2 = d - 0,5p = 48 - 0,5 \cdot 8 = 44 \text{ мм.}$$

Проверим условие самоторможения.

Для большего выигрыша в силе принимаем однозаходную резьбу. Угол подъема винтовой линии

$$\operatorname{tg} \psi = p / \pi d_2 = 8 / \pi \cdot 44 = 0,0579.$$

$$\text{Откуда } \psi = \arctg \psi = \arctg 0,0579 = 3,314^\circ.$$

При периодической смазке коэффициент трения $f = 0,1$. Тогда приведенный угол трения

$$\rho' = \arctg f' = \arctg [f / (\cos \frac{\alpha}{2})] = \arctg [0,1 / (\cos \frac{30^\circ}{2})] = 5,91^\circ.$$

Так как $\rho' > \psi$ условие самоторможения обеспечено.

К.п.д. винтовой пары

$$\eta = \operatorname{tg} \psi / \operatorname{tg}(\rho' + \psi) = \operatorname{tg} 3,314^\circ / \operatorname{tg}(3,314^\circ + 5,91^\circ) = 0,356,$$

что меньше 50 %.

Определим размеры гайки.

Высота гайки

$$H_g = \psi_H \cdot d_2 = 1,8 \cdot 44 = 79,2 \text{ мм,}$$

принимаем $H_r = 80$ мм.

Число витков резьбы гайки $z = H/p = 80/8 = 10 \leq z_{\max} = 10$.

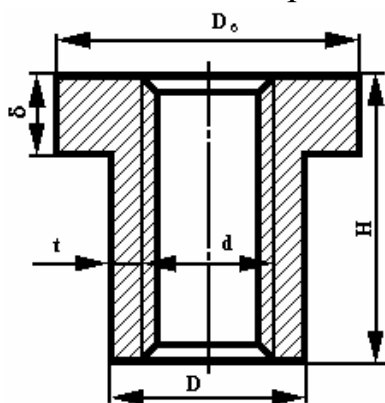


Рисунок 40 – Расчетная схема

Наружный диаметр гайки при $[\sigma_p] = 34...44$

МПа:

$$D \geq \sqrt{\frac{5,2F_a}{\pi \cdot [\sigma_p]} + d^2} = \sqrt{\frac{5,2 \cdot 50 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40} + 48^2} = 66,14 \text{ мм.}$$

Принимаем $D = 68$ мм.

Диаметр буртика гайки при $[\sigma_{cm}] = 35...45$ МПа:

$$D_\delta \geq \sqrt{\frac{4F_a}{\pi \cdot [\sigma_{cm}]} + D^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 50 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40} + 68^2} = 78,84 \text{ мм,}$$

принимаем $D_\delta = 80$ мм.

Толщина буртика $\delta = (0,25...0,3)H_r = (0,25...0,3)80 = 20...24$ мм,
принимаем $\delta = 22$ мм.

Прочность резьбы на срез

$$\tau_{cp} = \frac{F_a}{\pi \cdot d \cdot H_r \cdot K \cdot K_m} = \frac{50 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 48 \cdot 80 \cdot 0,65 \cdot 0,65} = 9,8 \text{ МПа,}$$

что меньше допустимого значения $[\tau_{cp}] = 20...25$ МПа.

4. По результатам расчета выполнить чертеж гайки с указанием основных размеров.

Вопросы и задания

Задание

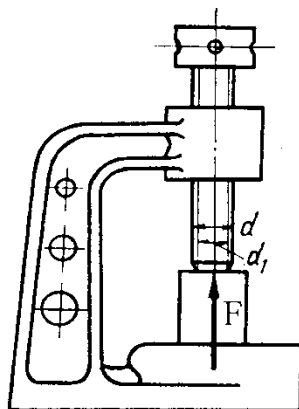


Рисунок 2 – Расчетная схема

Задача № 1. Рассчитать винт и гайку пресса (рисунок 2).

На винт действует продольная сила F .
Тип резьбы, материал винта и гайки принять самостоятельно.

Исходные данные к задаче приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные к задаче

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	10,0	10,5
Материал	с-б	с-ч	с-б	с-б	с-ч	с-б	с-б	с-ч	с-б	с-б
Величина	Варианты									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
F , кН	20,0	16,0	15,0	12,0	11,0	11,5	12,5	13,5	17,0	18,0

Материал	с-б	с-ч	с-б	с-б	с-б	с-ч	с-б	с-б	с-б	с-б
----------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Таблица 2– Трапецеидальная резьба (ГОСТ 9484-81)

Номинальные профили наружной и внутренней резьбы

Наруж- ный диаметр d	Шаг резьбы p	Средний диаметр d_2	Внутрен- ний диаметр d_1	Наруж- ный диаметр d	Шаг резьбы p	Средний диаметр d_2	Внутрен- ний диаметр d_1
16	2	15	13,5	50	3	48,5	46,5
	4	14	11,5		8	46	41
					12	44	37
20	2	19	17,5	55	3	53,5	51,5
	4	18	15,5		8	51	46
					12	49	42

Наруж- ный диаметр d	Шаг резьбы p	Средний диаметр d_2	Внутрен- ний диаметр d_1	Наруж- ный диаметр d	Шаг резьбы p	Средний диаметр d_2	Внутрен- ний диаметр d_1
26	2	25	23,5	60	3	58,5	56,5
	5	23,5	20		8	56	51
	8	22	17		12	54	47
32	3	30,5	28,5	70	4	68	65,5
	6	29	25		10	65	59
	10	27	21		16	62	53
36	3	34,5	32,5	80	4	78	75,5
	6	33	29		10	75	69
	10	31	25		16	72	62
40	3	38,5	36,5	90	5	87,5	84
	6	37	33		12	84	77
	10	35	29		20	80	68
44	3	42,5	40,5	100	5	97,5	94
	8	40	35		12	94	87
	12	38	31		20	90	78

Примечания. Обозначение резьбы диаметром 60 мм и шагом 12 мм: Трап. 60 × 12. То же, резьбы трехходовой левой диаметром 80 мм и шагом 10 мм: Трап. 80 × (3 × 10).

Вопросы

1. Критерий работоспособности винтовой передачи.
2. Условие прочности гайки.
3. Какие профили резьб предпочтительны для винтовых механизмов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Детали машин и основы конструирования: учебник для бакалавров / под ред. Г.И. Рощина, Е.А. Самойлова. – М.: Изд-во Юрайт, 2013. – 415 с. – Серия: Бакалавр. Базовый курс.
2. Хруничева Т.В. Детали машин: типовые расчеты на прочность: учебное пособие. – М.: ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2011. – 224 с.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №6

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДНЫХ СТАНЦИЙ

Цель работы: Изучение основ кинематического и силового расчета многоступенчатых приводных станций.

Знания, умения и владения, приобретаемые студентами в результате освоения темы, формируется в рамках компетенции ОПК-1– способен решать производственные и (или) исследовательские задачи профессиональной деятельности с учетом основных требований и потребностей нефтегазовой отрасли.

Актуальность темы. Данная тема раскрывает конструкцию приводной станции типовой машины и порядок их расчета.

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Большинство современных технологических машин создают по схеме: энергетическая машина – передаточный механизм – исполнительный орган машины – система управления. При этом основным источником энергии вращательного движения в настоящее время являются электродвигатели.

Электротехническая промышленность для общемашиностроительного применения выпускает асинхронные электродвигатели типа АИР с синхронной частотой вращения $n_c = 3000 \text{ мин}^{-1}$, $n_c = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $n_c = 1000 \text{ мин}^{-1}$ и $n_c = 750 \text{ мин}^{-1}$, технические характеристики которых приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Технические характеристики электродвигателей типа АИР...

Мощность двигателя кВт	Тип двигателя	Частота вращения, мин^{-1}	Тип двигателя	Частота вращения, мин^{-1}	Тип двигателя	Частота вращения, мин^{-1}
1,1	71B2	2805	80A4	1395	80B6	920
1,5	80A2	2850	80B4	1395	90L6	925
2,2	80B2	2850	90L4	1395	100L6	945
3,0	90L2	2850	100S4	1410	112MA6	950
4,0	100S2	2850	100L4	1410	112MB6	950
5,5	100L2	2850	112M4	1432	132S6	960

Любая передача (рисунок 1) состоит из ведущего 1 и ведомого 2 звеньев. Передачу характеризуют следующие основные и производные параметры: мощность P (кВт), угловая скорость ω (с^{-1}) или частота вращения n (мин^{-1}), мо-

мент вращения T (Н·м), коэффициент полезного действия (КПД) η и передаточное отношение u .

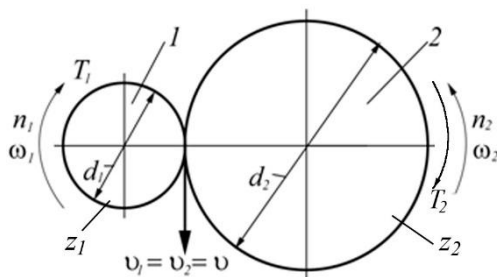


Рисунок 1 – Кинематика зубчатой механической передачи

Важнейшей характеристикой любой механической передачи является *передаточное отношение*, которое показывает, во сколько раз угловая скорость ω (или частота вращения n) одного звена больше или меньше угловой скорости (частоты вращения) другой передачи. Передаточное отношение, определяемое в направлении потока мощности от ведущего звена 1 к ведомому 2, имеет вид

$$u_{12} = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2. \quad (1)$$

При значении $u > 1$ такие передачи называют *понижающими*, процесс преобразования частоты вращения – *редуцированием*, а передачу, выполненную в закрытом корпусе – *редуктором*. Передаточное отношение можно выразить через диаметры, или число зубьев, тогда формула будет иметь вид

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2)$$

Если кинематическая характеристика выражается отношением числа зубьев, то это называют *передаточным числом*. Передаточное число в отличие от передаточного отношения всегда положительное и не может быть меньше единицы.

Привод может включать несколько передаточных механизмов (ступеней). При этом значение общего передаточного отношения определяется произведением передаточных отношений отдельных кинематических ступеней привода

$$u_{\text{общ}} = u_1 u_2 \dots u_n \quad (3)$$

При разбивке общего передаточного отношения следует руководствоваться стандартными значениями передаточных чисел. (таблица 1.2).

Таблица 2 – Стандартные значения передаточных чисел (ГОСТ 2185-66)

Тип передачи	Передаточные числа
Цилиндрическая и коническая	1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0 (1-й ряд)
	1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7; 1 (2-й ряд)
Червячная	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50 (1-й ряд)
	11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56 (2-й ряд)

Примечание. 1-й ряд следует предпочитать 2-му, фактические значения передаточных чисел $u_{\text{ф}}$ не должны отличаться от номинальных более чем на 2,5 % при $u \leq 4,5$ и на 4 % при $u > 4,5$.

Для ременных и цепных передач рекомендуется принимать передаточные числа в пределах 1,5...4.

Если к ведущему валу передачи подвести мощность P_1 , то с ведомого можно будет отобрать мощность P_2 , которая несколько меньше затраченной P_1 (следствие потерь на трение и др. сопротивления). Эти потери выражаются коэффициентом полезного действия

$$\eta = P_2 / P_1. \quad (4)$$

Общий КПД многоступенчатой последовательно соединенной передачи определяют по формуле

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n, \quad (5)$$

где n – общее число ступеней передачи.

Значения к.п.д. отдельных передач приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Значения к.п.д. механических передач

Механическая передача	КПД
Зубчатая:	
цилиндрическая	0,97...0,98
коническая	0,96...0,97
Червячная:	
$z_1 = 1$	0,7...0,75
$z_1 = 2$	0,75...0,85
$z_1 = 4$	0,8...0,9
Ременная	0,95...0,97
Цепная	0,9...0,95
К.п.д. пары подшипников	0,99
К.п.д. муфты	0,98

К.п.д. характеризует качество передачи. Потеря мощности – показатель непроизводительных затрат энергии – косвенно характеризует износ деталей передачи, так как потерянная в передаче мощность превращается в теплоту и частично идет на разрушение рабочих поверхностей.

С уменьшением полезной нагрузки КПД значительно снижается, так как возрастает относительное влияние постоянных потерь (близких к потерям холостого хода), не зависящих от нагрузки.

Окружная скорость v ведущего или ведомого звена (м/с)

$$v = \omega d / 2, \quad (6)$$

или

$$v = \pi d n / 60, \quad (7)$$

где ω – угловая скорость, c^{-1} ; d – диаметр шкива, колеса, звездочки, червяка (мм); n – частота вращения, мин^{-1} .

Окружная сила передачи F_t (Н)

$$F_t = P / v = 2T / d, \quad (8)$$

где P – мощность (Вт).

Вращающий момент на ведущем валу, Нм,

$$T_1 = P_1 / \omega_1 = 30P_1 / \pi n_1. \quad (9)$$

Вращающий момент на ведомом валу, Нм,

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta. \quad (10)$$

Вращающий момент T_1 ведущего вала является моментом движущих сил, его направление совпадает с направлением вращения вала. Момент T_2 ведомого вала – момент сил сопротивления поэтому его направление противоположно направлению вращения вала.

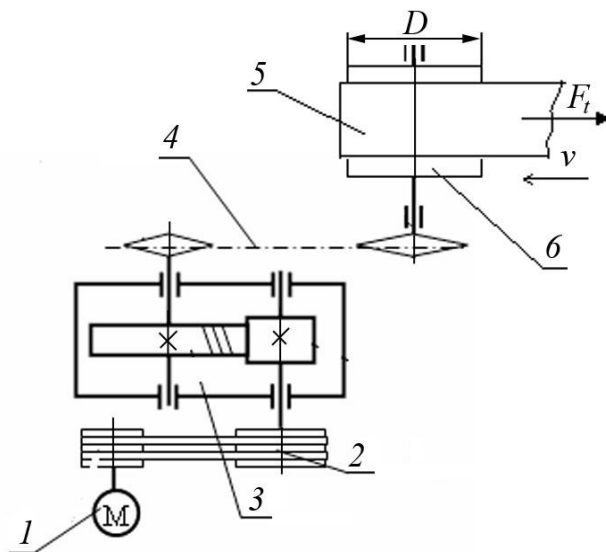


Рисунок 2 – Схема привода ленточного конвейера: 1 – электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – редуктор цилиндрический одноступенчатый; 4 – цепная передача; 5 – лента конвейера; 6 – барабан конвейера

Передаточное число привода реализуют применением в силовой цепи многоступенчатых одноступенчатых передач, а также передач разных видов (рисунок 2).

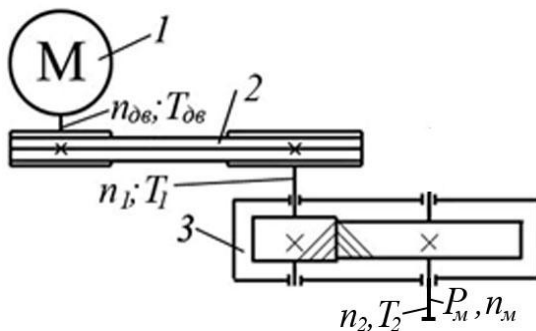
Нагруженность деталей зависит от места установки передачи в силовой цепи и распределения общего передаточного числа между отдельными передачами. По мере удаления по силовому потоку от двигателя в понижающих передачах нагруженность деталей растет. Следовательно, в области высоких частот вращения (и соответственно малых вращающих моментов) целесообразно при-

менять передачи с относительно низкой нагрузочной способностью (например, ременных), а в областях низких частот вращения (и соответственно больших вращающих моментов) целесообразно применять передачи с высокой нагрузочной способностью (например, зубчатых или цепных).

Так, в приводе на рисунке 2, состоящем из ремённой, зубчатой и цепной передач, вариант размещения «двигатель – ременная передача – зубчатая передача – цепная передача – исполнительный орган» предпочтительнее других вариантов.

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

Выполнить силовой и кинематический расчет приводной станции, показанной на рисунке 3.



Исходные данные:

мощность на валу машин:

$$P_M = 1,8 \text{ кВт};$$

частота вращения вала машины: $n_M = 125 \text{ мин}^{-1}$.

Рисунок 3 – Приводная станция:

1–электродвигатель; 2–клиноременная передача; 3 – редуктор

Общий КПД приводной станции (таблица 3):

$$\eta_0 = \eta_1 \eta_2 \eta_3^2 = 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 = 0,903,$$

где $\eta_1 = 0,95$ – КПД ременной передачи; $\eta_2 = 0,97$ – КПД цилиндрической передачи; $\eta_3 = 0,99$ – КПД пары подшипников.

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{TP} = \frac{P_M}{\eta_0} = \frac{1,8}{0,903} = 1,993 \text{ кВт}.$$

По каталогу подбираем электродвигатель ближайшей большей мощности. По таблице 1 выбираем асинхронный короткозамкнутый электродвигатель мощностью 2,2 кВт.

Согласно этой таблице подобной мощностью обладают сразу три электродвигателя: АИР80В2, АИР90Л4 и АИР100Л6. Эти двигатели отличаются частотой вращения вала ротора (2850 мин^{-1} , 1395 мин^{-1} , 945 мин^{-1} соответственно) и габаритными размерами. Как показывает практика, для обеспечения оптимальных массогабаритных характеристик одноступенчатых цилиндрических

и конических редукторов, рекомендуется использовать электродвигатели второго и третьего типа. Исходя из этого принимаем электродвигатель типа АИР90L4 мощностью 2,2 кВт и частотой вращения ротора $n_{\text{дв}} = 1395 \text{ мин}^{-1}$ (при необходимости тип двигателя может быть изменен).

***Для червячных редукторов рекомендуется использовать высоко-скоростные электродвигатели на 1500 и 3000 мин^{-1} .**

Общее передаточное число приводной станции

$$u_0 = \frac{n_{\text{дв}}}{n_m} = \frac{1395}{125} = 11,16.$$

Произведем разбивку общего передаточного числа по ступеням приводной станции. Это число может быть определено как произведение двух передаточных чисел:

$$u_0 = u_1 \cdot u_2,$$

где u_1 – передаточное число ременной передачи; u_2 – передаточное число зубчатой передачи.

В это уравнение входит две неизвестные величины, поэтому одним значением надо задаться. Поскольку для зубчатых передач значения передаточных чисел стандартизованы, то по таблице 1.2 принимаем передаточное число цилиндрической передачи $u_2 = 5$ (рекомендуется принимать в пределах 2...8). Тогда передаточное число ременной передачи

$$u_1 = u_0 / u_2 = 11,16 / 5 = 2,232,$$

что входит в рекомендуемый диапазон значений для ременных передач ($u_{\text{рем}} = 1,5 \dots 4$).

Выполним кинематический расчет приводной станции. Для этого определим частоту вращения валов приводной станции:

вала электродвигателя: $n_{\text{дв}} = 1395 \text{ мин}^{-1}$;

ведущего вала редуктора: $n_1 = n_{\text{дв}} / u_1 = 1395 / 2,232 = 625 \text{ мин}^{-1}$;

ведомого вала редуктора: $n_2 = n_1 / u_2 = 625 / 5 = 125 \text{ мин}^{-1}$, что соответствует исходным данным.

Крутящие моменты на валах приводной станции:

на валу электродвигателя:

$$T_{\text{дв}} = \frac{30 P_{\text{TP}}}{\pi n_{\text{дв}}} = \frac{30 \cdot 1,993 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1395} = 13,65 \text{ Нм};$$

на ведущем валу редуктора:

$$T_1 = T_{\text{дв}} \cdot u_1 \cdot \eta_1 = 13,65 \cdot 2,232 \cdot 0,95 = 28,95 \text{ Нм};$$

на ведомом валу редуктора:

$$T_2 = T_1 u_2 \eta_2 \eta^2 = 28,95 \cdot 5 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 = 137,6 \text{ Нм}.$$

Проверка:

$$T_2 = \frac{30P_M}{\pi n_M} = \frac{30 \cdot 1,8 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 125} = 137,6 \text{ Нм},$$

что соответствует полученному ранее значению.

ВОПРОСЫ И ЗАДАНИЯ

ЗАДАНИЯ

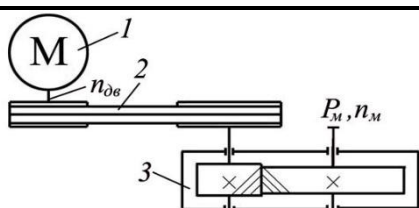


Схема 1. Редуктор цилиндрический

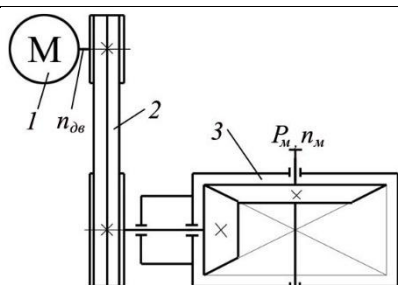


Схема 2. Редуктор конический

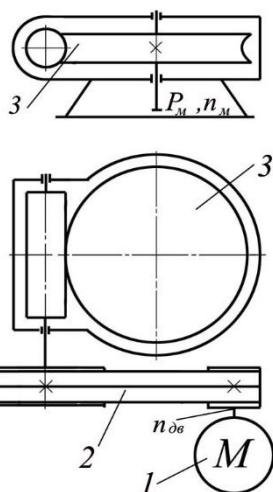


Схема 3. Редуктор червячный

Выполнить кинематический и силовой расчет приводной станции, включающей электродвигатель 1, ременную передачу 2 и редуктор 3 по исходным данным, представленным в таблице 1.4, где: P_M – мощность на валу машины; n_M – частота вращения вала машины;

Для этого необходимо:

1. Определить общий к.п.д. приводной станции.
2. Найти требуемую мощность на валу электродвигателя.
3. Подобрать стандартный электродвигатель.
4. Определить общее передаточное число приводной станции
5. Произвести разбивку общего передаточного числа по ступеням приводной станции.
6. Определить частоту вращения валов приводной станции.
7. Найти крутящие моменты на валах приводной станции с учетом к.п.д.
8. Выполнить проверочный расчет.

Таблица 1.5 – Исходные данные к расчету

Вариант*	№ схемы	P_M , кВт	n_M , мин ⁻¹	Вариант*	№ схемы	P_M , кВт	n_M , мин ⁻¹
1	1	2,9	120	15	3	2,38	37

2	2	3,4	118	16	1	2,65	125
3	3	1,8	52,5	17	2	3,6	116
4	1	3,2	106	18	3	2,4	86
5	2	3,8	133,9	19	1	3,72	138
6	3	2,35	36	20	2	3,84	162
7	1	3,6	127	21	3	2,22	46
8	2	3,4	108,6	22	1	3,62	110
9	3	3,33	31	23	2	3,46	130
10	1	3,4	107,6	24	3	1,63	33
11	2	2,6	130	25	1	3,72	162
12	3	1,65	30	26	2	2,54	94
13	1	2,86	98	27	3	2,43	32
14	2	2,95	112	28	1	2,91	128
15	3	2,38	37	29	2	2,68	115

*Вариант подбирается по номеру студента в списке группы.

ВОПРОСЫ:

1. В чем разница между редуктором и мультипликатором?
2. Что такое передаточное число?
3. Как определяют передаточное число и КПД многоступенчатой передачи?
4. Как изменяются от ведущего к ведомому валу такие характеристики передачи как мощность, вращающий момент, частота вращения?
5. Как определяется КПД зубчатых передач?
6. Каковы особенности определения КПД червячных передач?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Детали машин и основы конструирования: учебник для бакалавров / под ред. Г.И. Рощина, Е.А. Самойлова. – М.: Изд-во Юрайт, 2013. – 415 с. – Серия: Бакалавр. Базовый курс.
2. Хруничева Т.В. Детали машин: типовые расчеты на прочность: учебное пособие. – М.: ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2011. – 224 с.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №7

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ДЛЯ РАСЧЕТА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ И КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы: изучение методики расчета цилиндрических зубчатых передач.

Знания, умения и владения, приобретаемые студентами в результате освоения темы, формируется в рамках компетенции ОПК-1– способен решать производственные и (или) исследовательские задачи профессиональной деятельности с учетом основных требований и потребностей нефтегазовой отрасли.

Актуальность темы. Допускаемые напряжения являются базовой составляющей уравнения прочности.

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Расчет на прочность эвольвентных цилиндрических зубчатых передач регламентирован ГОСТ 21354-87. В предлагаемом материале изложена методика расчета на прочность цилиндрических зубчатых передач, отличающаяся от стандартного расчета рядом упрощений, мало влияющих на конечные результаты для большинства практических случаев, приведены примеры расчета и необходимые справочные материалы.

Выбор материалов и термической обработки зубчатых колес. Материалы для изготовления зубчатых колес и необходимую твердость выбирают в зависимости от условий эксплуатации и требований к габаритам передачи. Основными материалами колес силовых передач являются термически обрабатываемые конструкционные углеродистые и легированные стали. Выбор марок сталей для изготовления зубчатых колёс и виды их термообработки производят по данным таблицы 2.1 и рекомендациям таблицы 2.2. В качестве расчётного параметра принимают среднюю твёрдость материала:

$$\text{шестерни} - HB_{1cp} = 0,5(HB_{1min} + HB_{1max}),$$

$$\text{колеса} - HB_{2cp} = 0,5(HB_{2min} + HB_{2max}).$$

При этом для более равномерного изнашивания зубьев и лучшей их приработки, разность средних твердостей рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса должна составлять:

$$HB_{1cp} - HB_{2cp} \geq 20...50 - \text{для прямозубых колёс};$$

$$HB_{1cp} - HB_{2cp} \geq 70 - \text{для косозубых колёс}.$$

В косозубых и шевронных передачах шестерню рекомендуется изготавливать из материала с твёрдостью $HRC \geq 45$, а колесо – $HB < 350$, что способствует снижению габаритов и металлоёмкости зацепления.

Таблица 1 – Механические свойства сталей

Марка стали	Термо-обработка	Твердость		σ_b , МПа	σ_T , МПа
		HRC	HB		
35	Н	163...192 HB		550	270
40	Н	168...204 HB		590	300
45	Н	179...207 HB		600	340
50	Н	179...228 HB		640	350
40X	Н	210...230 HB		600	350
40	У	192...228 HB		700	400
45	У	235...262 HB		780	540
40X	У	269...302 HB		900	750
40XH	У	269...302 HB		920	750
35XM	У	235...262 HB		800	670
35XM	У	269...302 HB		920	790
35XГСА	У	270 HB		980	880
40X	У+ТВЧ	45...50	269...302	900	750
40XH	У+ТВЧ	48...53	269...302	920	750
35XM	У+ТВЧ	48...53	249...302	920	790
45	ТВЧ	40...52	240...280	890	720
35XГСА	ТВЧ	46...53	240...280	1800	1400

Н – нормализация; У – улучшение; ТВЧ – закалка т.в.ч.;

Таблица 2 – Рекомендуемое сочетание материалов шестерни и колеса цилиндрических и конических передач

Параметр	Для колёс с прямыми зубьями: $HB_{1cp.} - HB_{2cp.} = 20...50$		Для колёс с косыми зубьями: $HB_{1cp.} - HB_{2cp.} \geq 70$	
	шестерня	колесо	шестерня	колесо
Материал	Сталь 35, 40, 45, 50, 40X, 40XH, 35XM		Сталь 40X, 40XH, 20X, 35XM, 30XГСА, 38XMЮА	
Термообработка	Улучшение	Нормализация Улучшение	Улучшение + закалка ТВЧ	Улучшение

При необходимости по таблице 3 единицы твёрдости в HRC переводят в единицы HB, а промежуточные значения находят методом интерполирования.

Таблица 3 – Соотношение твердости материала в HRC и HB

HRC	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
-----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

HB	200	250	290	330	375	430	483	540	600	670
----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Определение допускаемых напряжений. Допускаемые контактные напряжения при расчётах на прочность определяют отдельно для материала шестерни $[\sigma_{H1}]$ и колеса $[\sigma_{H2}]$ по формуле

$$[\sigma_H] = \sigma_{H0} K_{HL} / S_H, \quad (1)$$

где σ_{H0} – предел контактной выносливости (таблица 4); S_H – коэффициент безопасности (таблица 4); K_{HL} – коэффициент долговечности.

Коэффициент долговечности вычисляют по формуле

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{H0} / N_{HE}}, \quad (2)$$

где N_{H0} – базовое число циклов перемен напряжений; N_{HE} – эквивалентное число циклов перемен напряжений. Значение N_{H0} находят по таблице 5 в зависимости от твёрдости материала колес.

Таблица 4 – Значение предела выносливости и коэффициента безопасности

Термо-обработка	Твёрдость поверхности зубьев	Группа сталей	σ_{H0} , МПа	S_H
Н и У	180...350 HB	40, 45, 40X, 40XH, 35XM	2 HB _{ср} +70	1,1
ОЗ	45...35 HRC	40X, 40XH, 35XM и пр.	18 HRC _{ср} +150	
ТВЧ	45...63 HRC	40X, 40XH, 35XM и пр.	17 HRC _{ср} +200	1.2
У+ТВЧ	45...53 HRC	40X, 40XH, 35XM и пр.	17 HRC _{ср} +200	
А	50...67 HRC	40X, 38XMЮА и пр.	1050	
Ц	55...63 HRC	20X, 25XГТ и пр.	23 HRC _{ср} .	

Таблица 5 – Зависимость базового числа циклов от твердости материала

$HB_{ср}$	≤ 200	250	300	350	400	450	500	550	600
$N_{H0} \cdot 10^6$	10	16,5	25	36,4	50	68	87	114	143

Эквивалентное число циклов перемен напряжений при постоянном режиме работы

$$N_{HE1} = 60n_1ct, \quad (3)$$

где n_1 – частота вращения ведущего вала, мин⁻¹; t – срок службы передачи в часах; c – число колёс, находящихся в зацеплении ($c = 1$).

Срок службы передачи в часах

$$t = \Gamma \cdot 365 \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}} \cdot K_{\text{год}}, \quad (4)$$

где Γ – срок службы передачи в годах; $K_{\text{сут}}$ – коэффициент использования передачи в течение суток; $K_{\text{год}}$ – коэффициент использования передачи в течение года.

Эквивалентное число циклов перемен напряжений для материала колеса

$$N_{\text{HE2}} = N_{\text{HE1}} / u, \quad (5)$$

где u – передаточное число.

Если в результате расчета окажется $N_{\text{HE}} > N_{\text{H}_0}$, то принимают $K_{\text{HL}} = 1$. Значения K_{HL} ограничены пределами:

$1 \leq K_{\text{HL}} \leq 2,4$ – при объемном упрочнении (нормализация, улучшение);

$1 \leq K_{\text{HL}} \leq 1,8$ – при поверхностном упрочнении (ТВЧ, азотирование, цементация).

По выражению (1) находят $[\sigma_{\text{H1}}]$ и $[\sigma_{\text{H2}}]$ для материала шестерни и колеса. Для прямозубых цилиндрических и конических колёс, а также косозубых с небольшой разностью твёрдостей зубьев (до 20...50 НВ), в качестве расчетного значения принимают $[\sigma_{\text{H}}] = [\sigma_{\text{H2}}]$.

При значительной разности твёрдостей зубьев (до 70 НВ и выше) в качестве расчетного значения для цилиндрических **косозубых** и **шевронных** колёс, а также **конических** колёс с **круговыми** зубьями, принимают контактное напряжение

$$[\sigma_{\text{H}}] = 0,45([\sigma_{\text{H1}}] + [\sigma_{\text{H2}}]) \leq \begin{cases} 1,23[\sigma_{\text{H2}}] - \text{цилиндрические;} \\ 1,15[\sigma_{\text{H2}}] - \text{конические.} \end{cases} \quad (6)$$

Если это неравенство не выполняется, то в качестве расчетного напряжения для цилиндрических косозубых и шевронных колёс принимают $[\sigma_{\text{H}}] = 1,23[\sigma_{\text{H2}}]$, а конических – $[\sigma_{\text{H}}] = 1,15[\sigma_{\text{H2}}]$.

Допускаемые напряжения изгиба

$$\sigma_{\text{F}} = \sigma_{\text{F0}} K_{\text{FC}} K_{\text{FL}} / S_{\text{F}}, \quad (7)$$

где σ_{F0} – предел выносливости зубьев при изгибе (таблица 6); S_{F} – коэффициент безопасности (таблица 6); K_{FC} – коэффициент, учитывающий двустороннее приложение нагрузки (для неререверсивных передач $K_{\text{FC}} = 1$, реверсивных – $K_{\text{FC}} = 0,7...0,8$); K_{FL} – коэффициент долговечности.

Коэффициент долговечности зависит от твёрдости материала зубьев: при твёрдости НВ ≤ 350

$$K_{FL} = \sqrt[6]{N_{F0} / N_{FE}} \quad \text{при этом } 1 \leq K_{FL} \leq 2,1; \quad (8)$$

при твёрдости HB > 350

$$K_{FL} = \sqrt[3]{N_{F0} / N_{FE}} \quad \text{при этом } 1 \leq K_{FL} \leq 1,63. \quad (9)$$

Таблица 6 – Значение предела выносливости и коэффициента безопасности

Термо- обработ- ка	Твёрдость по- верхности зубь- ев	Группа стали	σ_{F0} , МПа	S_F
Н и У	180...350 HB	40, 45, 40X и др.	1,8 HB	1,75
ОЗ	35...45 HRC	40X, 40XH, 35XM и др.	550	
ТВЧ	45...55 HRC	40X, 40XH, 35XM и др.	550	
У+ТВЧ	56...63 HRC	35XM, У6	900	
У+ТВЧ	45...55 HRC	40X, 40XH и др.	650	1,5
А	50...67 HRC	40X, 38XMЮА и др.	12HRC+300	
Ц	55...63 HRC	20X, 25XГТ и др.	750	

Базовое число циклов для всех сталей имеет одинаковую величину – $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$. Эквивалентное число циклов N_{FE} определяют по выражениям, аналогичным (4) и (5). При неограниченном сроке службы и $N_{FE} > N_{F0}$ принимают $K_{FL} = 1$.

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

Рассчитать допускаемые напряжения для косозубой передачи одноступенчатого цилиндрического редуктора общего назначения по следующим исходным данным: крутящий

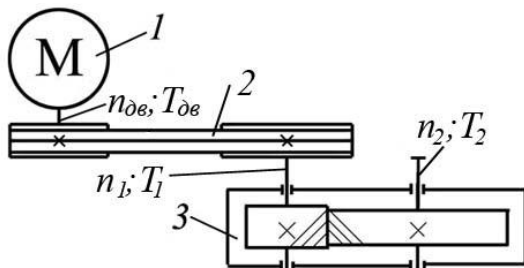


Рисунок 2.5 – Приводная станция: 1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор

момент на ведомом валу редуктора $T_2 = 526$ Нм; частота вращения ведущего вала $n_1 = 480$ мин⁻¹; частота вращения ведомого вала $n_2 = 120$ мин⁻¹; передаточное число $u_2 = 4$; срок службы передачи в годах $L_T = 8,2$; коэффициент суточного использования $K_{сут} = 0,52$; коэффициент годового использования $K_{год} = 0,81$.

Решение

Желая получить оптимальные габариты редуктора и обеспечить взаимную приработку зубьев цилиндрических колес, принимаем по таблице 1 для изготовления зубчатых колес одну и ту же марку стали – сталь 40XH, но с раз-

личной термообработкой. Для шестерни – улучшенная поковка с закалкой ТВЧ поверхности зубьев до твердости 48...53HRC, а для колеса – улучшенная поковка с твердостью 269...302 HB

В качестве расчетного принимаем **среднее** значение твердости материала колес, как наиболее вероятное: для материала шестерни:

$$HRC_{1cp} = 0,5(48 + 53) = 50,5HRC;$$

для материала колеса:

$$HB_{2cp} = 0,5(269 + 302) = 285,5HB.$$

Определяем по формуле (2.1) допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H] = \sigma_{H0} K_{HL} / S_H,$$

где по таблице 4:

$\sigma_{H01} = 17HRC_{1cp} + 200 = 17 \cdot 50,5 + 200 = 1058,5 МПа$ – предел контактной выносливости материала шестерни;

$\sigma_{H02} = 2HB_{2cp} + 70 = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641 МПа$ – предел контактной выносливости материала колеса;

$S_{H1} = 1,2$ и $S_{H2} = 1,1$ – коэффициент безопасности для материала шестерни и колеса.

K_{HL} – коэффициент долговечности. Вычисляем по формуле (2):

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{H0} / N_{HE}},$$

где N_{H0} – базовое число циклов перемен напряжений; N_{HE} – эквивалентное число циклов перемен напряжений.

Значение N_{H0} находим по таблице 5 в зависимости от твердости материала колес. По таблице 3 значению твердости 50,5HRC для материала шестерни, соответствует примерное значение твердости 490HB, поэтому по таблице 5 $N_{H01} = 8,32 \cdot 10^7$; для материала колеса при $HB_{2cp} = 285,5HB$ имеем $N_{H02} = 2,24 \cdot 10^7$.

Эквивалентное число циклов перемен напряжений по выражению (3):

$$N_{HE1} = 60n_1ct,$$

где $n_1 = 480 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения шестерни; c – число колёс, находящихся в зацеплении ($c = 1$); t – срок службы передачи в часах.

По выражению (2.4)

$$t = \Gamma \cdot 365 \cdot 24 \cdot K_{cym} \cdot K_{zod},$$

где Γ – срок службы передачи в годах; K_{cym} – коэффициент использования передачи в течение суток; K_{zod} – коэффициент использования передачи в течение года:

$$t = 8,2 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 0,52 \cdot 0,81 = 30256 \text{ час.}$$

Отсюда число циклов перемен напряжений для шестерни:

$$N_{HE1} = 60 \cdot 480 \cdot 1 \cdot 30256 = 87,14 \cdot 10^7.$$

Число циклов для материала колеса по формуле (5):

$$N_{HE2} = N_{HE1} / u_2 = 87,14 \cdot 10^7 / 4 = 21,78 \cdot 10^7.$$

Так как $N_{HE1} > N_{H01}$ и $N_{HE2} > N_{H02}$, то принимаем $K_{HL1} = 1$ и $K_{HL2} = 1$.

С учетом этих данных, имеем:

$$[\sigma_{H1}] = 1058,5 \cdot 1 / 1,2 = 882 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_{H2}] = 641 \cdot 1 / 1,1 = 582,7 \text{ МПа}.$$

Расчетное значение допускаемого контактного напряжения для косозубых цилиндрических колес находим по формуле (6):

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) = 0,45(882 + 582,7) = 659 \text{ МПа} < \\ < 1,23[\sigma_{H2}] = 1,23 \cdot 582,7 = 716,72 \text{ МПа}.$$

Принимаем в качестве расчетного значение напряжения $[\sigma_H] = 659$ МПа.

Допускаемое напряжение изгиба определяем по выражению (7):

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_{FC} K_{FL} / S_F,$$

где по таблице 6: $\sigma_{F01} = 650$ МПа – предел изгибной выносливости материала шестерни (сталь 40Х, У+ТВЧ, HRC48...53); $\sigma_{F02} = 1,8 \text{ HB}_{2\text{cp}} = 1,8 \cdot 285,5 = 514$ МПа – предел изгибной выносливости материала колеса; $S_{F1} = S_{F2} = 1,75$ – коэффициент безопасности; $K_{FC} = K_{FL} = 1$ – для неревверсивных и длительно работающих передач.

Отсюда

$$[\sigma_{F1}] = 650 \cdot 1 \cdot 1 / 1,75 = 371 \text{ МПа}, \quad [\sigma_{F2}] = 514 \cdot 1 \cdot 1 / 1,75 = 293 \text{ МПа}.$$

ВОПРОСЫ И ЗАДАНИЯ

ЗАДАНИЯ

По результатам практической работы № 6 выполнить расчет допускаемых контактных и изгибных напряжений закрытого цилиндрического зубчатого зацепления (схема 1).

Материал колес, вид термообработки, срок службы, коэффициент суточного и годового использования принять по таблице 7 в соответствии личным вариантом.

Таблица 7 – Исходные данные

Вари-	Срок			Материал (термообработка)
-------	------	--	--	---------------------------

ант	служ- бы, год	$K_{сут}$	$K_{год}$	Шестерня	Колесо
1	7,2	0,68	0,72	сталь 45 (У)	сталь 45 (Н)
2	6,8	0,75	0,56	сталь 40Х (У+ТВЧ)	сталь 40Х (У)
3	7,5	0,82	0,47	сталь 20Х (Ц)	сталь 40ХН (У)
4	8,1	0,62	0,53	сталь 40ХН (У)	сталь 50 (Н)
5	5,6	0,82	0,64	сталь 45 (ТВЧ)	сталь 35ХМ (У)
6	7,3	0,72	0,61	сталь 40Х (У+ТВЧ)	сталь 35ХГСА (У)
7	6,5	0,79	0,72	сталь 40Х (У)	сталь 50 (Н)
8	7,8	0,67	0,59	сталь 45 (ТВЧ)	сталь 35ХМ (У)
9	6,8	0,77	0,65	сталь 20Х (Ц)	сталь 40ХН (У)
10	7,5	0,66	0,75	сталь 20Х (Ц)	сталь 40ХН (У)
11	5	0,68	0,75	сталь 45 (У)	сталь 45 (Н)
12	6,8	0,75	0,72	сталь 40Х (У+ТВЧ)	сталь 40Х (У)
13	7,5	0,82	0,56	сталь 20Х (Ц)	сталь 40ХН (У)
14	8,1	0,62	0,47	сталь 40ХН (У)	сталь 50 (Н)
15	5,6	0,82	0,53	сталь 45 (ТВЧ)	сталь 35ХМ (У)
16	7,3	0,72	0,64	сталь 40Х (У+ТВЧ)	сталь 35ХГСА (У)
17	6,5	0,79	0,61	сталь 40Х (У)	сталь 50 (Н)
18	7,8	0,67	0,72	сталь 45 (ТВЧ)	сталь 35ХМ (У)
19	6,8	0,77	0,59	сталь 20Х (Ц)	сталь 40ХН (У)
20	7,5	0,66	0,65	сталь 20Х (Ц)	сталь 40ХН (У)

ВОПРОСЫ:

1. Какие допущения принимаются при расчёте зубьев на контактную прочность?
2. Разница между базовым и эквивалентным числом циклов нагружения.
3. Что влияет на величину допускаемых напряжений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Детали машин и основы конструирования: учебник для бакалавров / под ред. Г.И. Рощина, Е.А. Самойлова. – М.: Изд-во Юрайт, 2013. – 415 с. – Серия: Бакалавр. Базовый курс.
2. Хруничева Т.В. Детали машин: типовые расчеты на прочность: учебное пособие. – М.: ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2011. – 224 с.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №8

ПРОЕКТНЫЙ И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ

Цель работы: изучение методики расчета цилиндрических зубчатых передач

Знания, умения и владения, приобретаемые студентами в результате освоения темы, формируется в рамках компетенции ОПК-1– способен решать производственные и (или) исследовательские задачи профессиональной деятельности с учетом основных требований и потребностей нефтегазовой отрасли.

Актуальность темы. Цилиндрические зубчатые передачи являются наиболее распространенным видом передач.

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Проектный расчёт предусматривает определение геометрических параметров зубчатых передач по допускаемым контактным напряжениям. При этом используются исходные данные: T_1 и T_2 – номинальные крутящие моменты на ведущем и ведомом валах, $Нм$; n_1 и n_2 – частоты вращения ведущего и ведомого вала, $мин^{-1}$; u – передаточное число.

Межосевое расстояние передачи определяют по выражению:

$$a_w = K_a \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{\psi_{ba} \cdot [\sigma_H]^2 \cdot u^2}}, \quad (1)$$

где K_a – вспомогательный коэффициент (для прямозубых колёс $K_a=490$ косозубых и шевронных – $K_a=430$; $\psi_{ba} = b_2 / a_w$ – коэффициент ширины венца колеса (принимается из ряда ГОСТ 2185-66: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25 и с учетом рекомендаций таблицы 1); $[\sigma_H]$ – расчётное допускаемое контактное напряжение, $МПа$; T_2 – крутящий момент на колесе, $Нм$ (в передачах с раздвоением мощностей следует принимать $T_2/2$); u – передаточное число; $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба.

Таблица 1 – Рекомендуемые значения коэффициента ψ_{ba}

Расположение колес относительно опор или вид передачи	Твёрдость рабочих поверхностей зубьев	
	$HB_2 < 350$ или HB_1 и $HB_2 \leq 350$	HB_1 и $HB_2 > 350$

Симметричное	0,315...0,5	0,25...0,315
Несимметричное	0,25...0,4	0,2...0,25
Консольное	0,2...0,25	0,15...0,2
Шевронные передачи	0,4...0,63	0,315...0,5
Открытые передачи	0,1...0,2	0,1...0,15

Коэффициент $K_{H\beta}$ определяется по графику (рисунок 1) в зависимости от твёрдости материала шестерни и колеса, расположения колёс относительно опор и коэффициента $\psi_{\beta d} = 0,5\psi_{ba}(u + 1)$.

Знак плюс в выражении следует принимать при внешнем зацеплении, а знак минус – при внутреннем.

Полученное значение межосевого расстояния согласуют со стандартным рядом (ГОСТ 2185-66): 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 146; 160; 180; 200; 224; 250; 260; 280; 300; 315; 400 мм или округляют для нестандартных редукторов по ряду Ra 40: 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130 мм и т. д.

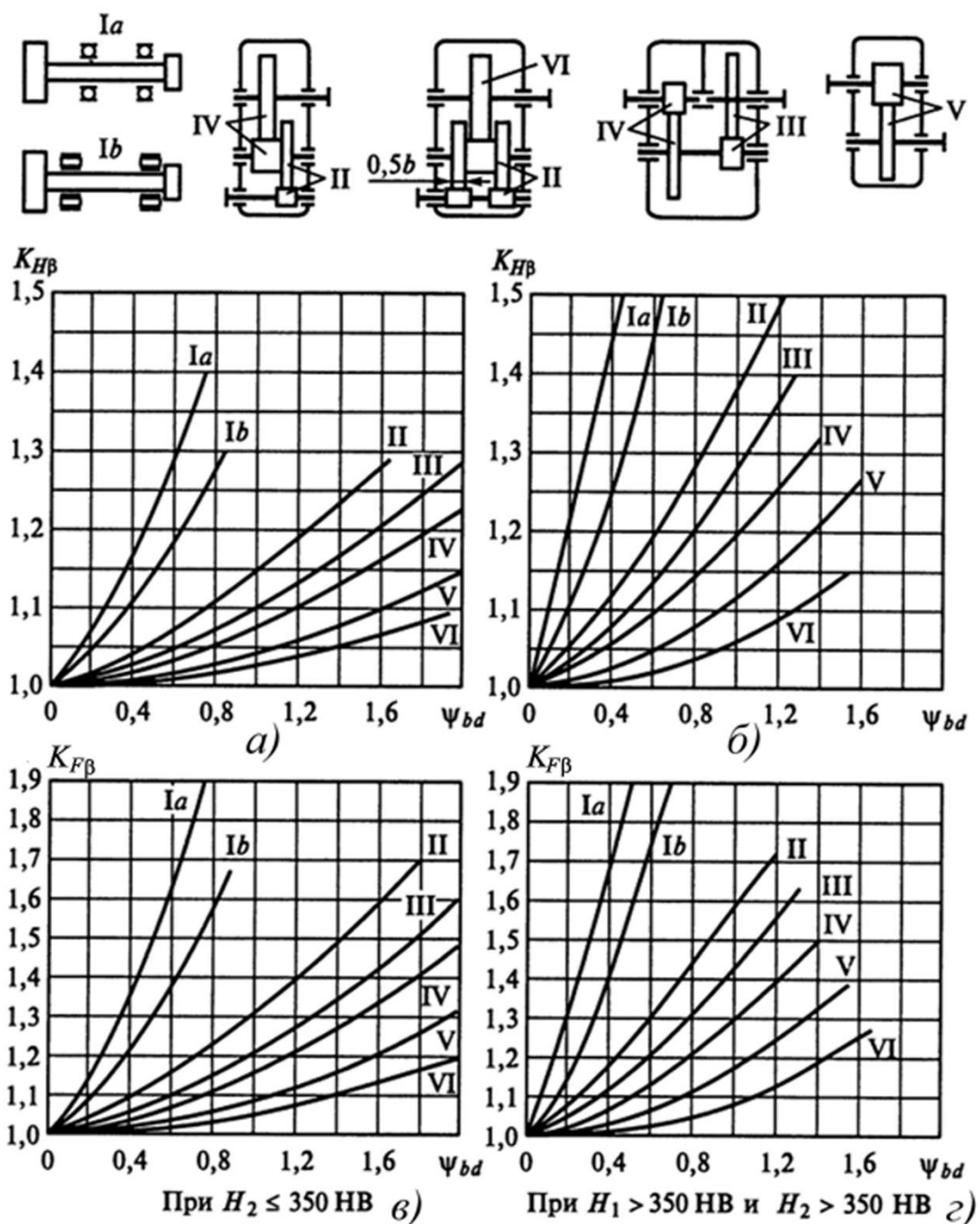


Рисунок 1– График для определения значений коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ (цифры у кривых соответствуют приведенным выше схемам передач)

Модуль зацепления находят по формуле

$$m = m_n = \frac{K_m \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot (u \pm 1)}{u \cdot a_w \cdot b_2 \cdot [\sigma_{F2}]}, \quad (2)$$

где K_m – вспомогательный коэффициент (для прямозубых колёс $K_m=6,8$, косозубых и шевронных – $K_m=5,8$; $b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w$ – ширина колеса, мм (уточняется по ряду $Ra40$); $[\sigma_{F2}]$ – допускаемое напряжение изгиба материала колеса, МПа (определено выше).

Полученное значение модуля увеличивают в 1,2...1,8 раза и округляют в

большую сторону по стандартному ряду (таблица 2).

Таблица 2– Стандартные значения модуля (ГОСТ 9563-60)

Ряд	Значения модуля, мм
1-й ряд	1,0; 1,5; 2; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0
2-й ряд	1,25; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0

Первый ряд следует предпочитать второму.

При твёрдости материала колеса $< 350\text{HB}$ необходимо принимать $m \geq 1$ мм, а при твёрдости материала хотя бы одного из колёс $> \text{HRC}45$ – $m \geq 1,5$ мм.

Для **прямозубых передач** число зубьев шестерни и колеса находят по формулам:

$$z_1 = 2a_w / m(u \pm 1) \geq z_{\min} = 17, \quad z_2 = z_1 u. \quad (3)$$

При необходимости значение z_1 и z_2 округляют до целого числа и проверяют межосевое расстояние

$$a_w = m(z_1 \pm z_2) / 2, \quad (4)$$

В заключение уточняют фактическое передаточное число $u_\phi = z_1 / z_2$, которое не должно отличаться от заданного более чем на $\pm 4\%$.

У **косозубых и шевронных передач** принимают соответственно угол наклона зубьев $\beta = 10^\circ$ и $\beta = 25^\circ$, и определяют число зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = \frac{2a_w \cdot \cos \beta}{(u \pm 1) \cdot m_n} \geq z_{\min} = 17, \quad z_2 = z_1 \cdot u. \quad (5)$$

Значения z_1 и z_2 округляют до целых чисел, и определяют фактический угол наклона зубьев с точностью до третьего знака после запятой:

$$\beta_\phi = \arccos[0,5(z_1 \pm z_2) \cdot m_n / a_w] \quad (6)$$

Этот угол должен находиться в пределах $8^\circ \div 18^\circ$ для косозубых и $25^\circ \div 40^\circ$ – для шевронных колёс. При необходимости варьируют число зубьев.

По таблице 3 определяют размеры зубчатых колёс.

Таблица 3 – Геометрические параметры цилиндрических зубчатых колёс

Параметры	Передача	
	прямозубая	Косозубая
Делительный диаметр	$d_1 = mz_1$	$d_1 = mz_1 / \cos \beta$
	$d_2 = mz_2$	$d_2 = mz_2 / \cos \beta$

Диаметр впадин зубьев	$d_{a1}=d_1 + 2m$ $d_{a2}=d_2 + 2m$	$d_{a1}=d_1 + 2m$ $d_{a2}=d_2 + 2m$
Диаметр впадин зубьев	$d_{f1}=d_1 - 2,5m$ $d_{f2}=d_2 - 2,5m$	$d_{f1}=d_1 - 2,5m$ $d_{f2}=d_2 - 2,5m$
Ширина венца: шестерни колеса	$b_1=b_2 + (2 \div 4)мм$ $b_2=\psi_{ba} \cdot a_w$	$b_1=b_2 + (2 \div 4)мм$ $b_2=\psi_{ba} \cdot a_w$

Уточняют фактическое передаточное число $u_\phi = z_2 / z_1$, которое не должно отличаться от заданного более чем на $\pm 4 \%$.

Значения b_1 и b_2 согласуют с рядом чисел *Ra40*. Значения диаметров косозубых и шевронных колёс определяют до третьего знака после запятой.

Следует отметить, что к проектному расчёту зубчатых передач следует подходить творчески и анализировать полученные результаты. Так, например, из выражения (1) следует, что габариты цилиндрической передачи можно уменьшить несколькими путями:

- увеличением коэффициента ширины венца колеса;
- применением материалов с более высокими механическими характеристиками.

Варьируя в известных пределах значениями этих параметров, можно оптимизировать геометрические параметры проектируемой зубчатой передачи и добиться нужных результатов.

При значительной разности твердости материала шестерни и колеса (что характерно для косозубых передач) проектный расчет следует выполнять с использованием выражения (2). Этот случай может иметь место при расчетном контактном напряжении, превышающем 800...850 МПа.

Проверочный расчёт цилиндрических передач.

Контактные напряжения проверяют по формуле

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \frac{u_\phi \pm 1}{u_\phi} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_{H\beta} K_{Hv} K_{H\alpha} (u_\phi \pm 1)}{2a_w^3 \psi_{ba}}} \leq [\sigma_H], \quad (7)$$

где $Z_M = 275$ – коэффициент, учитывающий механические свойства материала колёс; Z_H – коэффициент формы сопряженных поверхностей зубьев (для прямозубых передач $Z_H \approx 1,76$, а косозубых и шевронных определяется по формуле: $Z_H = \sqrt{2 \cos \beta_\phi / \sin 2\alpha}$, где β_ϕ – фактический угол наклона зубьев, $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления); Z_ε – коэффициент суммарной длины контактных

линий (для прямозубых колёс $Z_\varepsilon = 0,9$, а косозубых и шевронных определяется по формуле $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$, где ε_α – коэффициент торцового перекрытия: $\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta_\phi$, где знак плюс используется при внешнем зацеплении, а минус – внутреннем); $K_{H\alpha}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями. Определяется по рисунку 5а в зависимости от окружной скорости колёс $v = \pi d_1 n_1 / 6 \cdot 10^4$, (м/с) и степени точности изготовления передачи (таблица 4). Для прямозубых колёс $K_{H\alpha} = 1$; K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки. Зависит от окружной скорости колёс и точности передачи (таблица 5).

Таблица 4 – Степень точности изготовления зубчатых колес

Степень точности	Окружные скорости колёс, м/с			
	прямозубых		не прямозубых	
	цилиндрических	конических	цилиндрических	конических
6	до 15	до 12	до 30	до 20
7	до 10	до 8,0	до 15	до 10
8	до 6,0	до 4,0	до 10	до 7,0
9	до 2,0	до 1,5	до 4,0	до 3,0

Примечание: девятую степень точности назначают для открытых тихоходных передач.

По формуле (7) выполняют вычисления, находят σ_H и полученные значения сравнивают с $[\sigma_H]$. При этом допускается недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma_H]$) не более 10 % и перегрузка ($\sigma_H > [\sigma_H]$) – не более 5 %. При необходимости изменяют ширину венца колеса, межосевое расстояние, материал колёс, вид термообработки и весь расчёт выполняют снова.

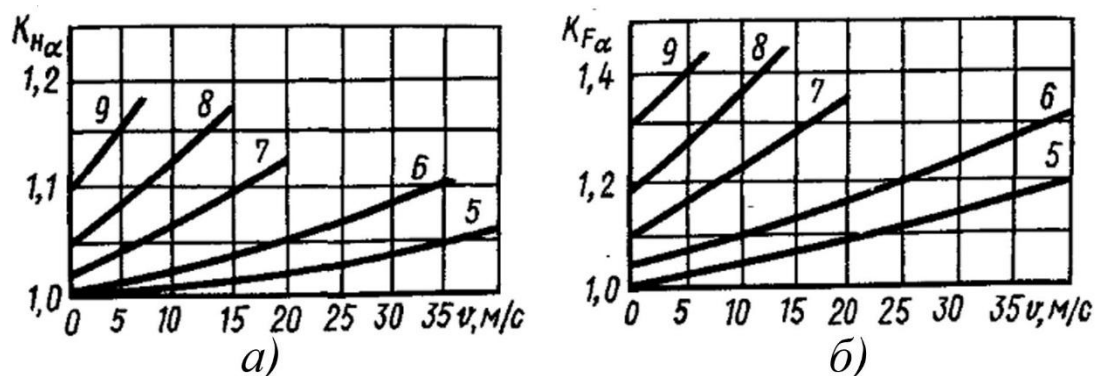


Рисунок 5 – Графики для определения коэффициентов $K_{H\alpha}$ (а) и $K_{F\alpha}$ (б)

(цифры у кривых соответствуют степени точности изготовления передач)

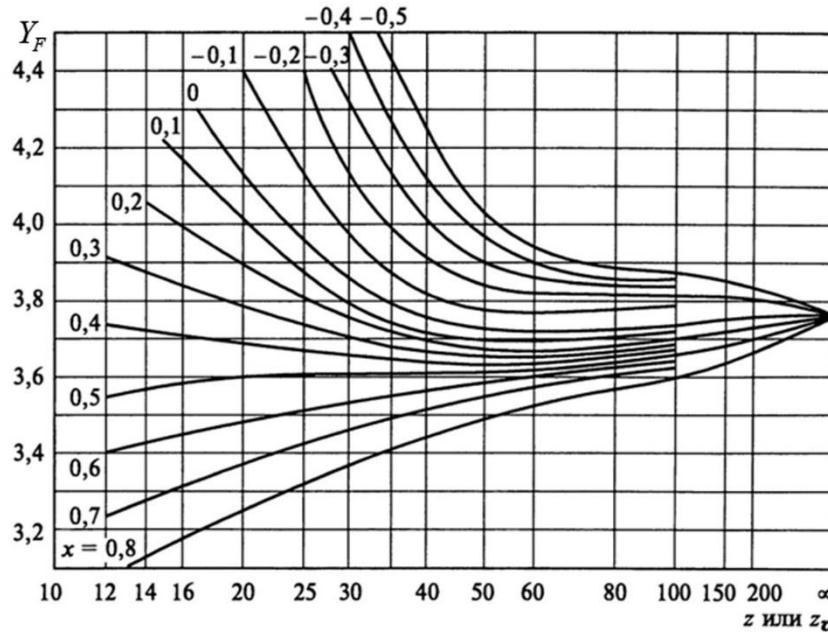


Рисунок 6 – Графики для определения коэффициента формы зуба Y_F (для некорректированных передач следует использовать кривую $x = 0$)

Проверочный расчёт на изгибную выносливость зубьев колес выполняют по формуле

$$\sigma_F = \frac{2T_2 \cdot 10^3 Y_F Y_\varepsilon Y_\beta K_{F\beta} K_{Fv} K_{F\alpha}}{z_1^2 u_\phi \psi_{vd} m^3} \leq [\sigma_F]_{1,2}, \quad (7)$$

где значения T_2 (Нм), z_1 , u_ϕ , m (мм), ψ_{vd} , $[\sigma_F]_1$ и $[\sigma_F]_2$ определены выше; Y_F – коэффициент формы зуба шестерни и колеса (определяется по графику на рисунке 6 в зависимости от числа зубьев Z_1 и Z_2 для прямозубых колёс, и по эквивалентному числу зубьев для косозубых и шевронных колёс: $z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta_\phi$, $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta_\phi$); Y_ε – коэффициент перекрытия зубьев: для прямозубых и косозубых колёс предварительно можно принять $Y_\varepsilon = 1$; Y_β – коэффициент наклона зубьев: для прямозубых колес $Y_\beta = 1$, для косозубых: $Y_\beta = 1 - \beta^{-1}$; $K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактной линии (определяется по графикам на рисунке 4); K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки (таблица 5); $K_{F\alpha}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями (определяется по графику на рисунке 5 б).

Таблица 5 – Коэффициент динамической нагрузки

Степень точности	Твёрдость поверхно- стей зубьев	$K_{H\nu}$					$K_{F\nu}$				
		окружная скорость колёс $v, (м/с)$									
		1	5	10	15	20	1	5	10	15	20
6	$HB_1иHB_2$ > 350	1,02	1,1	1,2	1,3	1,4	1,02	1,1	1,2	1,3	1,4
		1,01	1,06	1,08	1,12	1,16	1,01	1,06	1,08	1,12	1,16
	$HB_1илиHB_2$ ≤ 350	1,03	1,16	1,32	1,48	1,48	1,06	1,32	1,64	1,96	—
		1,01	1,06	1,13	1,19	1,26	1,03	1,13	1,26	1,38	1,51
7	$HB_1иHB_2$ > 350	1,02	1,12	1,25	1,37	1,5	1,02	1,12	1,25	1,37	1,5
		1,01	1,05	1,1	1,15	1,2	1,01	1,05	1,1	1,15	1,2
	$HB_1илиHB_2$ ≤ 350	1,04	1,2	1,4	1,6	1,8	1,08	1,4	1,8	—	—
		1,02	1,08	1,16	1,24	1,32	1,03	1,16	1,32	1,48	1,64
8	$HB_1иHB_2$ > 350	1,03	1,15	1,3	1,45	1,6	1,03	1,15	1,3	1,45	1,6
		1,01	1,06	1,12	1,18	1,24	1,01	1,06	1,12	1,18	1,24
	$HB_1илиHB_2$ ≤ 350	1,05	1,24	1,48	1,72	1,96	1,1	1,48	1,96	—	—
		1,02	1,1	1,19	1,29	1,38	1,04	1,19	1,38	1,58	1,77
9	$HB_1иHB_2$ > 350	1,03	1,17	1,35	1,52	1,7	1,03	1,17	1,35	1,52	1,7
		1,01	1,07	1,14	1,21	1,28	1,01	1,07	1,14	1,21	1,28
	$HB_1илиHB_2$ ≤ 350	1,06	1,28	1,56	1,84	—	1,11	1,56	—	—	—
		1,02	1,11	1,22	1,34	1,45	1,04	1,22	1,45	1,67	—

Примечание: Значения в числителе относятся к прямозубым передачам, а в знаменателе – косозубым

После этого находят отношение

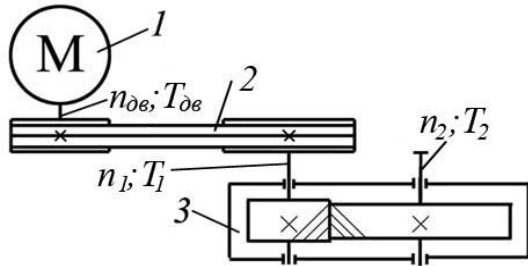
$$[\sigma_{F1}]/Y_{F1} \text{ и } [\sigma_{F2}]/Y_{F2}, \quad (8)$$

и в зависимости от того, какое отношение имеет меньшее значение, производят проверочный расчёт на изгибную выносливость по материалу шестерни или колеса (чаще это зуб колеса).

Если в результате вычислений расчетное напряжение окажется на 5...10 % выше допустимого значения, то надо увеличить модуль зацепления, уточнить число зубьев Z_1 и Z_2 , и выполнить проверочный расчёт на изгибную выносливость снова, не меняя межосевое расстояние.

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

Рассчитать косозубую передачу одноступенчатого цилиндрического редуктора общего назначения по исходным данным из практической работы № 6: крутящий



Допускаемые напряжения для расчета передачи принять из практической работы № 7

Рисунок 7 – Приводная станция: 1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор

Решение

Межосевое расстояние передачи находим по выражению :

$$a_w = K_a \cdot (u_2 \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{\psi_{ba} \cdot [\sigma_H]^2 \cdot u_2^2}} \leq [\sigma_H],$$

где $K_a = 43$ – постоянный коэффициент для косозубых колес; $\psi_{ba} = 0,4$ – коэффициент при симметричном расположении колес (таблица 1); $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба.

По графику (на рисунке 1, а) коэффициент $K_{H\beta} = 1,04$ при симметричном расположении колес относительно опор, $HV_{2cp} \leq 350$ и коэффициенте

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u + 1) = 0,5 \cdot 0,4(4 + 1) = 1.$$

Отсюда

$$a_w = 43 \cdot (4 + 1) \sqrt[3]{\frac{526 \cdot 10^3 \cdot 1,04}{0,4 \cdot 659^2 \cdot 4^2}} = 123 \text{ мм},$$

По стандартному ряду ГОСТ 2185-66 принимаем $a_w = 125$ мм.

Ширина зубчатого венца колеса: $b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 125 = 50$ мм.

Ширина зубчатого венца шестерни: $b_1 = 1,12 \cdot b_2 = 1,12 \cdot 50 = 56$ мм.

Нормальный модуль зацепления по формуле :

$$m = m_n = \frac{5,8 \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot (u_2 + 1)}{u_2 \cdot a_w \cdot b_2 \cdot [\sigma_F]_2} = \frac{5,8 \cdot 526 \cdot 10^3 \cdot (4 + 1)}{4 \cdot 125 \cdot 50 \cdot 293} = 2,1 \text{ мм}.$$

Принимаем по ГОСТ 9563-60 (таблица 2) стандартное значение $m = 2,5$ мм.

Принимаем предварительно угол наклона зубьев $\beta = 10^\circ$ и определим число зубьев шестерни по формуле :

$$z_1 = \frac{2a_w \cdot \cos \beta}{(u_2 + 1) \cdot m_n} = \frac{2 \cdot 125 \cdot \cos 10^\circ}{(4 + 1) \cdot 2,5} = 19,7.$$

Тогда для колеса $z_2 = z_1 \cdot u_2 = 19,7 \cdot 4 = 78,78$.

Округляем и принимаем $z_1 = 20$ и $z_2 = 78$.

Найдем фактический угол наклона зубьев по выражению

$$\beta_\phi = \arccos[0,5(z_1 + z_2) \cdot m_n / a_w] = \arccos[0,5(20 + 78) \cdot 2,5 / 125] = 11,478^\circ.$$

Фактическое передаточное число

$$u_{2\phi} = z_2 / z_1 = 78 / 20 = 3,9.$$

Отклонение от заданного передаточного числа

$$\Delta u = (u - u_{2\phi}) / u = (4 - 3,9) / 4 = 0,025 \approx 2,5\% < 4\%.$$

Геометрические параметры зубчатых колес.

Параметр	Расчетные значения
Делительный диаметр	$d_1 = m z_1 / \cos \beta = 2,5 \cdot 20 / \cos 11,478^\circ = 51,02 \text{ мм.}$ $d_2 = m z_2 / \cos \beta = 2,5 \cdot 78 / \cos 11,478^\circ = 198,98 \text{ мм.}$
Диаметр вершин зубьев	$d_{a1} = d_1 + 2m = 51,02 + 2 \cdot 2,5 = 56,02 \text{ мм.}$ $d_{a2} = d_2 + 2m = 198,98 + 2 \cdot 2,5 = 203,98 \text{ мм.}$
Диаметр впадин зубьев	$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 51,02 - 2,5 \cdot 2,5 = 44,77 \text{ мм.}$ $d_{f2} = d_2 - 2,5m = 198,98 - 2,5 \cdot 2,5 = 192,73 \text{ мм.}$

Межосевое расстояние передачи

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(51,02 + 198,98) = 125 \text{ мм},$$

соответствует принятому ранее значению, поэтому расчет выполнен правильно.

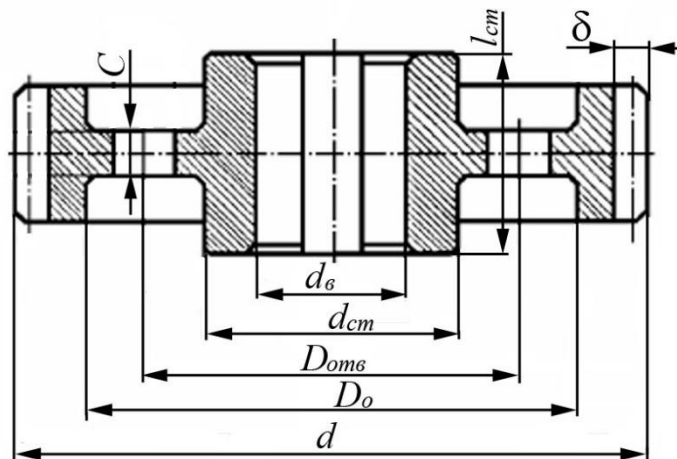


Рисунок 8 – Схема цилиндрического колеса

Проверочный расчет зубчатой передачи.

Окружная скорость колес

$$v = \pi d_2 n_3 / 6 \cdot 10^4 = 3,14 \cdot 198,98 \cdot 120 / 6 \cdot 10^4 = 1,25 \text{ м/с}.$$

При такой скорости назначаем 8-ю степень точности изготовления колес (таблица 4), что позволит снизить динамические нагрузки.

Силы в зацеплении:

окружное усилие – $F_t = 2T_2/d_2 = 2 \cdot 526 \cdot 10^3 / 198,98 = 5286 \text{ Н}$;

радиальная сила – $F_r = F_t \tan \alpha / \cos \beta = 5286 \cdot \tan 20^\circ / \cos 11,47^\circ = 1964 \text{ Н}$;

осевое усилие – $F_a = F_t \tan \beta = 5286 \cdot \tan 11,47^\circ = 1072 \text{ Н}$.

Расчетное контактное напряжение по выражению

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \frac{u_{2\phi} + 1}{u_{2\phi}} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha} (u_{2\phi} + 1)}{2a_w^3 \psi_{ba}}} \leq [\sigma_H],$$

где $Z_M = 275$ – коэффициент, учитывающий механические свойства материала колёс:

$$Z_H = \sqrt{2 \cos \beta_\phi / \sin 2\alpha} = \sqrt{2 \cos 11,478^\circ / \sin(2 \cdot 20^\circ)} = 1,746 \text{ – коэффициент}$$

формы сопряженных поверхностей зубьев;

$$Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha} = \sqrt{1/1,72} = 0,762 \text{ – коэффициент суммарной длины кон-}$$

тактных линий, где ε_α – коэффициент торцового перекрытия:

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= [1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)] \cos \beta_\phi = \\ &= [1,88 - 3,2(1/20 + 1/78)] \cdot \cos 11,478^\circ = 1,72; \end{aligned}$$

$K_{H\alpha} = 1,06$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями. Определяем по графику на рисунке 5, а при 8-й степени точности изготовления колес и окружной скорости 1,25 м/с;

$K_{H\nu} = 1,03$ – коэффициент динамической нагрузки. Определяем по таблице 5 для косозубых колес при 8-й степени точности и $HВ_{2cp} < 350$.

Отсюда

$$\sigma_H = 275 \cdot 1,746 \cdot 0,762 \cdot \frac{3,9+1}{3,9} \sqrt{\frac{526 \cdot 10^3 \cdot 1,04 \cdot 1,03 \cdot 1,06 \cdot (3,9+1)}{2 \cdot 125^3 \cdot 0,4}} = 613 \text{ МПа}.$$

Проверочный расчёт на изгибную выносливость зубьев колес производим по формуле

$$\sigma_F = \frac{2T_2 \cdot 10^3 Y_F Y_\beta K_{F\beta} K_{F\nu} K_{F\alpha}}{z_1^2 u_{2\phi} \psi_{ed} m^3} \leq [\sigma_F]_{1,2},$$

где Y_F – коэффициент формы зубьев шестерни и колеса, который находится по эквивалентному числу зубьев: $z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta_\phi = 20 / \cos^3 11,478^\circ = 21,27$;
 $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta_\phi = 78 / \cos^3 11,478^\circ = 82,9$.

В этом случае $Y_{F1} = 4,02$, $Y_{F2} = 3,6$ (для кривой $x = 0$ по рисунку 6);

Y_β – коэффициент, учитывающий угол наклона зубьев

$$Y_\beta = 1 - (1 / \beta_\phi) = 1 - (1 / 11,478^\circ) = 0,913 ,$$

$K_{F\beta} = 1,1$ – коэффициент концентрации нагрузки. Определяем по графику на рисунке 1в при симметричном расположении колес относительно опор, $HB_{2cp} < 350$ и коэффициенте $\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u_{2\phi} + 1) = 0,5 \cdot 0,4(3,9 + 1) = 1$;

$K_{Fv} = 1,05$ – коэффициент динамической нагрузки. Определяем по таблице 5 для косозубых колес при 8-й степени точности и $HB_{2cp} < 350$;

$K_{F\alpha} = 1,1$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки.

Определяем по графику на рисунке 5 б при 8-й степени точности изготовления колес и окружной скорости 1, 25 м/с.

Сравнительная характеристика прочности зубьев на изгиб:

$$[\sigma_F]_1 / Y_{F1} = 314 / 4,02 = 78,1 МПа;$$

$$[\sigma_F]_2 / Y_{F2} = 293 / 3,6 = 81,4 МПа.$$

Прочность зубьев шестерни оказалась ниже прочности зубьев колеса, поэтому проверяем на прочность зубья шестерни:

$$\sigma_{F1} = \frac{2 \cdot 526 \cdot 10^3 \cdot 4,02 \cdot 0,913 \cdot 1,1 \cdot 1,05 \cdot 1,1}{20^2 \cdot 3,9 \cdot 1 \cdot 2,5^3} = 201,25 МПа < [\sigma_F]_1 = 314 МПа.$$

Таким образом, прочность зубьев на контактную и изгибную выносливость обеспечена.

ВОПРОСЫ И ЗАДАНИЯ

ЗАДАНИЯ

По результатам практической работы № 6 и 7 выполнить расчет закрытого цилиндрического зубчатого зацепления на прочность (схема 1).

ВОПРОСЫ:

1. Какие допущения принимаются при расчёте зубьев на контактную прочность?
2. По какой расчётной схеме выполняется расчёт зубьев?

3. Какое минимальное число зубьев допускается для шестерни цилиндрической и конической передач?
4. Какое максимальное передаточное число рекомендуется для одной пары различных видов зубчатых передач?
5. Где применяются прямозубые цилиндрические передачи?
6. Каким образом в прямозубой передаче можно уменьшить контактные напряжения?
7. Какие преимущества и недостатки дает увеличение модуля зуба?
8. Какие зубья прочнее на изгиб – колеса или шестерни?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Детали машин и основы конструирования: учебник для бакалавров / под ред. Г.И. Рощина, Е.А. Самойлова. – М.: Изд-во Юрайт, 2013. – 415 с. – Серия: Бакалавр. Базовый курс.
2. Хруничева Т.В. Детали машин: типовые расчеты на прочность: учебное пособие. – М.: ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2011. – 224 с.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 9

ПРОЕКТНЫЙ И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ

Цель работы: изучение методики расчета конических зубчатых передач.

Знания, умения и владения, приобретаемые студентами в результате освоения темы, формируется в рамках компетенции ОПК-1– способен решать производственные и (или) исследовательские задачи профессиональной деятельности с учетом основных требований и потребностей нефтегазовой отрасли.

Актуальность темы. Конические зубчатые передачи являются наиболее распространённым видом передач, позволяющим поворачивать движение на 90^0 .

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Расчет на прочность конических зубчатых передач регламентирован ГОСТ 21354-87. Однако практическое использование этого расчета из-за большого числа факторов и их сложной взаимосвязи, вызывает у студентов определенные трудности. В предлагаемом материале изложена методика расчета на прочность конических зубчатых передач, отличающаяся от стандартного расчета рядом упрощений, мало влияющих на конечные результаты для большинства практических случаев, приведены примеры расчета и необходимые справочные материалы.

Проектный расчёт конических передач. Выбор материала для изготовления конических зубчатых колёс и определение допускаемых контактных и изгибных напряжений производится по методике, аналогичной цилиндрическим зубчатым передачам, изложенной в предыдущем разделе.

Проектный расчёт конических передач производится на основании известных данных: T_2 (Нм), $[\sigma_H]$ (МПа), u_2 .

Внешний делительный диаметр колеса определяется по формуле

$$d_{e2} = 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot u \cdot K_{H\beta}}{\Theta_H \cdot [\sigma_H]^2}}, \quad (1)$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба. Определяется по графикам, приведенным на рисунках 1б и 1в. На этих рисунках номера кривых соответствуют схемам передач на рисунке 1 а, и приняты обозначения опор: 1Ш – шариковые опоры, 1Р – роликовые опоры. Рисунок 1 б используется при твёрдости материала хотя бы одного из колёс $HB \leq 350$, а рисунок 3.1, в – при HB_1 и $HB_2 \geq 350$; Θ_H – коэффициент, учитывающий вид

конических колёс. Для прямозубых колёс $\Theta_H = 0,85$. Для колёс с круговыми зубьями:

при HB_1 и $HB_2 \leq 350$ коэффициент $\Theta_H = 1,22 + 0,21u$;

при $HB_1 > 350$ и $HB_2 \leq 350$ коэффициент $\Theta_H = 1,13 + 0,13u$;

при HB_1 и $HB_2 \geq 350$ коэффициент $\Theta_H = 0,81 + 0,15u$.

Полученное значение d_{e2} округляют до стандартного значения: 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500 мм и т. д.

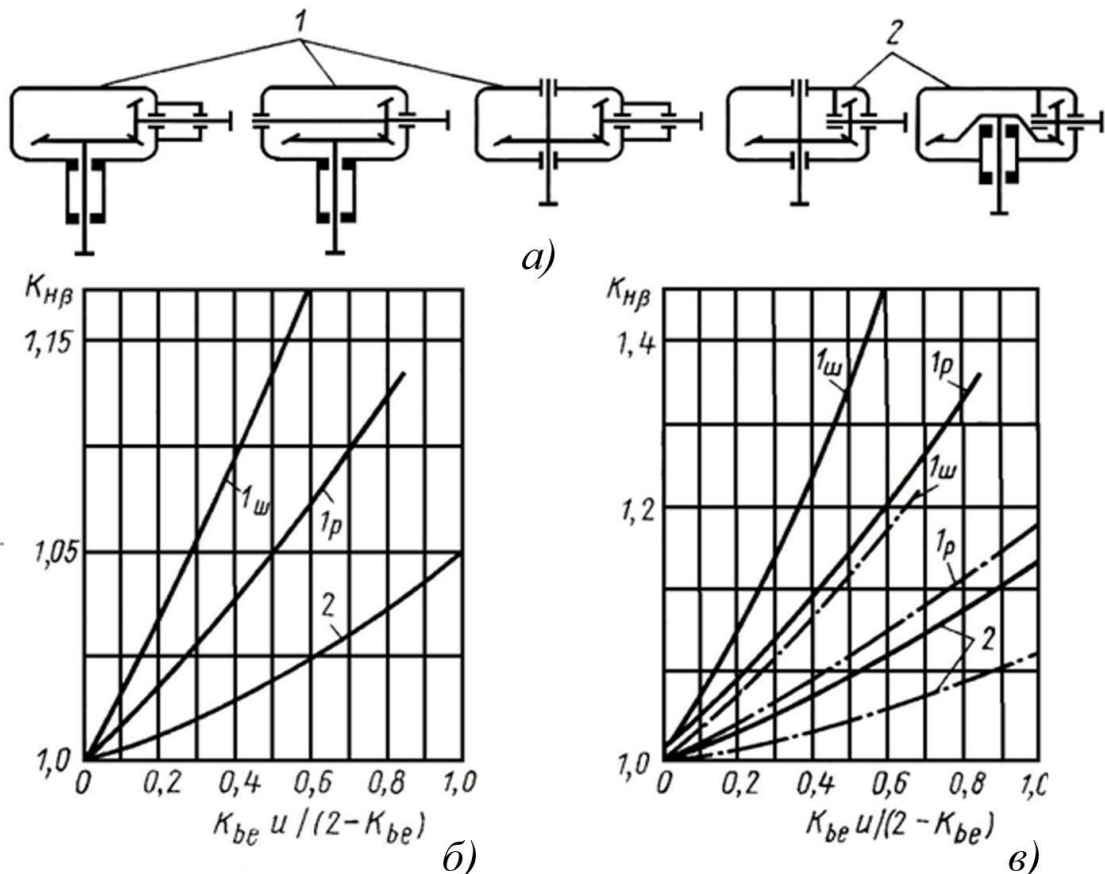


Рисунок 1 – Графики для определения коэффициента $K_{H\beta}$ конических передач с прямыми зубьями (сплошные линии) и круговыми зубьями (штрих пунктирные линии) при коэффициенте $K_{be} = 0,285$

Далее определяют углы делительных конусов, град

$$\delta_2 = \arctgu; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2; \quad (2)$$

внешнее конусное расстояние (мм) (не округляя до целого числа)

$$R_e = d_{e2} / 2 \sin \delta_2; \quad (3)$$

ширину зубчатого венца (мм) (округляя до целого числа по ряду Ra40)

$$b = K_{be} R_e \approx 0,285 R_e; \quad (4)$$

внешний окружной модуль (мм)

$$m_e(m_{te}) = \frac{14T_2 \cdot 10^3 K_{H\beta}}{\Theta_F d_{e2} b [\sigma_F]_2}, \quad (5)$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба: $K_{F\beta} = 1 + 1,5(K_{H\beta} - 1)$; Θ_F – коэффициент вида конических колёс. Для прямозубых колёс $\Theta_F = 0,85$, а для колёс с круговыми зубьями:

при HB_1 и $HB_2 \leq 350$ коэффициент $\Theta_F = 0,94 + 0,08u$;

при $HB_1 > 350$ и $HB_2 \leq 350$ коэффициент $\Theta_F = 0,85 + 0,043u$;

при HB_1 и $HB_2 \geq 350$ коэффициент $\Theta_F = 0,65 + 0,11u$;

$[\sigma_F]_2$ – допускаемое напряжение изгиба (МПа) для материала колеса.

Значение модуля, определенное с точностью до трех знаков после запятой, можно не округлять до стандартной величины. Рекомендуется принимать $m_e(m_{te}) \geq 1,5 \text{ мм}$.

Число зубьев шестерни и колеса определяют по формулам

$$z_2 = d_{e2} / m_e(m_{te}), \quad z_1 = z_2 / u \quad (6)$$

и округляют до целого значения. При этом из условия отсутствия подрезания зубьев для прямозубых колёс следует принимать $z_1 \geq z_{\min} = 18$, а для колёс с круговыми зубьями

$$z_1 \geq z_{\min} = 17 \cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta_n, \quad \text{где } \beta_n = 35^\circ. \quad (7)$$

Уточняют фактическое передаточное число $u_\phi = z_2 / z_1$, которое не должно отличаться от заданного на $\pm 4 \%$.

При невыполнении этого условия изменяют значения z_1 и z_2 .

Уточняют углы делительных конусов

$$\delta_2 = \arctg u_\phi; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2. \quad (8)$$

Определяют геометрические параметры передачи с **прямыми зубьями**:
внешний делительный диаметр

$$d_{e1} = m_e z_1; \quad d_{e2} = m_e z_2$$

(при этом допускается отклонение d_{e2} от стандартного значения до $\pm 4 \%$);

внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5 \sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2};$$

ширину зубчатого венца

$$b = 0,285 R_e \quad (\text{уточняют по ряду } Ra40);$$

среднее конусное расстояние

$$R = R_e - 0,5b;$$

средний модуль

$$m = \frac{m_e R}{R_e} \approx 0,857 m_e;$$

средние делительные диаметры шестерни и колеса

$$d_1 = m z_1; \quad d_2 = m z_2;$$

внешняя высота головки и ножки зуба

$$h_{ae} = m_e; \quad h_{fe} = 1,2 m_e;$$

внешние диаметры вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1; \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2.$$

Все вышеуказанные параметры вычисляют с точностью до 0,001 мм.

Как следует из выражения (1), регулировать геометрические параметры конической передачи можно путем изменения крутящего момента на колесе или варьированием значений допускаемых контактных напряжений. Следует отметить, что коническая передача с круговыми зубьями обладает нагрузочной способностью на 25...30 % выше, чем передача с прямыми зубьями, и этот фактор необходимо учитывать при компоновке редуктора.

Проверочный расчёт конических передач. Целью проверочного расчёта является подтверждение правильности выбора табличных величин, коэффициентов и полученных результатов, а также определение соотношения между расчётными и допускаемыми напряжениями.

Контактные напряжения определяют по формуле

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_1 u_\phi} \sqrt{\frac{2T_2 \cdot 10^3 K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\gamma} \sqrt{u_\phi^2 + 1}}{\Theta_H b}} \leq [\sigma_H], \quad (9)$$

где значения T_2 (Нм), b (мм), d_1 (мм), $[\sigma_H]$ (МПа), u_ϕ , Θ_H , $K_{H\beta}$ – определены выше для каждого вида передач;

$Z_M = 275$ – коэффициент, учитывающий механические свойства материала колёс; Z_H – коэффициент формы сопряженных зубьев. Для прямозубых колёс принимают $Z_H \approx 1,76$, а с круговыми зубьями определяют по формуле:

$$Z_H \approx \sqrt{2 \cos \beta_n / \sin 2\alpha} \quad (\text{при } \beta_n = 35^\circ \text{ коэффициент } Z_H = 1,6);$$

Z_ε – коэффициент длины контактных линий. Для прямозубых колёс

$$Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha) / 3}, \text{ а для колёс с круговыми зубьями } Z_\varepsilon = \sqrt{1 / \varepsilon_\alpha}, \text{ где}$$

коэффициент торцового перекрытия,

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left((1 / z_{v1}) + (1 / z_{v2}) \right) \right] \cos \beta_n,$$

где Z_{v1} и Z_{v2} – эквивалентное число зубьев: для прямозубых колёс

$$Z_{v1} = Z_1 / \cos \delta_1, \quad Z_{v2} = Z_2 / \cos \delta_2.$$

для колес с круговыми зубьями

$$Z_{v1} = Z_1 / (\cos \delta_1 \cos^3 \beta_n), \quad Z_{v2} = Z_2 / (\cos \delta_2 \cos^3 \beta_n);$$

K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки. Определяется по таблице 7.5 путём понижения точности на одну степень по сравнению с фактическим значением, принимаемым по таблице 7.4 в зависимости от окружной скорости колес, (м/с)

$$V_1 = \pi d_1 n_1 / 60 \cdot 10^3;$$

$K_{H\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями. Для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1$, для колёс с круговыми зубьями принимается по графику (рисунок 2.3, а) в зависимости от окружной скорости и степени точности передачи.

Производят вычисления по выражению (9) и сравнивают значения σ_H и $[\sigma_H]$. При недогрузке передачи ($\sigma_H < [\sigma_H]$) свыше 10 % и перегрузке передачи ($\sigma_H > [\sigma_H]$) свыше 5 %, следует изменить ширину венца колеса, увеличить диаметр d_{e2} или назначить другие материалы для колёс и вид термообработки.

Проверочный расчёт конических колёс на изгибную выносливость производят по формуле

$$\sigma_{F2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2 Y_\beta Y_{F2} K_{F\beta} K_{Fv} K_{F\alpha}}{\Theta_F d_1 b m u_\phi} \leq [\sigma_F]_2 \quad (10)$$

где значения T_2 (Нм), b (мм), m (m_{te}) (мм), d_1 (мм), Θ_F , u_ϕ , $K_{F\beta}$ определены выше; Y_F – коэффициент формы зубьев. Определяется по графику на рисунке 7.6 в зависимости от эквивалентного числа зубьев при коэффициенте смещения $x = 0$; Y_β – коэффициент наклона зубьев. Для прямозубых колёс $Y_\beta = 1$, а для колес с круговыми зубьями

$$Y_\beta = 1 - (\beta_n / 140) \quad (11)$$

K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки. Определяется по таблице 7.5 с понижением точности на одну степень по сравнению с фактическим значением, определённым по таблице 7.6; $K_{F\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки

между зубьями. Для прямозубых передач $K_{F\alpha} = 1$, а с круговыми зубьями – определяют по графику на рисунке 7.5 б.

После определения значения σ_{F2} по выражению (10) находят значение

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} / Y_{F2} \leq [\sigma_{F1}] \quad (3.12)$$

Если имеет место перегрузка свыше 5 %, то увеличивают модуль зацепления $m_e(m_{te})$, пересчитывают значения зубьев Z_1 и Z_2 и повторяют проверочный расчет на изгибную выносливость без изменения делительного диаметра колеса d_{e2} .

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

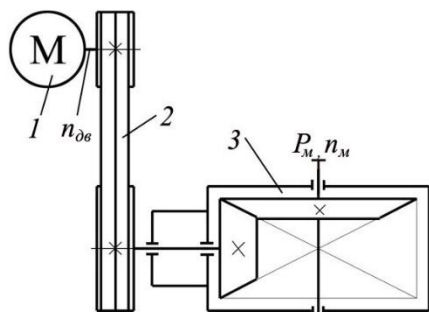


Рисунок 2 – Приводная станция:
1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор конический

Рассчитать приводную станцию:
крутящий момент на ведомом валу редуктора $T_2 = 235$ Нм; частота вращения ведомого вала $n_2 = 206$ мин⁻¹; передаточное число $u_2 = 2,5$; срок службы передачи в годах $L_T = 8,2$; коэффициент суточного использования $K_{сут} = 0,52$; коэффициент годового использования $K_{год} = 0,81$. Величину допускаемых напряжений принять из практической работы №7

Проектный расчет зубчатой передачи. Для изготовления зубчатых колес принимаем одну и ту же марку стали – сталь 40ХН, но с различной термообработкой. Для шестерни – улучшенная поковка с закалкой ТВЧ поверхности зубьев до твердости 48...53HRC

$$[\sigma_{H1}] = 1058,5 \cdot 1/1,2 = 882 \text{ МПа}, \quad [\sigma_{H2}] = 641 \cdot 1/1,1 = 582,7 \text{ МПа}.$$

Расчетное значение контактных напряжений

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) = 0,45(882 + 582,7) = 659 \text{ МПа} < 1,23[\sigma_{H2}] = 1,23 \cdot 582,7 = 716,72 \text{ МПа}.$$

Допускаемые изгибные напряжения

$$[\sigma_{F1}] = 650 \cdot 1 \cdot 1/1,75 = 371 \text{ МПа}, \quad [\sigma_{F2}] = 514 \cdot 1 \cdot 1/1,75 = 293 \text{ МПа}.$$

Внешний делительный диаметр колеса определяем по формуле

$$d_{e2} = 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot u_2 \cdot K_{H\beta}}{\Theta_H \cdot [\sigma_H]^2}},$$

В этом выражении коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине венца зубчатого колеса $K_{H\beta}$ определяем по графику на рисунке 1 б, т. к. $HV_2 \leq 350$. При использовании шариковых опор и коэффициенте ширины зубчатого венца

$$\psi_d = 0,166 \sqrt{u_2^2 + 1} = 0,166 \sqrt{2,5^2 + 1} = 0,45,$$

по кривой *Iш* находим $K_{H\beta} = 1,1$.

Для прямозубых конических колес коэффициент $\Theta_H = 0,85$.

Отсюда

$$d_{e2} = 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{235 \cdot 10^3 \cdot 2,5 \cdot 1,1}{0,85 \cdot 659^2}} = 197 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение $d_{e2} = 200$ мм.

Углы делительных конусов по выражению (3.2)

$$\delta_2 = \arctg U_2 = \arctg 2,5 = 68,2^\circ; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 68,2^\circ = 21,8^\circ.$$

Внешнее конусное расстояние по формуле (3.3)

$$R_e = d_{e2} / 2 \sin \delta_2 = 200 / 2 \cdot \sin 68,2^\circ = 107,7 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатого венца по формуле (3.4)

$$b_2 = K_{be} R_e \approx 0,285 R_e = 0,285 \cdot 107,7 = 30,69 \text{ мм,}$$

принимаем $b_2 = 32$ мм.

Тогда по выражению (3.5) внешний окружной модуль

$$m_e = \frac{14 T_2 \cdot 10^3 K_{F\beta}}{\Theta_F d_{e2} b_2 [\sigma_F]_2} = \frac{14 \cdot 235 \cdot 10^3 \cdot 1,15}{0,85 \cdot 200 \cdot 32 \cdot 293} = 2,374 \text{ мм,}$$

где $K_{F\beta} = 1 + (K_{H\beta} - 1)1,5 = 1 + (1,1 - 1) \cdot 1,5 = 1,15$ – коэффициент концентрации нагрузки; $\Theta_F = 0,85$ – коэффициент вида конических колес по напряжениям изгиба.

По стандарту принимаем $m_e = 2,5$ мм.

Число зубьев шестерни и колеса по выражению

$$z_2 = d_{e2} / m_e = 200 / 2,5 = 80; \quad z_1 = z_2 / u_2 = 80 / 2,5 = 32.$$

Фактическое передаточное число

$$u_{2\phi} = z_2 / z_1 = 80 / 32 = 2,5 \text{ – совпадает с исходным,}$$

поэтому углы делительных конусов не изменятся:

$$\delta_2 = \arctg u_{2\phi} = \arctg 2,5 = 68,2^\circ; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 68,2^\circ = 21,8^\circ.$$

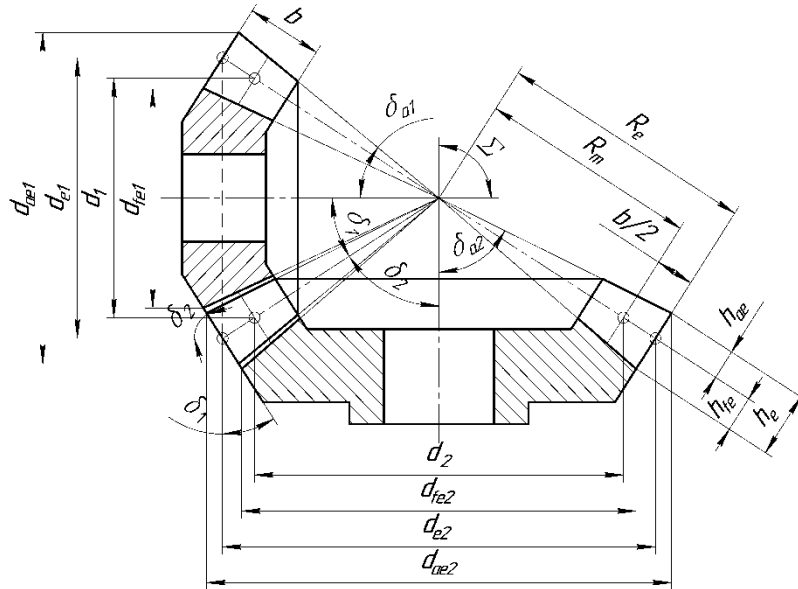


Рисунок 3 –Схема конического зацепления

Делительные диаметры зубчатых колес

$$d_{e1} = m_e z_1 = 2,5 \cdot 32 = 80 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_e z_2 = 2,5 \cdot 80 = 200 \text{ мм};$$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5 \sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2} = 0,5 \sqrt{80^2 + 200^2} = 107,7 \text{ мм}.$$

Среднее конусное расстояние

$$R = R_e - 0,5b = 107,7 - 0,5 \cdot 32 = 91,7 \text{ мм};$$

Средние делительные диаметры колес

$$d_1 = 0,857 d_{e1} = 0,857 \cdot 80 = 68,56 \text{ мм};$$

$$d_2 = 0,857 d_{e2} = 0,857 \cdot 200 = 171,4 \text{ мм}.$$

Проверочный расчет конической передачи.

Расчетное контактное напряжения по выражению

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_1 u_{2\phi}} \sqrt{\frac{2T_2 \cdot 10^3 K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha} \sqrt{u_{2\phi}^2 + 1}}{\Theta_H b}} \leq [\sigma_H],$$

где $Z_M = 275$ – коэффициент, учитывающий механические свойства материала колёс; $Z_H = 1,76$ – коэффициент формы сопряженных зубьев;

$Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha)/3} = \sqrt{(4 - 1,74)/3} = 0,868$ – коэффициент суммарной длины контактных линий при коэффициенте торцового перекрытия

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \left[1,88 - 3,2 \left(1/z_1 + 1/z_2 \right) \right] = \\ &= \left[1,88 - 3,2 (1/32 + 1/80) \right] = 1,74; \end{aligned}$$

$K_{H\gamma}=1,16$ – коэффициент динамической нагрузки. Определяем по таблицам 7.6 и 7.5 при 6-й степени точности изготовления и окружной скорости

$$V_1 = \pi d_2 n_2 / 60 \cdot 10^3 = 3,14 \cdot 171,4 \cdot 516 / 6 \cdot 10^4 = 4,63 \text{ м/с};$$

$K_{H\alpha} = 1,0$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями (рисунок 5а).

Отсюда

$$\sigma_H = \frac{275 \cdot 1,76 \cdot 0,868}{68,56 \cdot 2,5} \sqrt{\frac{2 \cdot 235 \cdot 10^3 \cdot 1,1 \cdot 1,16 \cdot 1,0 \cdot \sqrt{2,5^2 + 1}}{0,85 \cdot 32}} = 597,2 \text{ МПа} < [\sigma_H].$$

Проверочный расчёт конических колёс на изгибную выносливость выполняем по формуле (3.10)

$$\sigma_{F2} = \frac{2 \cdot 10^3 T Y_{\beta} Y_{F2} K_{F\beta} K_{Fv} K_{F\alpha}}{\Theta_F d_1 b m_e u_{2\phi}} \leq [\sigma_F]_2,$$

где Y_F – коэффициент формы зубьев (для заданного числа зубьев по графику на рисунке 7.6 при $x = 0$ принимаем: $Y_{F1}=3,85$ и $Y_{F2} = 3,74$); $Y_{\beta} = 1$ – коэффициент, учитывающий угол наклона зубьев; $K_{Fv} = 1,13$ – коэффициент динамической нагрузки (таблица 7.5); $K_{F\alpha} = 1,0$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (рисунок 5 б).

Отсюда

$$\sigma_{F2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 235 \cdot 1 \cdot 3,74 \cdot 1,15 \cdot 1,13 \cdot 1,0}{0,85 \cdot 68,56 \cdot 32 \cdot 2,5 \cdot 2,5} = 196 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} / Y_{F2} = 196 \cdot 3,85 / 3,74 = 201,75 < [\sigma_{F2}] = 293 \text{ МПа}.$$

Таким образом, прочность зацепления обеспечена, как по контактными напряжениями, так и по напряжениям изгиба.

ВОПРОСЫ И ЗАДАНИЯ

ЗАДАНИЯ

По результатам практической работы № 6 выполнить расчет закрытого конического зубчатого зацепления на прочность (схема 2).

Материал колес, вид термообработки, срок службы, коэффициент суточного и годового использования принять по таблице 1 в соответствии личным вариантом.

Таблица 1 – Исходные данные

Вариант *	$P_m, \text{ кВт}$	$n_m, \text{ мин}^{-1}$	Срок службы $L, \text{ лет}$	$K_{сут}$	$K_{год}$	Материал (термообработка)	
						шестерни	колеса

1	3,4	118	7,2	0,68	0,72	сталь 40X (У+ТВЧ)	сталь 40X (У)
2	3,8	133,9	6,8	0,75	0,56	сталь 40ХН (У)	сталь 50 (Н)
3	3,4	108,6	7,5	0,82	0,47	сталь 40X (У+ТВЧ.)	сталь 35ХГСА (У)
4	2,6	130	8,1	0,62	0,53	сталь 35ХГСА (У)	Сталь 40ХН (У)
5	2,95	112	5,6	0,82	0,64	сталь 35ХГСА (ТВЧ)	сталь 40ХН (У)
6	3,6	116	7,3	0,72	0,61	сталь 35ХМ (У+ТВЧ)	сталь 40ХН (У)
7	3,84	162	6,5	0,79	0,72	сталь 40X (У)	сталь 50 (Н)
8	3,46	130	7,8	0,67	0,59	сталь 40X (А)	сталь 35ХГСА (У)
9	2,54	94	6,8	0,77	0,65	сталь 45 (ТВЧ)	сталь 35ХМ (У)
10	2,68	115	7,5	0,66	0,75	сталь 40X (У)	сталь 50 (Н)

*Вариант подбирается по номеру студента в списке группы.

ВОПРОСЫ:

1. В каких случаях применяют конические зубчатые передачи?
2. Какими преимуществами обладают конические колеса с круговыми зубьями по сравнению с прямозубыми?
3. Какими недостатками обладают конические колеса с круговыми зубьями по сравнению с прямозубыми?
4. Является ли модуль зацепления постоянной величиной для конических зубчатых колес?
5. Какое максимальное передаточное число рекомендуется для одной пары зубчатых конических передач?
6. Какие усилия возникают в зацеплении конических колес?
7. Как направлены силы, действующие в зацеплении конических колес?
8. По какому сечению зуба производят расчет на контактную выносливость и изгиб конических колес? Какой модуль характеризует размеры этого сечения?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Детали машин и основы конструирования: учебник для бакалавров / под ред. Г.И. Рощина, Е.А. Самойлова. – М.: Изд-во Юрайт, 2013. – 415 с. – Серия: Бакалавр. Базовый курс.
2. Хруничева Т.В. Детали машин: типовые расчеты на прочность: учебное пособие. – М.: ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2011. – 224 с.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 10

ПРОЕКТНЫЙ И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ

Цель работы: изучение методики расчета червячных зубчатых передач.

Знания, умения и владения, приобретаемые студентами в результате освоения темы, формируется в рамках компетенции ОПК-1– способен решать производственные и (или) исследовательские задачи профессиональной деятельности с учетом основных требований и потребностей нефтегазовой отрасли.

Актуальность темы. Червячные зубчатые передачи являются наиболее распространенным видом передач, позволяющим поворачивать движение на 90^0 при повышенном передаточном отношении.

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Червяки изготавливаются из тех же марок сталей, что и зубчатые колёса. Наилучшее качество работы передач обеспечивают червяки, изготовленные из цементированных сталей (20Х, 12ХН3А, 18ХГТ) с твёрдостью после закалки 57...64 HRC, и сталей 45, 40Х, 40ХН с поверхностной или объёмной закалкой до твёрдости 45...56 HRC. При этом необходима шлифовка и полировка рабочих поверхностей витков червяка.

Червячные колёса изготавливаются преимущественно из бронзы. Марка бронзы выбирается в зависимости от скорости скольжения V_s , ожидаемое значение которой ориентировочно определяется по выражению

$$V_s \approx 4,3 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2}, \quad (1)$$

где n_1 – частота вращения червяка, мин^{-1} ; T_2 – крутящий момент на колесе, Нм.

В таблице 1 приведены механические характеристики некоторых бронз и чугунов, которые условно делятся на три группы:

группа I – оловянистые бронзы (применяются при скоростях скольжения выше 5 м/с);

группа II – безоловянистые бронзы (применяются при скоростях скольжения от 2 м/с до 5 м/с);

группа III – серые чугуны (при скоростях скольжения до 2 м/с).

Червячные колёса чаще изготавливают составными: венец из бронзы, а колёсный центр из стали, реже – из чугуна.

Допускаемые контактные напряжения (МПа) для колёс из **оловянистых** бронз (группа I), определяют по выражению

$$[\sigma_n]_2 = 0,9\sigma_\sigma C_v K_{HL}, \quad (2)$$

где σ_σ – предел прочности бронзы при растяжении (таблица 4.1); C_v – коэффициент, учитывающий износ зубьев колёс (таблица 2); K_{HL} – коэффициент долговечности.

Таблица 1 – Материалы для червячных колес

Группа	Марка бронзы	Способ отливки	σ_σ , МПа	σ_m , МПа	Скорость скольжения, м/с
I	БрОФ10-1	К	275	200	> 5
		З	230	140	
	БрОФН БрОЦС6-6	Ц	290	170	
		К	200	90	
II	БрАЖ9-4	Ц	530	245	2...5
		К	500	230	
		З	425	195	
	БрАЖН10-4	Ц	700	460	
		К	650	430	
III	СЧ18	З	335	–	< 2
	СЧ15	З	315	–	

Примечание: способ отливки: Ц – центробежный; К – в кокиль; З – в землю

Таблица 2 – Зависимость коэффициента C_v от скорости скольжения

V_s , м/с	1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

Коэффициент долговечности находят по зависимости

$$K_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / N_{HE2}}, \quad (3)$$

где N_{HE2} – эквивалентное число циклов перемен напряжений для зубьев червячного колеса. При постоянном режиме работы

$$N_{HE2} = 60n_2t, \quad (4)$$

где n_2 – частота вращения червячного колеса, мин^{-1} ; t – срок службы передачи, час.

Срок службы передачи в часах

$$t = \Gamma \cdot 365 \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}} \cdot K_{\text{год}}, \quad (5)$$

где Γ – срок службы передачи в годах; $K_{\text{сут}}$ – коэффициент использования передачи в течение суток; $K_{\text{год}}$ – коэффициент использования передачи в течение года.

Если в результате расчета окажется, что $N_{HE2} < 10^7$, то принимают $K_{HL} = 1$. При неограниченном сроке службы передачи или $N_{HE2} \geq 25 \cdot 10^7$ принимают $K_{HL} = 0,67$.

Допускаемые контактные напряжения (МПа) для колёс из **безоловянистых бронз** и **чугунов** определяют из условия сопротивления зубьев заеданию, и в зависимости от скорости скольжения находят по выражениям:

для безоловянистых бронз (группа II)

$$[\sigma_H]_2 = 300 - 25V_S, \quad (6)$$

для серого чугуна (группа III)

$$[\sigma_H]_2 = 275 - 25V_S, \quad (7)$$

где скорость скольжения V_S находят по выражению (1).

Допускаемые напряжения изгиба для всех марок бронз и латуней при не-реверсивной передаче определяют по зависимости

$$[\sigma_F]_2 = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_\sigma)K_{FL}, \quad (8)$$

а для реверсивной передачи

$$[\sigma_F]_2 = 0,16\sigma_\sigma K_{FL}, \quad (9)$$

где σ_σ и σ_T – предел прочности при растяжении и предел текучести бронзы (таблица 1);

K_{FL} – коэффициент долговечности, который находится по формуле

$$K_{FL} = \sqrt[3]{10^6 / N_{FE2}}, \quad (10)$$

Величину N_{FE2} определяют по выражению (4.4). Если окажется, что $N_{FE} < 10^6$, то принимают $K_{FL} = 1$. При неограниченном сроке службы передачи или $N_{FE2} > 25 \cdot 10^7$ принимают $K_{FL} = 0,543$.

Для чугунов

$$[\sigma_F]_2 = 0,12\sigma_{bu}K_{FL}, \quad (11)$$

где σ_{bu} – предел прочности чугуна при изгибе (таблица 1).

Проектный расчёт червячной передачи. Расчёт производится на основании известных величин: $T_2(\text{Нм})$, $[\sigma_{H2}](\text{МПа})$, и.

Межосевое расстояние передачи (мм) определяют по формуле

$$a_w = 61 \cdot \sqrt[3]{T_2 \cdot 10^3 / [\sigma_{H2}]^2}, \quad (12)$$

Полученное значение согласуют со стандартным рядом (ГОСТ 2144-76): 40, 50, 63, 80, 100, 125, 140, 160, 180, 200, 250, 315, 400 мм.

Число зубьев колеса находят по выражению

$$z_2 = z_1 \cdot u,$$

где z_1 – число заходов червяка, которое зависит от передаточного числа (таблица 3).

Таблица 3 – Зависимость числа заходов червяка от передаточного числа

u	от 8 до 14	от 14 до 30	свыше 30
z_1	4	2	1

Модуль зацепления (мм) определяют по формуле

$$m \approx (1,4 \div 1,7) a_w / z_2, \quad (3)$$

и согласуют со стандартными значениями (ГОСТ 2144-76): 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0 мм (1-й ряд); 3,0; 3,5; 6,0; 7,0; 12,0 (2-й ряд).

Коэффициент диаметра червяка находят по зависимости

$$q \geq (0,212 \div 0,25) z_2, \quad (14)$$

и согласуют со стандартными значениями (ГОСТ 2144-76): 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0 (1-й ряд); 7,1; 9,0; 11,2; 14,0; 18,0 (2-й ряд).

Для получения стандартной передачи можно воспользоваться данными, приведенными в таблице 4. Если невозможно получить сочетание a_w , m , q , z_1 и z_2 , указанное в этой таблице, а необходимо сохранить заданное межосевое расстояние, то применяют червячные передачи со смещением (червяк нарезается без смещения, а смещаются зубья колеса).

При заданном межосевом расстоянии коэффициент смещения находят по формуле

$$x = (a_w / m) - 0,5(q + z_2). \quad (15)$$

По условию отсутствия подрезания зубьев колеса рекомендуется принимать $-1 \leq X \leq +1$. Если это условие не выполняется, то изменяют значение z_2 в пределах 1...2 зуба, и определяют фактическое передаточное число $u_{\phi} = z_2 / z_1$, которое может отличаться от заданного в пределах $\pm 4 \%$.

Таблица 4 – Основные параметры цилиндрических червячных передач

Межосевое расстояние $a_w, мм$	Модуль $m, мм$	Коэффициент q	$z_2 : z_1 = u$
50	2,5	8	32 : 4; 32 : 2; 32 : 1
	2	10	40 : 4; 40 : 2; 40 : 1
63	3,15	8	32 : 4; 32 : 2; 32 : 1
80	4	8	32 : 4; 32 : 2; 32 : 1
100	5	8	32 : 4; 32 : 2; 32 : 1
	4	10	40 : 4; 40 : 2; 40 : 1
125	5	10	40 : 4; 40 : 2; 40 : 1
	4	12,5	50 : 4; 50 : 2; 50 : 1
140	5	16	40 : 4; 40 : 2; 50 : 1
	5	10	46 : 4; 46 : 2; 46 : 1
160	8	8	32 : 4; 32 : 2; 32 : 1
200	10	8	32 : 4; 32 : 2; 32 : 1
	8	10	40 : 4; 40 : 2; 40 : 1
250	12,5	8	32 : 4; 32 : 2; 32 : 1
	10	10	40 : 4; 40 : 2; 40 : 1
	8	12,5	50 : 4; 50 : 2; 50 : 1
280	10	16	40 : 4; 40 : 2; 40 : 1
	10	10	46 : 4; 46 : 2; 46 : 1
400	20	8	32 : 4; 32 : 2; 32 : 1
	16	10	40 : 4; 40 : 2; 40 : 1
500	20	10	40 : 4; 40 : 2; 40 : 1

Геометрические параметры червяка и колеса находят по формулам:
делительный диаметр

$$d_1 = qm; d_2 = mz_2,$$

начальный диаметр

$$d_{w1} = m(q + 2x); d_{w2} = mz_2,$$

диаметр вершин витков червяка и зубьев колеса

$$d_{a1} = d_1 + 2m; d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x),$$

диаметр впадин витков червяка и зубьев колёса

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m; d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 + x),$$

наибольший диаметр колеса

$$d_{am2} \geq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2),$$

длина нарезной части червяка

$$b_1 \geq (12 + 0,1z_2)m + 25\text{мм} \text{ при } z_1 = 1; 2;$$

$$b_2 \geq (13 + 0,1z_2)m + 25\text{мм} \text{ при } z_1 = 4;$$

ширина венца червячного колеса

$$b_2 \geq 0,75d_{a1} \text{ при } z_1 = 1; 2;$$

$$b_2 \geq 0,67d_{a1} \text{ при } z_1 = 4. \text{ p}$$

Проверочный расчёт червячной передачи. Проверочный расчёт червячной передачи выполняется для подтверждения правильности выбора табличных величин, коэффициентов и полученных результатов в проектном расчёте. При неудовлетворительном результате следует изменить параметры передачи.

Первоначально уточняется коэффициент полезного действия червячной передачи

$$\eta_{\phi} = \text{tg} \gamma / \text{tg}(\gamma + \varphi), \quad (16)$$

где γ – делительный угол подъёма витка червяка; φ – угол трения.

Угол подъема витка червяка находят по формуле

$$\text{tg} \gamma = z_1 / q \quad (17)$$

Угол трения зависит от фактической скорости скольжения (м/с)

$$V_{s\phi} = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 10^3 \cos \gamma), \quad (18)$$

и определяется по данным таблицы 4.5.

Таблица 5 – Значения угла трения

$V_{s\phi}, \text{м/с}$	φ	$V_{s\phi}, \text{м/с}$	φ	$V_{s\phi}, \text{м/с}$	φ
0,1	4°30'–5°10'	1,5	2°20'–2°50'	3,0	1°30'–2°00'
0,5	3°10'–3°40'	2,0	2°00'–2°30'	4,0	1°20'–1°40'
1,0	2°30'–3°10'	2,5	1°40'–2°20'	7,0	1°00'–1°30'

Уточняют вращающий момент на колесе

$$T_{2\phi} = T_1 \cdot u_{\phi} \cdot \eta_{\phi}, \quad (19)$$

и допускаемые контактные напряжения (МПа) для безоловянистых бронз и чугуна

$$[\sigma_{H2}]_{\phi} = 300 - 25V_{s\phi}, \quad [\sigma_{H2}]_{\phi} = 275 - 25V_{s\phi}.$$

Для оловянистых бронз $[\sigma_{H2}] = [\sigma_{H2}]_{\phi}$, т. е. сохраняют свои значения.

Проверяют контактные напряжения для зубьев червячного колеса

$$\sigma_{H2} = \frac{170q}{z_2} \sqrt{\left[\frac{(z_2/q) + 1}{a_w} \right]^3 T_{2\phi} \cdot 10^3 K_{H\beta} K_{HV}} \leq [\sigma_{H2}]_{\phi}, \quad (20)$$

где значения $T_2(Нм)$, $a_w(мм)$, q , z_2 , $[\sigma_{H2}]_ф$ (МПа) определены выше;
 $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки. При постоянной нагрузке $K_{H\beta} = 1$. При переменной – $K_{H\beta} = 1 + (z_2 / \theta)^3 (1 - x)$, где θ – коэффициент деформации червяка (таблица 6); x – коэффициент, отражающий характер нагрузки ($x \approx 0,6$); K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки. При скорости скольжения $V_s \leq 3 м/с$ – $K_{HV} \approx 1$, при $V_s > 3 м/с$ – $K_{HV} \approx 1,1 \dots 1,3$.

Таблица 6 – Зависимость коэффициента деформации червяка от z_1 и q

Число за- ходов, z_1	$q=8$	$q=9$	$q=10$	$q=11$	$q=12$	$q=12.5$	$q=14$
1	72	89	108	127	147	157	190
2	57	71	86	102	118	125	152
4	47	58	70	82	95	101	123

По результатам расчёта допускается недогрузка передачи не более 15 % и перегрузка до 5 %. Если эти условия не выполняются, необходимо изменить материал колеса.

Проверка по напряжениям изгиба ведётся по выражению

$$\sigma_{F2} = \frac{1,5 T_2 \cdot 10^3 Y_{F2} K_{F\beta} K_{FV} \cos \gamma}{d_1 d_2 m} \leq [\sigma_F]_2, \quad (21)$$

где значения $T_2(Нм)$, $d_1(мм)$, $d_2(мм)$, $m(мм)$, $\gamma(град)$ – определены выше; Y_{F2} – коэффициент формы зуба колеса. Определяется по таблице 7 в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma$.

Коэффициенты $K_{F\beta}$ и K_{FV} имеют те же значения, что $K_{H\beta}$ и K_{HV} , т. е. $K_{F\beta} = K_{H\beta}$, $K_{FV} = K_{HV}$.

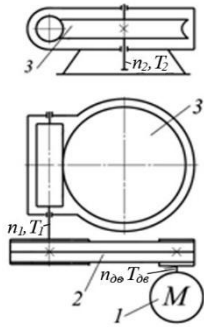
Таблица 7 – Коэффициент формы зуба червячного колеса

z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,77	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

Как правило, проверка по напряжениям изгиба обеспечивает положительный результат. При невыполнении условия (21) следует увеличить модуль зацепления или применить более прочный материал.

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

Рассчитать червячную передачу одноступенчатого редуктора общего назначения по следующим исходным данным: крутящий момент на червячном



колесе $T_2 = 292$ Нм; частота вращения червяка $n_1 = 1440$ мин⁻¹; частота вращения червячного колеса $n_2 = 72$ мин⁻¹; передаточное число $u_2 = 20$; срок службы передачи в годах $L_T = 8,2$; коэффициент суточного использования $K_{сут} = 0,52$; коэффициент годового использования $K_{год} = 0,81$.

Рисунок 1 – Приводная станция:

1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор

Проектный расчет передачи.

По таблице 4.3 при $u_2 = 20$ принимаем число заходов червяка $z_1 = 2$, тогда число зубьев колеса $z_2 = z_1 \cdot u_2 = 2 \cdot 20 = 40$.

Ориентировочное значение скорости скольжения по формуле

$$v_s = 4,3 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 4,3 \cdot 10^{-4} \cdot 1440 \sqrt[3]{292} = 4,12 \text{ м/с}.$$

При такой окружной скорости принимаем по таблице 4.1 для венца червячного колеса безоловянистую бронзу БрА9ЖЗЛ (отливка в кокиль).

В качестве материала червяка принимаем сталь 20Х, термообработка – улучшение заготовки до HB300...400, цементация и закалка витков до HRC57...63 с последующей шлифовкой и полировкой.

Допускаемые контактные напряжения для безоловянистых бронз определяем по формуле (4.6):

$$[\sigma_H]_2 = 300 - 25V_s = 300 - 25 \cdot 4,12 = 197 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения изгиба по выражению (4.8)

$$[\sigma_F]_2 = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_s) K_{FL},$$

где $\sigma_b = 500$ МПа, $\sigma_T = 230$ МПа – предел прочности и предел текучести материала колеса;

K_{FL} – коэффициент долговечности. Определяется по выражению

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N_{FE2}},$$

где N_{FE2} – эквивалентное число циклов перемен напряжений:

$$N_{HE1} = 60n_2t,$$

где $n_2 = 72 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения червячного колеса; t – срок службы передачи в часах:

$$t = L \cdot 365 \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}} \cdot K_{\text{год}},$$

где L – срок службы передачи в годах; $K_{\text{сут}}$ – коэффициент использования передачи в течение суток; $K_{\text{год}}$ – коэффициент использования передачи в течение года:

$$t = 8,2 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 0,52 \cdot 0,81 = 30256 \text{ час}.$$

Отсюда эквивалентное число циклов перемен напряжений:

$$N_{\text{HE1}} = 60 \cdot 72 \cdot 30256 = 130,7 \cdot 10^6.$$

Тогда

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / 130,7 \cdot 10^6} = 0,582,$$

что входит в рекомендуемый предел $0,543 < K_{FL} < 1$.

Отсюда допускаемое напряжение изгиба

$$[\sigma_F]_2 = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_\sigma) K_{FL} = (0,25 \cdot 230 + 0,08 \cdot 500) \cdot 0,582 = 56,8 \text{ МПа},$$

Межосевое расстояние передачи по выражению (4.12):

$$a_w = 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{[\sigma_\sigma]_2^2}} = 61 \cdot \sqrt{\frac{292 \cdot 10^3}{197^2}} = 120,8 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 2144-76 принимаем $a_w = 125 \text{ мм}$.

Предварительное значение модуля зацепления

$$m = (1,4 \dots 1,7) a_w / z_2 = (1,4 \dots 1,7) \cdot 125 / 40 = 4,4 \dots 5,3 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 2144-76 принимаем $m = 5 \text{ мм}$.

Предварительное значение коэффициента диаметра червяка

$$q \geq 0,25 z_2 = 0,25 \cdot 40 = 10.$$

Принимаем по ГОСТ 2144-76 $q = 10$.

Значения a_w , z_1 , z_2 , u_2 , m и q рекомендуется согласовать с данными таблицы 4.4.

Геометрические параметры червячной передачи:

делительные диаметры

$$d_1 = qm = 10 \cdot 5 = 50 \text{ мм}; \quad d_2 = mz_2 = 5 \cdot 40 = 200 \text{ мм};$$

диаметры вершин витков червяка и зубьев колеса

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 50 + 2 \cdot 5 = 60 \text{ мм}; \quad d_{a2} = d_2 + 2m = 200 + 2 \cdot 5 = 210 \text{ мм};$$

диаметры впадин витков червяка и зубьев колеса

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 50 - 2,4 \cdot 5 = 38 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 200 - 2,4 \cdot 5 = 188 \text{ мм};$$

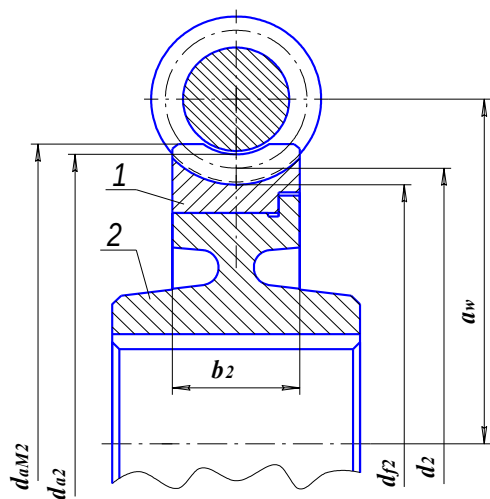


Рисунок 2 – Схема червячного колеса

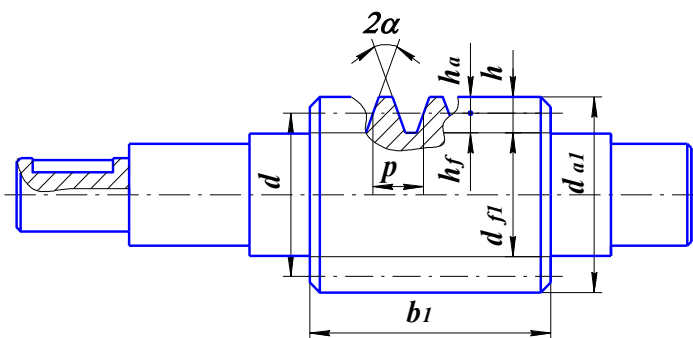


Рисунок 3 – Схема червяка

наибольший диаметр колеса

$$d_{am2} \geq d_{a2} + 6m / (z_1 + 2) = 210 + 6 \cdot 5 / (2 + 2) = 217,5 \text{ мм};$$

длина нарезной части червяка

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m + 25 = (11 + 0,06 \cdot 40) \cdot 5 + 25 = 92 \text{ мм};$$

ширина венца червячного колеса

$$b_2 \geq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 60 = 45 \text{ мм}.$$

Проверочный расчет червячной передачи

Угол подъема витка червяка

$$\operatorname{tg} \gamma = z_1 / q = 2 / 10 = 0,2;$$

следовательно

$$\gamma = \operatorname{arctg} 0,2 = 11,31^\circ.$$

Фактическая скорость скольжения

$$V_{sf} = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 10^3 \cos \gamma) = 3,14 \cdot 50 \cdot 1440 / (60 \cdot 10^3 \cdot \cos 11,31^\circ) = 3,9 \text{ м/с}.$$

Уточним коэффициент полезного действия червячной передачи

$$\eta_\phi = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \phi) = \operatorname{tg} 11,31^\circ / \operatorname{tg}(11,31^\circ + 1,5^\circ) = 0,88,$$

где $\phi = 1,5^\circ$ – делительный угол подъема витка червяка при скорости скольжения 3,9 м/с (таблица 5).

Уточним допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H]_{2\phi} = 300 - 25V_{sf} = 300 - 25 \cdot 3,9 = 202,5 \text{ МПа}.$$

Действительное контактное напряжение для зубьев червячного колеса

$$\sigma_{H2} = \frac{170q}{z_2} \sqrt{\left[\frac{(z_2/q) + 1}{a_w} \right]^3 T_{2\phi} \cdot 10^3 K_{H\beta} K_{HV}} =$$

$$= \frac{170 \cdot 10}{40} \sqrt{\left[\frac{(40/10) + 1}{125} \right]^3 292 \cdot 10^3 \cdot 1,1, 1} = 187 \text{ МПа} < [\sigma_H]_{2\phi} = 202,5 \text{ МПа}.$$

где $K_{H\beta} = 1$ – коэффициент концентрации нагрузки; $K_{HV} = 1,1$ – коэффициент динамической нагрузки.

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{1,5T_2 \cdot 10^3 Y_{F2} K_{F\beta} K_{FV} \cos \gamma}{d_1 d_2 m} =$$

$$= \frac{1,5 \cdot 292 \cdot 10^3 \cdot 1,52 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot \cos 11,31^\circ}{50 \cdot 200 \cdot 5} = 14,36 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2,$$

где $Y_{F2} = 1,52$ – коэффициент формы при эквивалентном числе зубьев колеса $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma = 40 / \cos^3 11,31^\circ = 42,4$.

Таким образом, прочность зацепления обеспечена, как по контактным напряжениям, так и по напряжениям изгиба.

ВОПРОСЫ И ЗАДАНИЯ

ЗАДАНИЯ

По результатам практической работы № 6 выполнить расчет закрытого червячного зубчатого зацепления на прочность (схема 3).

Материал колес, вид термообработки, срок службы, коэффициент суточного и годового использования принять по таблице 8 в соответствии личным вариантом.

Таблица 8 – Исходные данные

Вариант*	P_m , кВт	n_m , мин ⁻¹	Срок службы L , лет	$K_{сум}$	$K_{год}$	Материал	
						червяка	колеса
1	1,8	52,5	7,2	0,68	0,72	выбрать самостоятельно	
2	2,35	36	6,8	0,75	0,56	выбрать самостоятельно	
3	3,33	31	7,5	0,82	0,47	выбрать самостоятельно	
4	1,65	30	8,1	0,62	0,53	выбрать самостоятельно	
5	2,38	37	5,6	0,82	0,64	выбрать самостоятельно	
6	2,4	86	7,3	0,72	0,61	выбрать самостоятельно	
7	2,22	46	6,5	0,79	0,72	выбрать самостоятельно	
8	1,63	33	7,8	0,67	0,59	выбрать самостоятельно	

9	2,43	32	6,8	0,77	0,65	выбрать самостоятельно
10	3,25	38	7,5	0,66	0,75	выбрать самостоятельно

*Вариант подбирается по номеру студента в списке группы.

ВОПРОСЫ:

1. В чём заключается принцип действия червячной передачи?
2. Каковы достоинства и недостатки червячных передач?
3. Почему червячные передачи не рекомендуют применять при больших мощностях?
4. Из каких соображений выбирают число заходов червяка?
5. Почему червячная передача работает с повышенным скольжением? Как скольжение влияет на работу передачи?
6. Почему КПД червячной передачи меньше, чем у зубчатой передачи? Способы его повышения?
7. Какие материалы и почему применяют для изготовления червяка?
8. Какие материалы и почему применяют для изготовления венца червячного колеса?
9. Почему при расчете на прочность за основу принимают свойства материала червячного колеса?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Детали машин и основы конструирования: учебник для бакалавров / под ред. Г.И. Рощина, Е.А. Самойлова. – М.: Изд-во Юрайт, 2013. – 415 с. – Серия: Бакалавр. Базовый курс.
2. Хруничева Т.В. Детали машин: типовые расчеты на прочность: учебное пособие. – М.: ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2011. – 224 с.

ИЗУЧЕНИЕ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ РЕДУКТОРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: изучение методики расчета и проектирования валов редукторных механизмов.

Знания, умения и владения, приобретаемые студентами в результате освоения темы, формируется в рамках компетенции ОПК-1– способен решать производственные и (или) исследовательские задачи профессиональной деятельности с учетом основных требований и потребностей нефтегазовой отрасли.

Актуальность темы. Расчет валов является определяющим для последующего расчета подшипников, шпонок, размеров зубчатых колес.

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Одним из промежуточных этапов проектирования механических передач является предварительный (ориентировочный) расчет и конструирование валов редукторного механизма.

Основной расчетной нагрузкой валов являются вращающие T и изгибающие M моменты, они вызывают кручение и изгиб вала.

Влияние сжимающих и растягивающих сил мало и, как правило, не учитывается. Для выполнения расчета вала необходимо знать его конструкцию (места приложения нагрузки, расположение опор и т.п.). В то же время разработка конструкции невозможна без хотя бы приближенной оценки его диаметров. Задача заключается в определении диаметров выходных концов валов, посадочных мест подшипников и зубчатых колес, заплечиков (буртиков) под подшипники качения и зубчатые колеса.

На начальном этапе диаметры участков валов определяются из расчета на чистое кручение по пониженному допускаемому напряжению $[\tau_{кр}]$, без учета влияния напряжений изгиба.

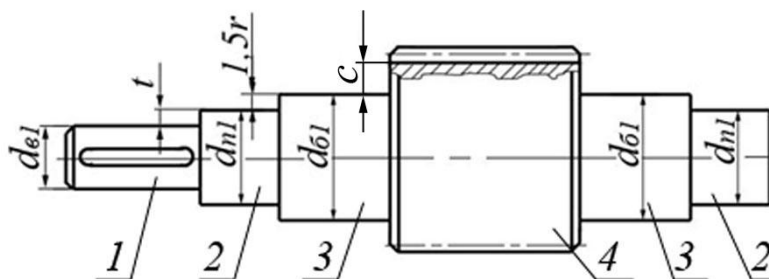


Рисунок 1 – Схема ведущего вала

На рисунке 1 показан ведущий (быстроходный) вал цилиндрического редуктора, состоящий из отдельных участков: 1 – выходной конец вала; 2 – участок вала под подшипник (шип); 3 – упорный буртик (заплечник), предназначенный для фиксации в осевом направлении подшипника; 4 – шестерня (вы-

полняется за одно целое с валом, если расстояние $c \leq 3m$, где m – модуль зацепления).

Диаметры отдельных участков этого вала определяют по эмпирическим формулам:

$$d_{e1} \geq (7...8)\sqrt[3]{T_B}; \quad d_{n1} \geq d + 2t; \quad d_{o1} \geq d_{n1} + 3r, \quad (1)$$

где d_{e1} – диаметр выходного конца вала; d_{n1} – диаметр вала под подшипником; d_{o1} – диаметр буртика; t – высота заплечника; r – радиус галтели; T_B – момент крутящий на быстроходном валу, Н·м.

Если выходной конец вала соединяется с валом электродвигателя при помощи ременной передачи, то d_{e1} необходимо увеличить на 5...6 мм.

Если выходной конец вала соединяется с валом электродвигателя при помощи муфты, то рекомендуется принимать $d_{e1} \geq (0,8...1,0)d_{oe}$, где d_{oe} – диаметр вала электродвигателя (определяется по справочным данным).

Ведомый (тихоходный) вал редуктора (рисунок 2) имеет конструкцию, аналогичную ведущему валу, только участок вала под зубчатое колесо ($d_{к2}$) выполняется отдельно от колеса.

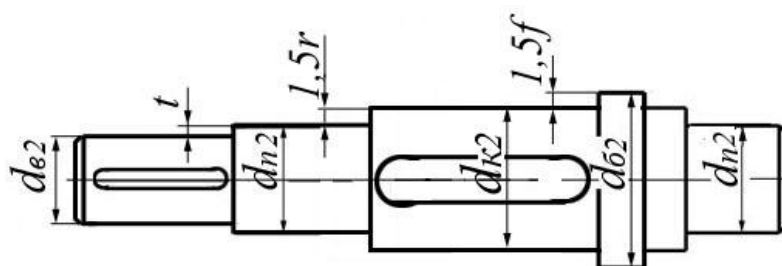


Рисунок 2 – Схема ведомого вала

Диаметры участков ведомого вала определяются по выражениям:

$$d_{e2} \geq (5...6)\sqrt[3]{T_T}; \quad d_{n2} \geq d_{e2} + 2t; \quad d_{к2} \geq d_{n2} + 3r; \quad d_{o2} \geq d_{к2} + 3f, \quad (2)$$

где d_{e2} – диаметр выходного конца вала; d_{n2} – диаметр вала под подшипником; $d_{к2}$ – диаметр вала под колесом; d_{o2} – диаметр буртика; t – высота заплечника; r – радиус галтели; f – размер фаски; T_T – момент крутящий на ведомом (тихоходном) валу редуктора, Н·м.

Вычисленные значения диаметров округляют в ближайшую большую сторону в соответствии с рядом чисел *Ra40*: 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150 мм.

Диаметр вала под подшипником, должен быть кратен цифре пять (20, 25, 30, 40, 45 мм и т. д.).

Высота заплечника, радиус галтели и размер фаски принимают в зависимости от диаметра вала d по таблице 1.

Таблица 1 – Значения параметров t, r, f

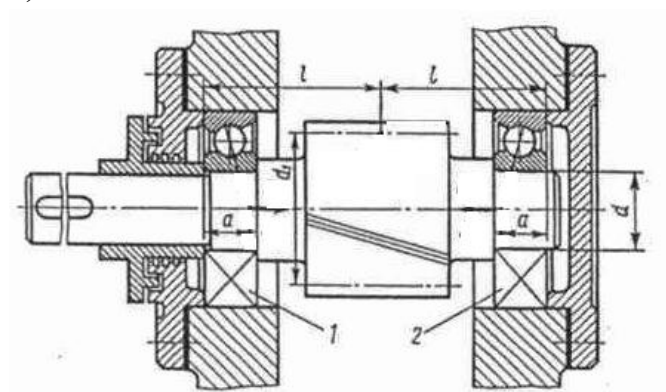
$d, \text{ мм}$	17-22	24-30	32-38	40-44	45-50	52-58	60-65	67-75	80-85	90-95
$t, \text{ мм}$	3	3,5	3,5	4	4	4,5	4,6	5,1	5,6	5,6
$r, \text{ мм}$	1,5	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	3,5	4
$f, \text{ мм}$	1	1	1,2	1,2	1,6	2	2	2,5	2,5	3

В качестве материала для осей и валов чаще всего применяют углеродистые и легированные стали (прокат, поковки и реже стальные отливки), так как они обладают высокой прочностью, способностью к поверхностному и объемному упрочнению. Также применяют высокопрочный модифицированный чугун и сплавы цветных металлов (в приборостроении). Для неответственных малонагруженных конструкций валов и осей применяют углеродистые стали без термической обработки. Ответственные тяжело нагруженные валы изготавливают из легированной стали 40ХНМА, 25ХГТ и др. Без термической обработки применяют стали 35 и 40, Ст5, Ст6, 40Х, 40ХН, 30ХНЗА, с термической обработкой – стали 45, 50 и др.

Практически конструкции валов разрабатываются параллельно с определением диаметров и назначением подшипников. При этом определяются расстояния между точками приложения нагрузок и возникновения опорных реакций. После определения опорных реакций и построения эпюр изгибающих и вращающих моментов выполняется проверочный расчет разработанной конструкции и, при необходимости, вносятся изменения.

На рисунке 3 в качестве примера представлен ведущий и ведомый вал цилиндрического редуктора.

а)



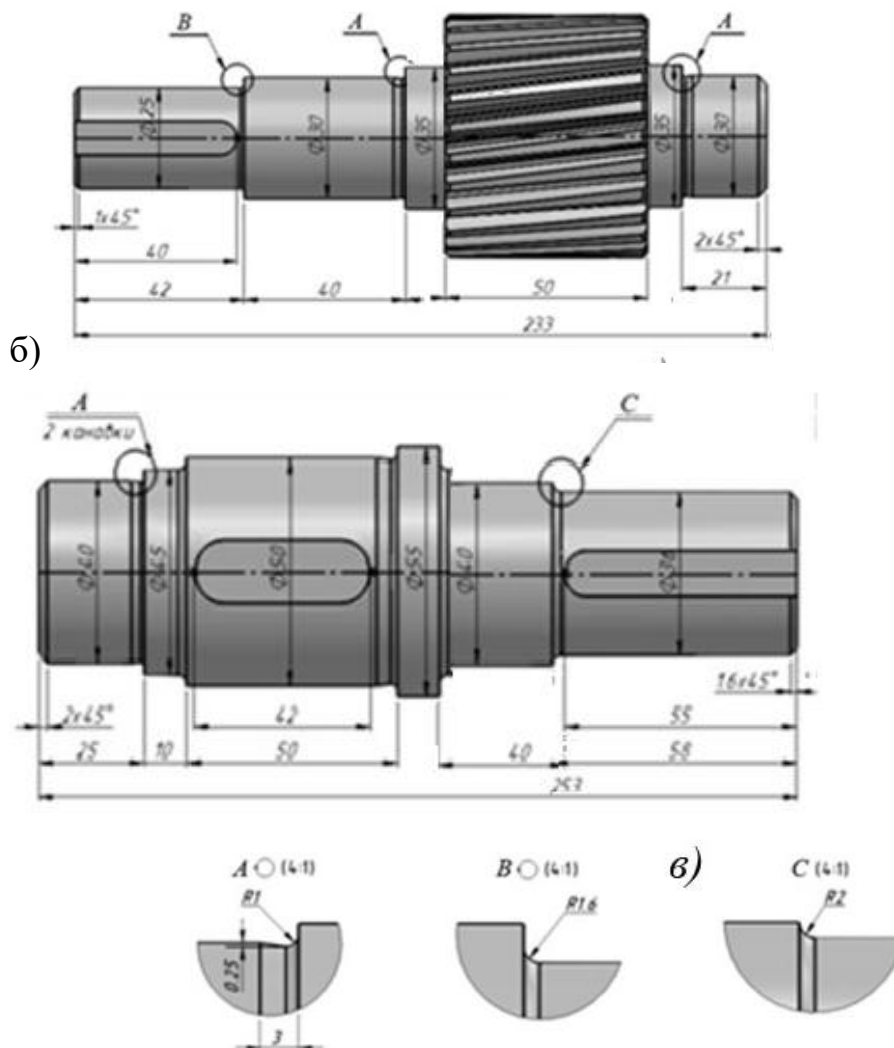


Рисунок 3 – Примеры конструктивного исполнения валов: *а* – ведущий вал в сборе с подшипниками; *б* – ведущий вал; *в* – ведомый вал

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

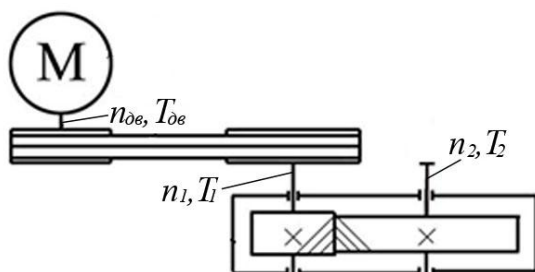


Рисунок 4 – Схема приводной станции

Рассчитать валы одноступенчатого цилиндрического редуктора, входящего в состав приводной станции (рисунок 4), если на этих валах действуют крутящие моменты: $T_1 = 137 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $T_2 = 526 \text{ Н} \cdot \text{м}$. (Величина крутящих моментов рассчитана в практической работе №6)

Прежде чем приступить к расчету, необходимо сконструировать ведущий вал в соответствии со схемой, показанной на рисунке 1.

Определим диаметр выходного конца ведущего вала по выражению (1)

$$d_{e1} \geq (7...8)\sqrt[3]{T_1} = (7...8)\sqrt[3]{137} = 36,1...41,24 \text{ мм.}$$

где T_1 – крутящий момент на быстроходном валу редуктора

Учитывая, что на выходном конце ведущего вала расположен шкив ременной передачи, из ряда чисел *Ra40* принимаем верхнее значение диаметра вала – $d_{e1} = 40$ мм.

Диаметр вала под подшипником

$$d_{n1} \geq d_{e1} + 2t = 40 + 2 \cdot 3,5 = 47 \text{ мм,}$$

где по таблице 1 при $d_{e1} = 40$ мм значение $t = 3,5$ мм.

Так как под подшипниками диаметры валов кратны цифре 5, то принимаем $d_{n1} = 45$ мм.

Диаметр буртика за подшипником

$$d_{o1} \geq d_{n1} + 3r = 45 + 3 \cdot 3 = 54 \text{ мм.}$$

где по таблице 1 при $d_{n1} = 45$ мм значение $r = 3$ мм.

Принимаем по ряду *Ra40* $d_{o1} = 55$ мм.

Расчет ведомого вала редуктора выполняем по той же методике, что и для ведущего вала. Принципиальное отличие конструкции ведомого вала заключается в наличии посадочного места под зубчатое колесо (рисунок 2). Поэтому на схеме появляется участок вала с диаметром $d_{к2}$ и упорный бурт диаметром d_{o2} .

Определим диаметр выходного конца вала:

$$d_{e2} \geq (5...6)\sqrt[3]{T_2} = (5...6)\sqrt[3]{526} = 40,36...48,43 \text{ мм.}$$

По ряду *Ra40* принимаем $d_{e2} = 48$ мм.

Диаметр вала под подшипником

$$d_{n2} \geq d_{e2} + 2t = 48 + 2 \cdot 4 = 56 \text{ мм,}$$

где по таблице 5.1 при $d_{e2} = 48$ мм $t = 4$ мм.

Так как под подшипниками диаметры валов кратны цифре 5, то принимаем $d_{n2} = 55$ мм.

Диаметр вала под колесом:

$$d_{к2} \geq d_{n2} + 3r = 55 + 3 \cdot 3 = 64 \text{ мм.}$$

Принимаем по ряду *Ra40* $d_{к2} = 65$ мм.

Диаметр буртика за колесом

$$d_{o2} \geq d_{к2} + 3f = 65 + 3 \cdot 2 = 71 \text{ мм,}$$

где $f = 2$ мм при $d_{к2} = 65$ мм по таблице 1.

Принимаем по ряду *Ra40* $d_{o2} = 70$ мм.

По этим данным можно разработать конструкцию и выполнить рабочий чертеж ведущего и ведомого вала редуктора. При этом учитываются дополнительные конструктивные элементы, выполняемые на поверхности вала: фаски, проточки, галтели и т.д. По аналогичной методике рассчитываются валы конических и червячных передач.

ВОПРОСЫ И ЗАДАНИЯ

ЗАДАНИЯ

В соответствии с личным вариантом и результатами кинематического и силового расчета приводной станции (практическая работа № 6):

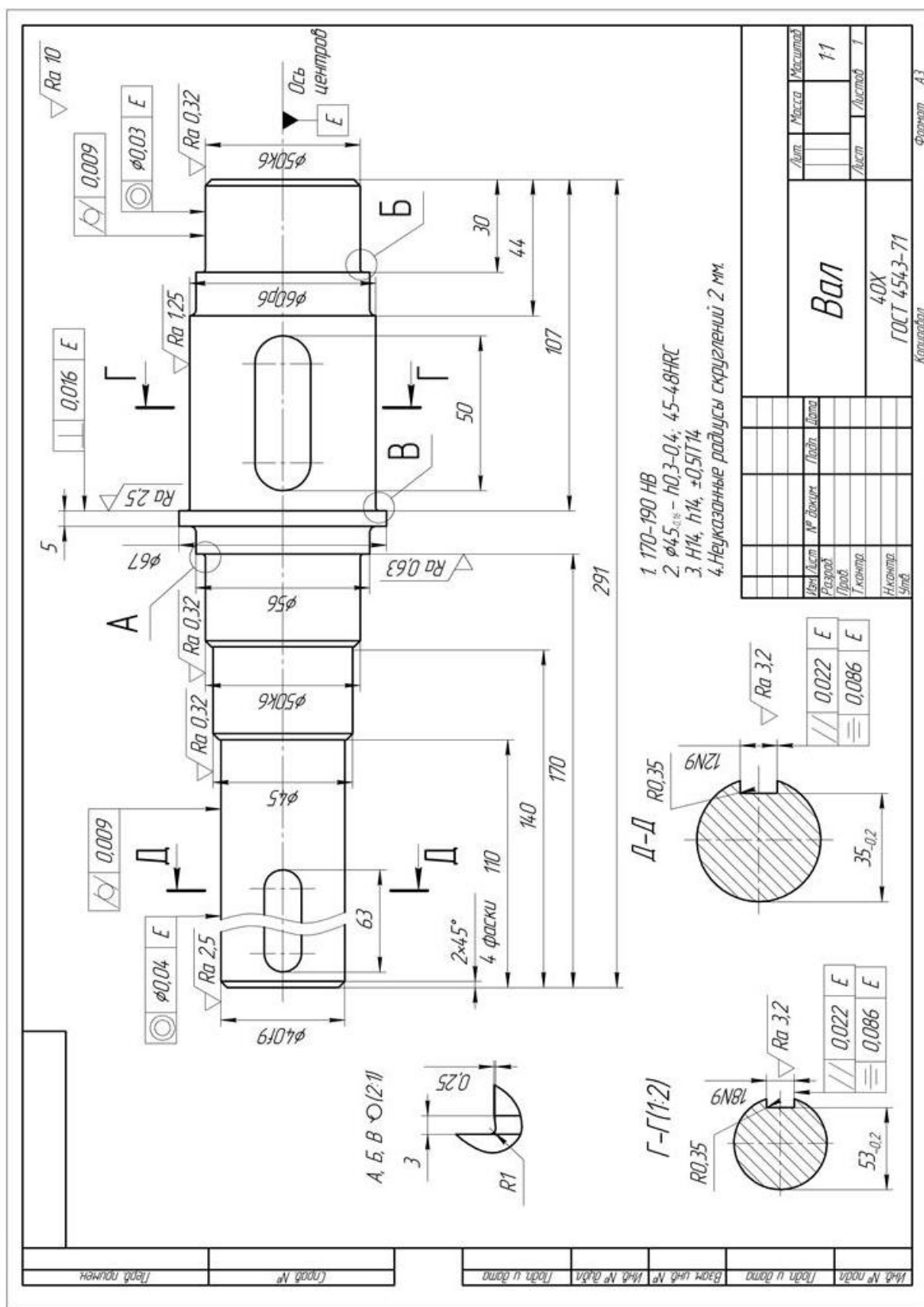
- 1) Выполнить проектный расчет ведущего и ведомого вала редуктора.
- 2) Сделать эскизы валов

ВОПРОСЫ

1. Какая разница между валом в осью и какие деформации испытывают вал и ось при работе?
2. В чем состоит расчет валов на статическую прочность?
3. В чем состоит расчет валов на жесткость?
4. В чем состоит расчет валов на колебания?
5. Каковы основные критерии работоспособности валов и осей и какими параметрами их оценивают?
6. По каким напряжениям выполняют проектный расчет вала и почему при этом уменьшают допускаемые напряжения?
7. Какова цель проектировочного расчета, какой обычно диаметр вала определяют и почему?
8. Укажите наиболее распространенные марки сталей, применяемых для изготовления валов и осей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Детали машин и основы конструирования: учебник для бакалавров / под ред. Г.И. Рощина, Е.А. Самойлова. – М.: Изд-во Юрайт, 2013. – 415 с. – Серия: Бакалавр. Базовый курс.
2. Хруничева Т.В. Детали машин: типовые расчеты на прочность: учебное пособие. – М.: ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2011. – 224 с.



ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 12

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ, КОНИЧЕСКИХ И ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

Цель работы: изучение методики проектирования зубчатых колес редукторных механизмов.

Знания, умения и владения, приобретаемые студентами в результате освоения темы, формируется в рамках компетенции ОПК-1– способен решать производственные и (или) исследовательские задачи профессиональной деятельности с учетом основных требований и потребностей нефтегазовой отрасли.

Актуальность темы. Знание принципов конструирования зубчатых колес с учетом известных размеров валов, позволяет получать прочные, долговечные и экономически выгодные конструкции.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

Конструкцию стального зубчатого колеса выбирают в зависимости от его диаметра, от масштабов производства и от конкретных условий производителя. Поэтому жестких универсальных правил конструирования колёс не существует. Однако есть рекомендации и некоторые усреднённые соотношения.

В общем случае зубчатые колёса всех типов редукторов состоят из пяти основных конструктивных элементов: зубчатого венца; обода колеса; диска колеса; ступицы; отверстия для вала. При малых диаметрах колёс – диск, обод и ступица колеса составляют единое целое.

Форма зубчатого колеса может быть плоской или с выступающей ступицей. Как правило, в одноступенчатых редукторах колёса делают со ступицей, выступающей в обе стороны.

Конструирование цилиндрических и конических колес. При конструировании цилиндрических и конических зубчатых колес диаметром до 600 мм следует учитывать материал, из которого они будут изготовлены, требуемый диаметр и способ получения заготовки.

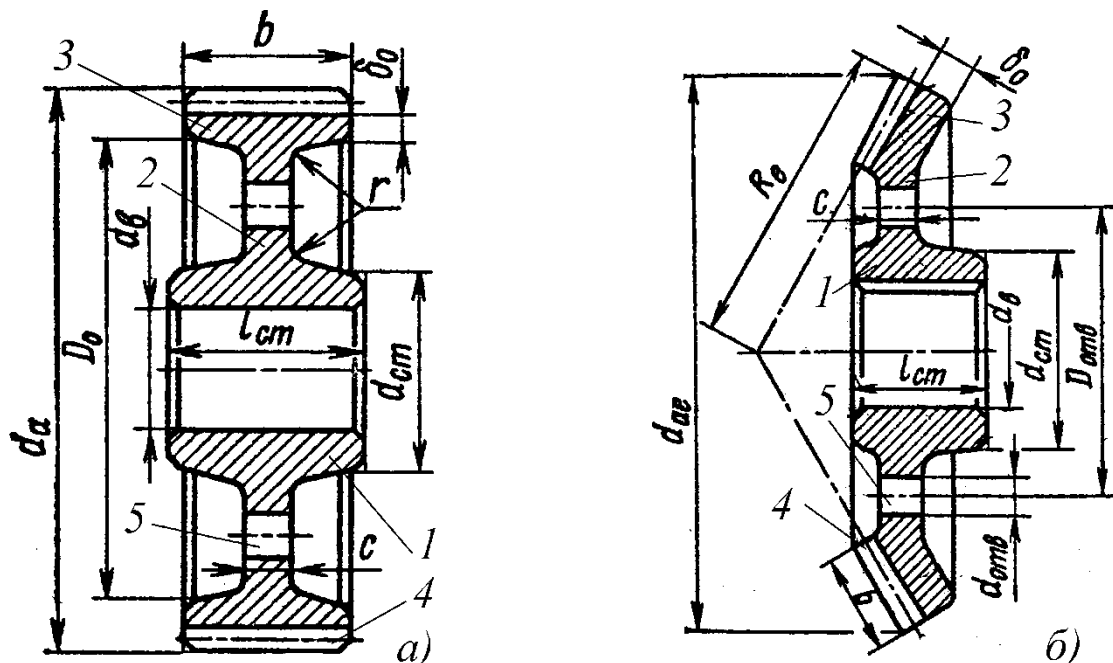


Рисунок 1 – Конструкции цилиндрических (а) и конических (б) зубчатых колес

В единичном и мелкосерийном производстве цилиндрические зубчатые колеса диаметром до 200 мм и конические колеса диаметром до 120 мм обычно изготавливают из круглого проката. В крупносерийном и массовом производстве зубчатые колеса диаметром до 600 мм выполняют цельнометаллическими (коваными, штампованными, литыми) или составными.

Основными конструктивными элементами цилиндрических и конических зубчатых колес являются (рисунок 6.1): ступица 1, диск 2, обод 3. На внешнем контуре обода нарезаются зубья 4. Для снижения массы колес в диске выполняются сквозные отверстия 5.

Ширина *цилиндрического* зубчатого колеса b (рисунок 1, а), его внешний диаметр d_a и остальные размеры зацепления определяются в результате прочностного расчета передачи. Также предварительно определяется расчетный диаметр вала под колесом – d_g . С учетом значений этого параметра находят:

диаметр ступицы колеса – $d_{cm} = (1,6 \dots 1,7)d_g$;

длину ступицы колеса – $l_{cm} = (0,8 \dots 1,5)d_g \geq b$;

толщину диска – $C = (0,2 \dots 0,3)b$;

толщину обода – $\delta_0 = (2,5 \dots 3)m \geq 0,02d$.

В местах перехода диска к зубчатому венцу и ступице выполняют штамповочные уклоны $\gamma = 7^\circ$ и радиусы закруглений $r \geq 5$ мм.

Ширина b *конического* зубчатого колеса (см. практ. работа 9), его внешний диаметр d_{ae} и внешнее конусное расстояние R_e определяются в результате прочностного расчета передачи. Также предварительно определяется расчетный диаметр вала под колесом – d_g . С учетом значений этого параметра находят:

диаметр ступицы колеса – $d_{cm} = (1,5 \dots 1,6)d_g$;

длину ступицы колеса – $l_{cm} = (0,9 \dots 1,3)d_g$;

толщину диска – $C = (0,2 \dots 0,4)b$ или $C = (0,1 \dots 0,17)R_g$;

толщину обода – $\delta_0 = (1,8 \dots 3,0)t$, но не менее 10 мм.

С учетом значений этих геометрических параметров производится конструирование цилиндрических и конических зубчатых колес.

Конструирование вал-шестерни. Возможны два конструктивных исполнения шестерён зубчатых передач:

- за одно целое с валом (*вал – шестерня*);
- отдельно от него (*насадная шестерня*).

Качество (жесткость, точность и т.д.) вала-шестерни оказывается выше, а стоимость изготовления ниже, чем вала и насадной шестерни, поэтому большинство шестерен редукторов выполняют за одно целое с валом. Насадные шестерни применяют, например, в тех случаях, когда по условиям работы шестерня должна быть подвижной вдоль оси вала. На рисунке 2 показаны конструкции вала-шестерни: *а* – быстроходной (с небольшим передаточным числом) и *б* – тихоходной (промежуточный вал) ступеней двухступенчатого редуктора. Обе конструкции обеспечивают нарезание зубьев со свободным входом и выходом инструмента.

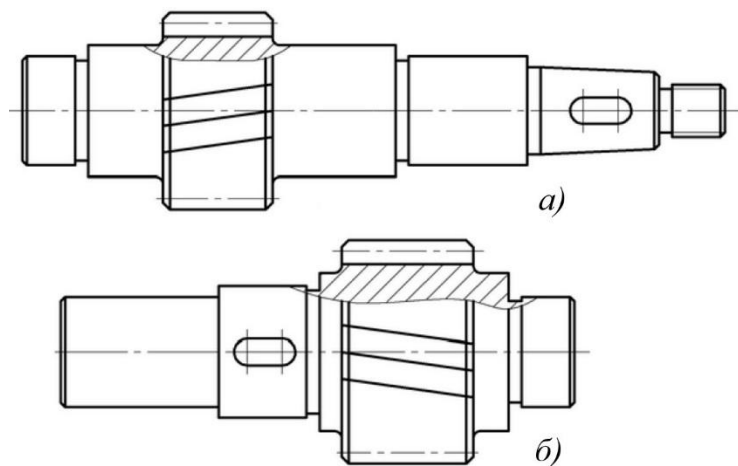


Рисунок 2 – Конструкции вал-шестерни

При больших передаточных числах наружный диаметр, как правило, мало отличается от диаметра вала, и вал-шестерни конструируют по рисунку 3, *а*, *б*. В этом случае зубья нарезают на поверхности вала. Выход фрезы определяют графически по её наружному диаметру D_ϕ . Диаметр фрезы принимают в зависимости от модуля по таблице 1.

Таблица 1 – Зависимость диаметра фрезы от модуля

m , мм	2...2,5	2,5...2,75	3...3,75	4...4,5	5...5,5	6...7
D_ϕ , мм	70	80	90	100	112	125

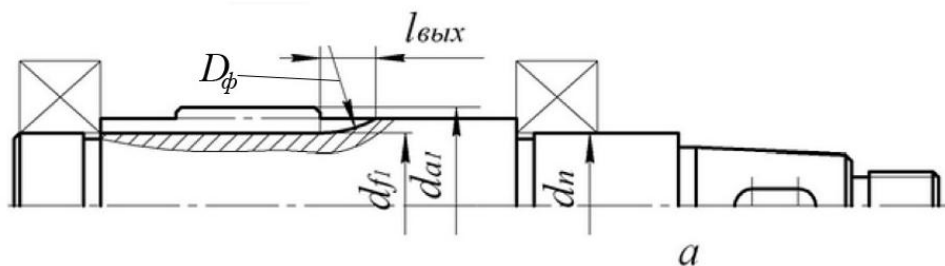


Рисунок 3 – Нарезание зубьев на поверхности вала

По возможности следует избегать подобного конструктивного исполнения вала-шестерни, т.к. возникают сложности при нарезании зубьев.

Конструирование червячных колес. По условиям работы червячной пары зубья червячного колеса должны изготавливаться из антифрикционного материала, поэтому с целью экономии цветного металла эти колеса выполняют составными: диск и ступица из стали или серого чугуна, а венец – из бронзы или латуни.

Чаще всего червячные колёса изготовляют составными: центр (ступица с диском) – из серого чугуна или стали; зубчатый венец (обод) – из антифрикционного материала (бронзы). Соединение венца с центром должно обеспечивать передачу большого вращающего момента и сравнительно небольшой осевой силы.

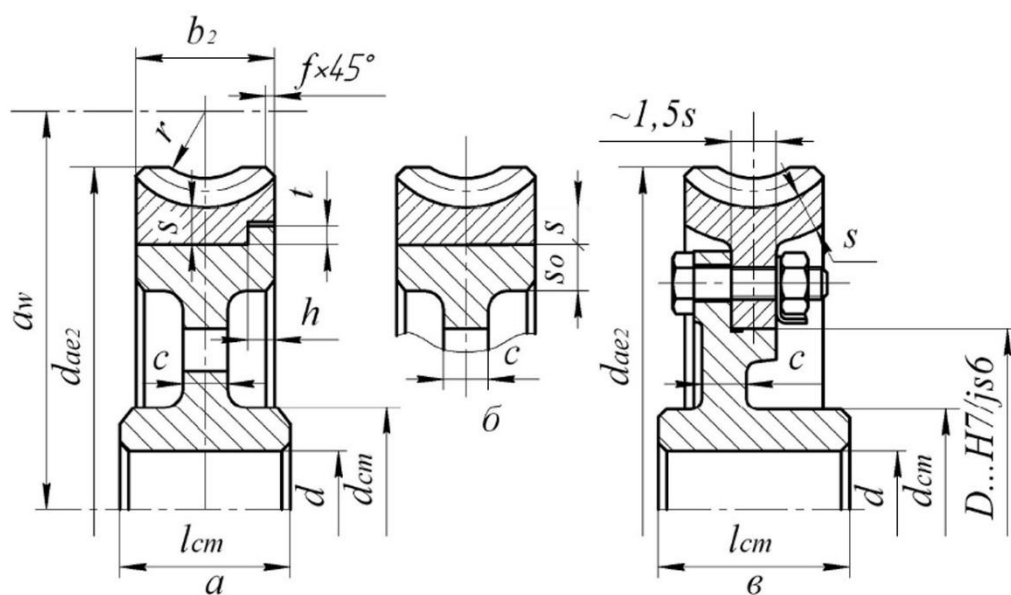


Рисунок 4 – Конструкции червячных зубчатых колес

Конструкция червячного колеса и способ соединения с центром зависят от объёма выпуска. При *единичном и мелкосерийном производстве* и небольших размерах колес ($d_{ae2} \leq 300\text{мм}$) зубчатые венцы с центром соединяют посадкой с натягом. При постоянном направлении вращения червячного колеса на наружной поверхности центра предусматривают буртик, на который направляют осевую силу (рисунок 4 а). Соединение венца с центром можно выполнять без буртика (рисунок 4 б).

В соединениях с относительно небольшим натягом по стыку венца и центра устанавливают винты (гужоны), обычно три штуки по окружности. При больших размерах колёс ($d_{ae2} \geq 300\text{мм}$) крепление венца к центру можно осуществлять болтами, поставленными без зазора (рисунок 4 в). В этом случае венец предварительно центрируют по диаметру D . Необходимо также обеспечить надёжное стопорение гайки от самоотвинчивания (пружинные стопорные шайбы применять не рекомендуется).

В крупносерийном и массовом производстве применяют *биметаллические* червячные колеса бронзовый венец которой отливается в форме с предварительно вставленной в нее чугунной ступицей. Для гарантированной фиксации ступицы внутри венца на ее внешней заливаемой поверхности выполняют выступы. Ширина червячного колеса b_2 и параметры зубьев определяются в результате прочностного расчета передачи. Также предварительно определяется расчетный диаметр вала под колесом – d . С учетом значений этого параметра находят:

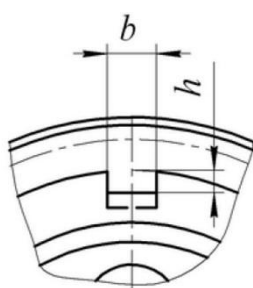
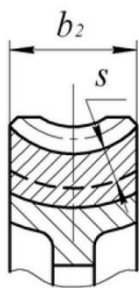


Рисунок 5 – Конструкция биметаллического колеса

диаметр ступицы колеса – $d_{cm} = (1,6 \dots 1,8)d$;
 длину ступицы колеса – $l_{cm} = (1,2 \dots 1,8)d$;
 толщину диска – $C = (0,2 \dots 0,35)b_2$;
 толщину обода венца – $s = 2m + 0,05b_2$;
 толщину обода колесного центра – $s = 1,25s$;
 ширину буртика: – $h = 0,15b_2$;
 высоту буртика: – $t = 0,8h$.

В местах перехода диска к ободу и ступице выполняют штамповочные уклоны $\gamma = 7^\circ$ и радиусы закруглений $r \geq 5\text{ мм}$.

С учетом значений этих геометрических параметров производится конструирование червячных зубчатых колес.

Толщину и размеры пазов наплавленного венца биметаллического колеса (рисунок 6.5) принимают: $s = 2m$; $b = (0,3 \dots 0,5)b_2$; $h = (0,3 \dots 0,4)b$.

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

Определить конструктивные размеры цилиндрического зубчатого колеса, если диаметр вала под колесом $d_{к2} = 52\text{ мм}$, ширина колеса $b_2 = 64\text{ мм}$, модуль $m = 4\text{ мм}$.

Решение.

Диаметр ступицы колеса:

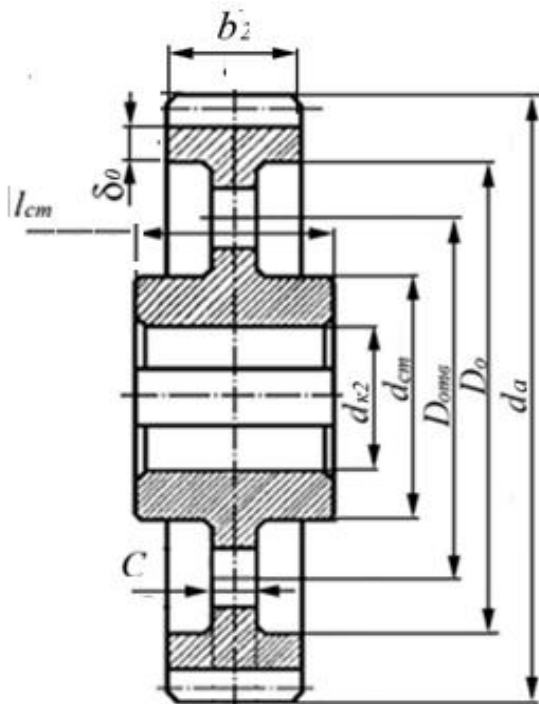


Рисунок 6 – Схема колеса

$$d_{cm} = (1,6...1,7)d_{k2} = (1,6...1,7) \cdot 52 = 83,2...88,4 \text{ мм},$$

принимаем $d_{cm} = 85 \text{ мм}$.

Длина ступицы колеса:

$$l_{cm} = (0,8...1,5)d_{k2} = (0,8...1,5) \cdot 52 = 41,6...78 \text{ мм},$$

принимаем $l_{cm} = 64 \text{ мм}$.

Толщина диска:

$$C = (0,4...0,45)b_2 = (0,4...0,45) \cdot 64 = 25,6...28,8 \text{ мм},$$

принимаем $C = 26 \text{ мм}$.

Толщина обода:

$$\delta_0 = (2,5...3)t \geq (2,5...3) \cdot 4 = 10...12 \text{ мм},$$

принимаем $\delta_0 = 12 \text{ мм}$.

По этим данным можно выполнить рабочий чертеж колеса.

ВОПРОСЫ И ЗАДАНИЯ

ЗАДАНИЯ

В соответствии с личным вариантом и результатами проектного расчета зубчатых передач (практические работы № 6, 8, 9,10) и валов редуктора (практическая работа № 11) определить конструктивные размеры зубчатого колеса.

ВОПРОСЫ

1. Назовите основные методы изготовления заготовок зубчатых колес.
2. С какой целью выполняют штамповочные и литейные уклоны?
3. Почему вводятся ограничения на диаметр и длину ступицы колеса?
4. Почему вводятся ограничения на толщину обода и диска колес?
5. Почему червячные колеса выполняют составными?
6. Назовите основные способы соединения венца и колесного центра червячных колес.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Детали машин и основы конструирования: учебник для бакалавров / под ред. Г.И. Рощина, Е.А. Самойлова. – М.: Изд-во Юрайт, 2013. – 415 с. – Серия: Бакалавр. Базовый курс.
2. Хруничева Т.В. Детали машин: типовые расчеты на прочность: учебное пособие. – М.: ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2011. – 224 с.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 13

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПОРНЫХ РЕАКЦИЙ ВАЛА.

Цель работы: ознакомление с подшипниками качения и изучение методики их подбора. Понятие о типах подшипников качения; знание последовательности и порядка их подбора.

Знания, умения и владения, приобретаемые студентами в результате освоения темы, формируется в рамках компетенции ОПК-1– способен решать производственные и (или) исследовательские задачи профессиональной деятельности с учетом основных требований и потребностей нефтегазовой отрасли.

Актуальность темы. Знание методики расчета опорных реакций позволяет определить наиболее нагруженные участки валов и выполнить расчет подшипников.

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Подшипники служат опорами для валов и вращающихся осей, воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу, и передают их на корпус машины. При этом вал должен фиксироваться в определенном положении и легко вращаться вокруг заданной оси. Во избежание снижения КПД машины потери в подшипниках должны быть минимальными.

Основными критериями работоспособности подшипников качения являются долговечность по усталостному выкрашиванию и статическая грузоподъемность по пластическим деформациям.

Расчет на долговечность выполняют для подшипников, вращающихся с частотой вращения $n > 10 \text{ мин}^{-1}$. Не вращающиеся подшипники или медленно вращающиеся (с частотой вращения $n < 10 \text{ мин}^{-1}$) рассчитывают на статическую грузоподъемность.

При проектировании машин подшипники качения не конструируют и не рассчитывают, а подбирают из числа стандартных по каталогу.

На первой стадии расчета при выборе типа подшипника, помимо величины и направления нагрузки и требуемой долговечности, учету подлежат следующие факторы: характер нагрузки (постоянная, переменная, вибрационная или ударная), состояние окружающей среды (влажность, запыленность, наличие паров кислот и т. п.) и ее температура, необходимость обеспечения высокой точности вращения и жесткости подшипникового узла. Некоторые из указанных факторов учитываются коэффициентами, входящими в величину приведенной нагрузки, другие непосредственно влияют на выбор типа подшипника или конструкцию подшипниковых узлов.

При подборе подшипников необходимо в первую очередь определить опорные реакции.

При этом надо иметь в виду, что даже небольшое уменьшение динамической грузоподъемности по сравнению с требуемой приводит к резкому снижению расчетной долговечности.

При подборе подшипников используется значительное количество справочных материалов, поправочных коэффициентов и других параметров, поэтому при выполнении расчетов желательно использовать соответствующие литературные источники. Подробная методика подбора подшипников содержится в литературном источнике [1].

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

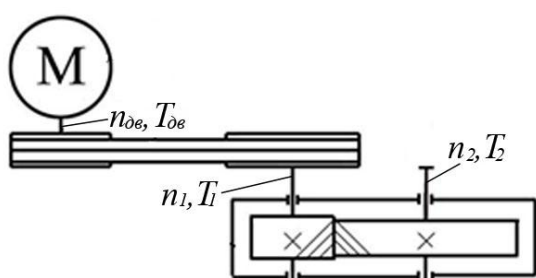


Рисунок 7.3 – Схема приводной станции

Задача № 1. По результатам практической работы № 6 и № 8,9,10 подобрать подшипники для ведомого вала редуктора.

Расстояние между опорами принять равным $0,75d_2$ (где d_2 - делительный диаметр колеса). Диаметр вала под подшипниками принять из практической работы № 5.

Пример: $T_2 = 526 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $n_2 = 120 \text{ мин}^{-1}$;
 $d_{n2} = 55 \text{ мм}$; $d_2 = 200 \text{ мм}$; $\beta = 11,47^\circ$;
 $d_n = 55 \text{ мм}$.

Определим усилия в зацеплении колес:

окружное усилие: $F_t = 2T_2/d_2 = 2 \cdot 526 \cdot 10^3 / 200 = 5286 \text{ Н}$;

радиальная сила: $F_r = F_t \tan \alpha / \cos \beta = 5286 \cdot \tan 20^\circ / \cos 11,47^\circ = 1964 \text{ Н}$;

осевое усилие: $F_a = F_t \tan \beta = 5286 \cdot \tan 11,47^\circ = 1072 \text{ Н}$.

Расстояние между опорами: $a + b = 0,75 \cdot 200 = 150 \text{ мм}$.

Составим расчетную схему. Для этого введем систему координат $xOyz$, обозначим опору, в сторону которой направлено осевое усилие цифрой 2, и приложим усилия к зубчатому колесу и опорам вала.

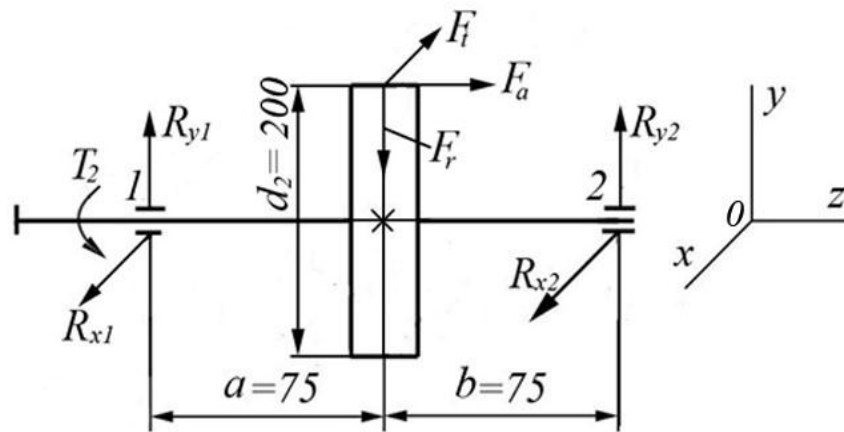


Рисунок 7.4 – Расчетная схема ведомого вал

Определим реакции опор:

в плоскости xOz:

$$R_{x1} = R_{x2} = F_t / 2 = 5286 / 2 = 2643 \text{ Н.}$$

в плоскости yOz:

$$\sum m_{(2)} = 0;$$

$$R_{y1}(a+b) - F_r \cdot b + 0,5 \cdot F_a \cdot d_2 = 0;$$

$$R_{y1} = \frac{F_r b - 0,5 \cdot F_a \cdot d_2}{a+b} = \frac{1964 \cdot 75 - 0,5 \cdot 1072 \cdot 200}{75+75} = 271 \text{ Н.}$$

$$\sum m_{(1)} = 0;$$

$$R_{y2} \cdot (a+b) - F_r \cdot a - 0,5 d_2 \cdot F_a = 0;$$

$$R_{y2} = \frac{F_r a + 0,5 d_2 \cdot F_a}{a+b} = \frac{1964 \cdot 75 + 0,5 \cdot 200 \cdot 1072}{75+75} = 1693 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$\sum Y_{(F)} = 0; \quad R_{y1} - F_{r1} + R_{y2} = 271 - 1964 + 1693 = 0.$$

Определим суммарные реакции опор (радиальные нагрузки):

$$R_{r1} = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{2643^2 + 271^2} = 2656,86 \text{ Н;}$$

$$R_{r2} = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{2643^2 + 1693^2} = 3138,7 \text{ Н.}$$

Осевая нагрузка $R_a = F_a = 1072 \text{ Н.}$

ВОПРОСЫ И ЗАДАНИЯ

ЗАДАНИЯ

В соответствии с личным вариантом и результатами проектного расчета зубчатых зацеплений (практическое занятие № 6,8,9,10 рассчитать опорные реакции для ведущего и ведомого валов редуктора

ВОПРОСЫ

1. Алгоритм определения опорных реакций

2. Принцип расчета суммарных реакций в опорах.
3. Условие определений опорных реакций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: учебное пособие. – 2-е издание, перераб. и дополн. – Калининград: Янтарный сказ, 2002. – 454 с.
2. Хруничева Т.В. Детали машин: типовые расчеты на прочность: учебное пособие. – М.: ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2011. – 224 с.

ИЗУЧЕНИЕ МЕТОДИКИ ПОДБОРА ПОДШИПНИКОВ РЕДУКТОРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: ознакомление с подшипниками качения и изучение методики их подбора. Понятие о типах подшипников качения; знание последовательности и порядка их подбора.

Знания, умения и владения, приобретаемые студентами в результате освоения темы, формируется в рамках компетенции ОПК-1– способен решать производственные и (или) исследовательские задачи профессиональной деятельности с учетом основных требований и потребностей нефтегазовой отрасли.

Актуальность темы. Подшипники являются важнейшим элементом при конструировании редукторов

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

При подборе подшипников возможны следующие варианты последовательности расчета:

1. Намечают тип подшипника и схему установки подшипников вала.
2. Определяют радиальную и осевую нагрузки подшипника.
3. С учетом условий нагружения подшипника определяют его приведенную нагрузку.
4. Задаются желаемой долговечностью подшипника.
5. Расчетным путем определяют требуемую динамическую грузоподъемность подшипника.
6. Выбирают конкретный тип подшипника, который имеет динамическую грузоподъемность не ниже требуемой.

При этом надо иметь в виду, что даже небольшое уменьшение динамической грузоподъемности по сравнению с требуемой приводит к резкому снижению расчетной долговечности.

При выборе подшипника **должен быть учтен необходимый по условию прочности диаметр вала**. Это связано с тем, что встречаются случаи, когда для обеспечения требуемой долговечности подшипника приходится увеличивать диаметр вала по условию прочности.

Уточняют нагрузки подшипника и по табличному значению динамической грузоподъемности определяют расчетную долговечность. Если окажется, что она значительно отличается от требуемой, выбирают подшипник другого типоразмера и повторяют расчет. Назначают класс точности подшипника с учетом требований к точности вращения вала. При отсутствии специальных требований принимают класс точности 0.

Часто подшипники предварительно выбирают по конструктивным соображениям. Тогда расчетом проверяют их долговечность (ресурс). Под номи-

нальной долговечностью (расчетным сроком службы) понимают срок службы подшипников, в течение которого не менее 90 % из данной группы при одинаковых условиях должны проработать без появления признаков усталости металла.

При подборе подшипников используется значительное количество справочных материалов, поправочных коэффициентов и других параметров, поэтому при выполнении расчетов желательно использовать соответствующие литературные источники. Подробная методика подбора подшипников содержится в литературном источнике [1].

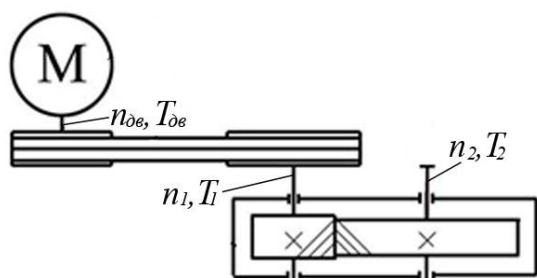


Рисунок 1 – Схема приводной станции

Задача № 1. По результатам практической работы № 13 подобрать подшипники для ведомого вала редуктора.

Диаметр вала под подшипниками принять из практической работы № 11.

Пример: $d_n = 55$ мм,

Радиальная нагрузка на опоры
 $R_{r1} = 2656,86 \text{ Н}$, $R_{r2} = 3138,7 \text{ Н}$

Осевая нагрузка $R_a = F_a = 1072 \text{ Н}$

По стандарту (см. таблицу 1) принимаем в качестве опор **роликоподшипники конические радиально-упорные** однорядные легкой серии 7211 с углом контакта 15° . Размеры подшипника $d \times D \times B = 55 \times 100 \times 23$ мм, базовая статическая грузоподъемность $C_{0r} = 57,9$ кН, базовая динамическая грузоподъемность $C_r = 46,1$ кН, коэффициент осевого нагружения $e = 0,41$, коэффициент осевой нагрузки $Y = 1,46$. Установка подшипников – враспор. Принимаем, что подшипники эксплуатируются при температуре до 100°C и нагрузке, сопровождаемой легкими толчками и кратковременными перегрузками до 125 %. В этом случае динамический коэффициент $K_\delta = 1,2$ (таблица 9.4 [1]), температурный коэффициент $K_T = 1$ (таблица 9.5 [1]).

Таблица 1 – Роликоподшипники конические однорядные (ГОСТ 27365-87)

Обозначение	Размеры			Грузоподъемность, кН		Факторы нагрузки	
	d	D	B	C_{0r}	C_r	e	Y^*
7204	20	47	15,5	19,1	13,3	0,36	1,67
7205	25	52	16,5	23,9	17,9	0,36	1,67
7206	30	62	17,5	29,8	22,3	0,36	1,65
7207	35	72	18,5	35,2	26,3	0,37	1,62
7208	40	80	20,0	42,4	32,7	0,38	1,56
7209	45	85	21,0	42,7	33,4	0,41	1,45
7210	50	90	22,0	52,9	40,6	0,37	1,60
7211	55	100	23,0	57,9	46,1	0,41	1,46

7212	60	110	24,0	72,2	58,4	0,35	1,71
7214	70	125	26,5	95,9	82,1	0,37	1,62
7215	75	130	27,5	97,6	84,5	0,39	1,55
7216	80	140	28	106,0	95,2	0,42	1,43
7217	85	150	28	109,0	91,4	0,43	1,38
7218	90	160	31	141,1	125,0	0,38	1,56
7219	95	170	32	145,0	131,0	0,41	1,48
7220	100	180	34	162,0	146,0	0,40	1,49
7224	120	215	41	252,0	237,0	0,39	1,55
7230	150	270	45	330,0	300,0	0,37	1,62

* При отношении $R_a / VR_r \leq e$ коэффициенты $X=1$, $Y=0$; при отношении $R_a / VR_r > e$ коэффициент $X=0,4$, а коэффициент Y принимается из таблицы.

Определим осевые составляющие радиальных реакций (таблица 1):

$$R_{s1} = 0,83eR_{r1} = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 2656,86 = 904,13H;$$

$$R_{s2} = 0,83eR_{r2} = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 3138,7 = 1067,86H.$$

Составим схему внешних усилий, действующих на подшипники (рисунок 2).

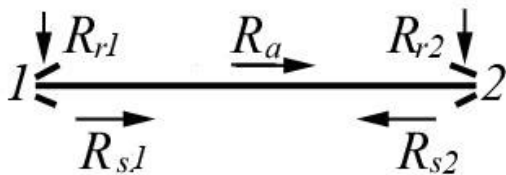


Рисунок 2 – Схема нагружения подшипников

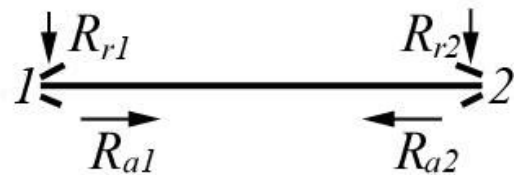


Рис. 3 – Результирующая схема нагружения

Определим **резльтирующие осевые нагрузки** используя данные таблицы 2.

Таблица 2 – Формулы для определения осевой нагрузки

Схема установки подшипников	Соотношение сил	Осевая нагрузка
Враспор	$R_{s1} \geq R_{s2}; R_a \geq 0$	$R_{a1} = R_{s1}$
	$R_{s1} < R_{s2}; R_a \geq R_{s2} - R_{s1}$	$R_{a2} = R_{s1} + R_a$
Врастяжку	$R_{s1} < R_{s2}; R_a < R_{s2} - R_{s1}$	$R_{a1} = R_{s2} - R_a; R_{a2} = R_{s2}$

Т. к. $R_{s1} < R_{s2}$ и $R_a > R_{s2} - R_{s1}$, то согласно таблице 2 осевые составляющие радиальных нагрузок:

$$R_{a1} = R_{s1} = 904,13 H;$$

$$R_{a2} = R_{s1} + R_a = 904,13 + 1072 = 1976,13 H.$$

Определим эквивалентные динамические нагрузки, действующие на подшипники.

Отношение осевой нагрузки к радиальной для опоры 1:

$$\frac{R_{a1}}{VR_{r1}} = \frac{904,13}{1 \cdot 2656,86} = 0,34 < e.$$

В этом случае коэффициент $X = 1$, $Y = 0$, поэтому эквивалентная динамическая радиальная нагрузка по таблице 9.1[1]:

$$R_{E1} = XVR_{r1}K_{\theta}K_T = 1 \cdot 1 \cdot 2656,86 \cdot 1,2 \cdot 1 = 3188,23H,$$

где $K_{\theta} = 1,2$ – коэффициент динамической нагрузки; $K_m = 1$ – температурный коэффициент.

Отношение осевой нагрузки к радиальной для опоры 2:

$$\frac{R_{a2}}{VR_{r2}} = \frac{1976,13}{1 \cdot 3138,7} = 0,63 > e.$$

В этом случае (по таблице 1) коэффициент $X = 0,4$, $Y = 1,46$. Тогда эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

$$R_{E2} = (XVR_{r2} + YR_{a2})K_{\theta}K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 3138,7 + 1,46 \cdot 1976,13)1,2 \cdot 1 = 4968,75H$$

Определим долговечность подшипника под более нагруженной опорой 2:

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \frac{10^6}{60n_2} \left(\frac{C_r}{R_{E2}} \right)^{3,333} = 1 \cdot 0,65 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 120} \left(\frac{46100}{4968,75} \right)^{3,333} = 151338,8ч,$$

где a_1 – коэффициент надежности. При безотказной работе подшипников и $\gamma = 90\%$, $a_1 = 1$ [1, стр. 140]; a_{23} – коэффициент, учитывающий влияние качества подшипника на качество его работы. При обычных условиях работы для конических подшипников $a_{23} = 0,65$

Полученное значение долговечности подшипника значительно превышает рекомендуемый ресурс (25...40 тыс. часов). В этом случае рекомендуется изменить тип подшипника, серию подшипника или, в крайнем случае, уменьшить диаметр вала под подшипником.

8. Принимаем подшипники радиальные шариковые № 211 по таблице 3 или K27 [1].

Таблица 3. Параметры подшипников радиальных однорядных (ГОСТ 27365-87)*

Обозначение	Размеры			Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	C _r	C _{0r}
204	20	47	14	12,7	6,2
205	25	52	15	14,0	6,95
206	30	62	16	19,5	10,0

207	35	72	17	25,5	13,7
208	40	80	18	32,0	17,8
209	45	85	19	33,2	18,6
210	50	90	20	35,1	19,8
211	55	100	21	43,6	25,0
212	60	110	22	52,0	31,0
213	65	120	23	56,0	34,0
214	70	125	24	61,8	37,5
215	75	130	25	66,3	41,0
216	80	140	26	70,2	45,0
217	85	150	28	83,2	53,0
218	90	160	30	95,6	62,0
219	95	170	32	108,0	69,5
220	100	180	34	124,0	79,0

Для рассматриваемых подшипников отношение

$$\frac{R_a}{C_{0r}} = \frac{1072}{25000} = 0,043$$

поэтому коэффициент влияния осевого нагружения $e=0,24$ (таблица 4)

Отношение осевой нагрузки к радиальной для опоры 2,
здесь $R_{a2} = F_a$

$$\frac{R_{a2}}{VR_{r2}} = \frac{1072}{1 \cdot 3138,7} = 0,34 > e.$$

Тогда коэффициент осевого нагружения Y определяем методом линейной интерполяции для радиальных подшипников $Y=1,8$

Таблица 4 – Значения коэффициентов e и Y

Шарикоподшипники радиальные однорядные				Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные				
R_a/C_{0r}	e	$R_a/(VR_r) > e$		α^0	R_a/C_{0r}	e	$R_a/(VR_r) > e$	
		X	Y				X	Y
0,014	0,19	0,56	2,3	12	0,014	0,30	0,45	1,81
0,028	0,22		1,99		0,029	0,34		1,62
0,056	0,26		1,71		0,057	0,37		1,46
0,084	0,28		1,55		0,086	0,41		1,34
0,11	0,30		1,45		0,11	0,45		1,22
0,17	0,34		1,31		0,17	0,48		1,13
0,28	0,38		1,15		0,29	0,52		1,04
0,42	0,42		1,04		0,43	0,54		1,01
0,56	0,44		1,00		0,57	0,54		1,00

Примечание: при $R_d/(VR_r) \leq e$ принимают $X = 1$ и $Y = 0$

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка на наиболее нагруженный подшипник

$$R_{E2} = (XV R_{r2} + YR_d)K_\delta K_T = (0,56 \cdot 1 \cdot 3138,7 + 1,8 \cdot 1072) \cdot 1,2 \cdot 1 = 4423,9 \text{ Н}$$

где $V = 1$ коэффициент учитывающий, что вращается внутреннее кольцо, $K_\delta = 1,2$ – коэффициент динамической нагрузки; $K_T = 1$ – температурный коэффициент, R_{r2} – радиальная нагрузка на более нагруженную опору 2, R_d – осевая сила.

Определим долговечность подшипника под опорой в часах

$$L_{10h} = a_1 a_{23} \frac{10^6}{60 n_2} \left(\frac{C_r}{R_{E2}} \right)^3 = 1,07 \frac{10^6}{60 \cdot 120} \left(\frac{43600}{4423,9} \right)^3 = 100647 \text{ ч}$$

$a_{23} = 0,75$ для нормальных условий.

Это соответствует заданной долговечности в $25 \dots 50 \cdot 10^3$ часов

По приведенной методике подбираются подшипники для конического и червячного редуктора. При этом в исходной схеме (рисунок 1) цилиндрическое колесо следует заменить, соответственно, на коническое или червячное.

ВОПРОСЫ И ЗАДАНИЯ

ЗАДАНИЯ

Задача № 1. В соответствии с личным вариантом и результатами проектного расчета зубчатых зацеплений (практическое занятие № 8,9,10), предварительного расчета валов (практическое занятие № 11), определения опорных реакций (практическое занятие № 13), подобрать подшипники для ведомого вала редуктора.

ВОПРОСЫ

1. Из каких деталей состоят подшипники качения? Каково назначение сепаратора в подшипнике?.
2. Что такое серии подшипников, и как они влияют на габаритные размеры, грузоподъемность и быстроходность подшипников?
3. Объясните маркировку подшипников качения. Определите тип и размеры подшипников, имеющих условные обозначения: 208, 2208 и 36208.
4. Что такое динамическая и статическая грузоподъемности подшипника?
5. Из каких материалов изготавливают детали подшипников?
6. Укажите основные причины выхода из строя подшипников качения.
7. Какую нагрузку называют эквивалентной динамической?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: учебное пособие. – 2-е издание, перераб. и дополн. – Калининград: Янтарный сказ, 2002. – 454 с.
2. Хруничева Т.В. Детали машин: типовые расчеты на прочность: учебное пособие. – М.: ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2011. – 224 с.

ИЗУЧЕНИЕ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ШПОНОЧНЫХ И ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Цель работы: ознакомление с основами видами шпоночных и шлицевых соединений, изучение методики их расчета.

Знания, умения и владения, приобретаемые студентами в результате освоения темы, формируется в рамках компетенции ОПК-1– способен решать производственные и (или) исследовательские задачи профессиональной деятельности с учетом основных требований и потребностей нефтегазовой отрасли.

Актуальность темы. Шпоночные и шлицевые соединения являются важнейшим элементом для конструирования валов и редукторов.

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Каждая машина и механизм состоит из деталей, число которых зависит от их сложности и размеров. Чтобы выполнять свои функции в машине детали соединяются между собой определенным образом, образуя подвижные и неподвижные соединения. Например, соединение коленчатого вала двигателя с шатуном, поршня с гильзой цилиндра (подвижные соединения). Соединение штока гидроцилиндра с поршнем, крышки разъемного подшипника с корпусом (неподвижное соединение).

Подвижные соединения определяют кинематику машины, а неподвижные – позволяют расчленить машину на отдельные блоки, элементы, детали.

С точки зрения общности расчетов все соединения делят на две большие группы: неразъемные и разъемные соединения.

Шпоночные и шлицевые соединения относятся к *разъемным* соединениям и служат для закрепления на валу (или оси) вращающихся деталей (зубчатых колес, шкивов, муфт и т. п.), а также для передачи вращающего момента от ступицы детали 1 к валу 2 или, наоборот, от вала к ступице (рисунок 1).

Шпоночные соединения. Шпонка представляет собой третье тело, устанавливаемое в пазы вала и ступицы. Она служит для передачи вращающего момента между валом и ступицей. Шпоночные пазы на валах получают методом фрезерования, а в ступицах – методом протягивания.

На практике чаще применяют *призматические* шпоночные соединения (рисунок 1 а). Шпонка выполняется в форме бруса (призмы). Рабочими у призматической шпонки являются более узкие, боковые грани. Шпонка погружена в паз вала на глубину $\approx 0,6h$, а в радиальном направлении между шпонкой и ступицей предусмотрен зазор (рисунок 1 б).

Шпонка (рисунок 2) с округленными торцами (исполнение 1) имеет устойчивую посадку в пазу вала, однако сложна в изготовлении. Основное при-

менение имеет шпонка с плоскими торцами (исполнение 2) как более технологичная. Шпонку с одним закругленным торцом (исполнение 3) иногда применяют в соединениях на концевых участках вала, где паз прорезан на выход (до торца вала).

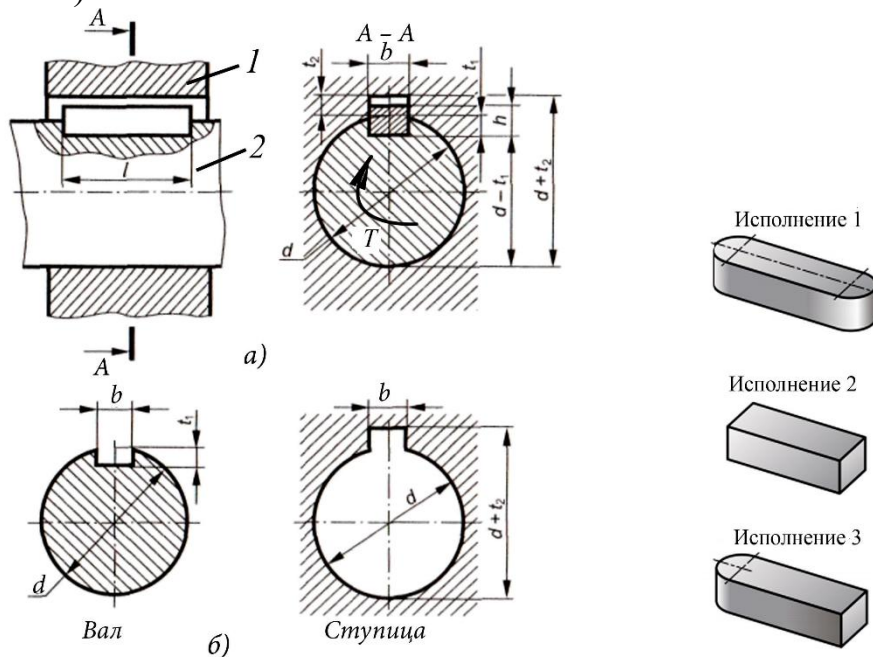


Рисунок 1 – Соединение призматической шпонкой

Рисунок 2 – Конструкции призматических шпонок

Сегментные шпонки (рисунок 3) по сравнению с призматическими, характеризуются рядом преимуществ, прежде всего, меньшей концентрацией напряжений в пазу вала и более устойчивым положением шпонки в глубоком пазу вала. Недостатки соединения сегментной шпонкой: низкая нагрузочная способность из-за ограниченной длины шпонки; значительное ослабление вала. Поэтому сегментные шпонки применяют значительно реже призматических.

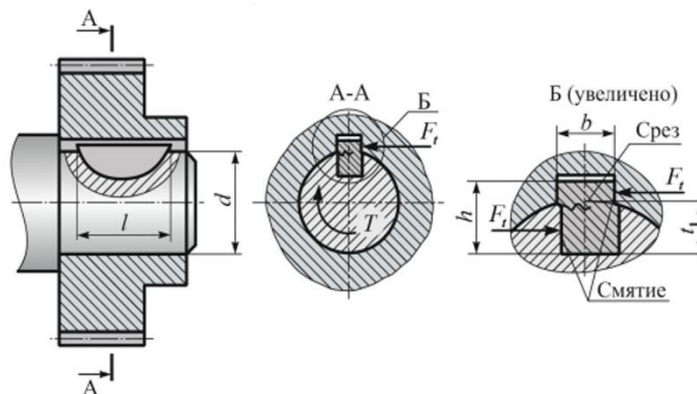


Рисунок 3 – Соединение сегментной шпонкой

Расчет на прочность призматических шпонок. Расчет шпоночного соединения является проверочным и проводится на смятие и срез шпонки в предположении равномерного распределения давления по поверхностям контакта шпонки с сопряженными деталями. Смятие происходит на боковой поверхности шпонки: примерно половина грани шпонки по высоте сминается валом,

вторая половина противоположной грани сминается ступицей детали. Срез шпонки происходит по посадочной поверхности вала и ступицы.

У стандартных шпонок размеры b и h зависят от диаметра вала и подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают не напряжения среза, а напряжения смятия, поэтому основным критерием работоспособности этих соединений является *прочность на смятие* боковых граней шпонки (рисунок 6).

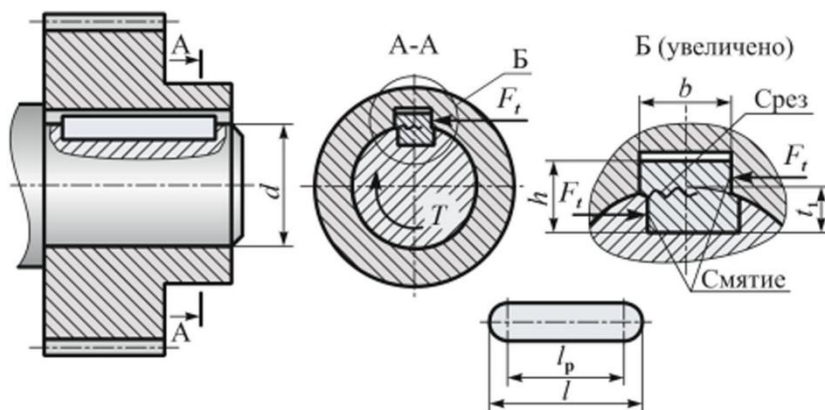


Рисунок 6 – Расчетная схема

Условие прочности на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} = \frac{2T}{d \cdot (h - t_1)(l - b)} \leq [\sigma]_{см} \quad (1)$$

где T – передаваемый крутящий момент; d – диаметр вала; $b \times h \times t_1$ – размеры сечения шпонки (ГОСТ 23360-78); l – длина шпонки; $[\sigma_{см}]$ – допустимое напряжение на смятие.

Параметры шпонки выбираем по таблице 1.

Таблица 1 – Шпоночные соединения с призматическими шпонками (ГОСТ 23360-78)

Диаметр вала d , мм	Сечение шпонки, мм		Фаска, мм	Глубина паза, мм		Длина, l , мм
	b	h		вал, t_1	ступицы, t_2	
Свыше 12 до 17	5	5	0,25...0,4	3	2,3	10...56
Свыше 17 до 22	6	6	4	3,5	2,8	14...70
Свыше 22 до 30	8	7	0,4...0,6	4	3,3	18...90
Свыше 30 до 38	10	8		5	3,3	22...110
Свыше 38 до 44	12					28...140
Свыше 44 до 50	14	9		5,5	3,8	36...160
Свыше 50 до 58	16	10		6	4,3	45...180
Свыше 58 до 65	18	11		7	4,4	50...200
Свыше 65 до 75	20	12		7,5	4,9	56...220

Свыше 75 до 85	22	14	0,6...0,8	9	5,4	63...250
Свыше 85 до 95	25					70...280

Длины шпонок должны выбираться из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500 мм/

Пример условного обозначения шпонки исполнения 1, размеры $b=16$ мм, $h=10$ мм, $l=50$ мм:
Шпонка 16×10×50 ГОСТ 23360-78.

Стандартные шпонки изготавливают из специального сортамента среднеуглеродистой чисто тянутой стали с $\sigma_B \geq 600$ МПа, чаще всего из стали 45 или Ст6. В нагруженных соединениях применяют шпонки из легированных сталей (например, из стали 40Х с термической обработкой до 37...47 HRC). Термически обработанные шпонки шлифуют по рабочим граням.

Примерные допускаемые напряжения смятия для шпоночных соединений:

- при стальной ступице $[\sigma_{см}] = 130...200$ МПа;
- при чугунной ступице $[\sigma_{см}] = 80...110$ МПа.

Большие значения принимают при постоянной нагрузке, меньшие при переменной и работе с ударами. При реверсивной нагрузке $[\sigma_{см}]$ снижают в 1,5 раза.

Шлицевые (зубчатые) соединения можно рассматривать как многошпоночные, в которых шпонки как бы изготовлены заодно с валом. Рабочими поверхностями являются боковые стороны зубьев. В последние годы, в связи с общим повышением напряжений в деталях машин, шлицевые соединения получили самое широкое распространение взамен шпоночных.

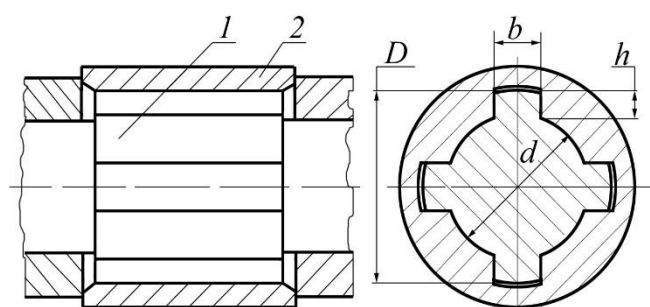


Рисунок 7 – Шлицевое (зубчатое) соединение: 1 – вал; 2 – ступица

Шлицевые соединения образуются выступами – зубьями на валу, входящими во впадины (шлицы) соответствующей формы в ступице.

По форме профиля различают зубья: прямобочные, эвольвентные и треугольные и, соответственно, различают типы шлицевых соединений, показанные на рисунок 8.

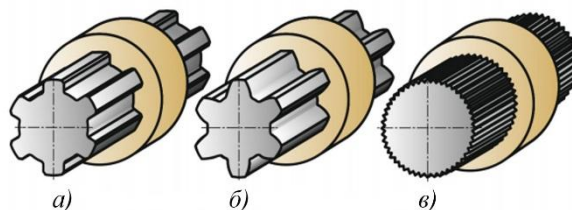


Рисунок 8 – Типы шлицевых соединений: а) – с прямобочными шлицами; б) с эвольвентными шлицами; в) с треугольными шлицами

Центрирование по диаметрам обеспечивает более высокую соосность вала и ступицы, а центрирование по боковым граням обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям. По характеру соединения различают: *неподвижные* – для закрепления детали на валу; *подвижные* – допускающие перемещение детали вдоль вала (например, блока шестерен коробки передач станка).

Наибольшее распространение в машиностроении получили *прямобочные зубчатые соединения*. Их применяют в неподвижных и подвижных соединениях. Стандартом предусмотрены три серии прямобочных шлицевых соединений – *легкая, средняя и тяжелая*, отличающиеся одна от другой высотой и числом зубьев. В таблице 2 приведены параметры зубчатых (шлицевых) соединений.

Таблица 2 – Соединения шлицевые прямобочные (ГОСТ 1139-80)

Основные параметры	d , мм															
	18	21	23	26	28	32	36	42	46	52	56	62	72	82	92	102
<i>Легкая серия</i>																
D , мм	—	—	26	30	32	36	40	46	50	58	62	68	78	88	98	108
z	—	—	6	6	6	8	8	8	8	8	8	8	10	10	10	10
b , мм	—	—	6	6	7	6	7	8	9	10	10	12	12	12	14	16
f , мм	—	—	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
<i>Средняя серия</i>																
D , мм	22	25	28	32	34	38	42	48	54	60	65	72	82	92	102	112
z	6	6	6	6	6	8	8	8	8	8	8	8	10	10	10	10
b , мм	5	5	6	6	7	6	7	8	9	10	10	12	12	12	14	16
f , мм	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
<i>Тяжелая серия</i>																
D , мм	23	26	29	32	35	40	45	52	56	60	65	72	82	92	102	115
z	10	10	10	10	10	10	10	10	10	16	16	16	16	20	20	20
b , мм	3	3	4	4	4	5	5	6	7	5	5	6	7	6	7	8
f , мм	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5

Расчет зубчатых соединений на прочность. Основными критериями работоспособности зубчатых (шлицевых) соединений являются сопротивления рабочих поверхностей смятию и изнашиванию в результате относительных перемещений, обусловленных деформациями и зазорами.

В зависимости от диаметра вала d выбирают параметры зубчатого соединения, после чего соединение проверяют на смятие. Проверку зубьев на срез не производят.

При расчете допускают, что по боковым поверхностям зубьев нагрузка распределяется равномерно, но из-за неточности изготовления в работе участвует только 75 % общего числа зубьев (т.е. коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями $\psi = 0,75$).

Условие прочности на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} = \frac{2T}{d_{ср} z h l \psi} \leq [\sigma]_{см} \quad (2)$$

где T – вращающий момент на валу; $\psi = 0,75$; z – число зубьев (принимается по ГОСТ); $h = 0,5(D - d)$ – высота поверхности контакта зубьев; $d_{ср} = 0,5(D + d)$ – средний диаметр соединения, мм; l – рабочая длина зубьев, мм; $[\sigma]_{см}$ – допускаемое напряжение на смятие боковых граней зубьев.

Допустимое напряжение смятия для неподвижных соединений с незакаленными зубьями $[\sigma_{см}] = 30...70$ МПа, а с закаленными зубьями $[\sigma_{см}] = 80...150$ МПа.

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

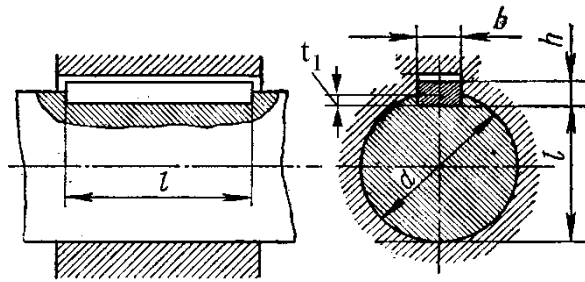


Рисунок 12 – Расчетная схема

Задача № 1. Подобрать по ГОСТ 23360-78 призматическую шпонку и найти ее длину. Передаваемый момент $T = 420$ Нм, диаметр вала $d = 52$ мм. Материал вала – сталь 30, термообработка – нормализация. Допускаемое напряжение на смятие $[\sigma_{см}] = 100$ МПа.

При диаметре вала $d = 52$ мм по таблице 1 размеры поперечного сечения шпонки: $b \times h \times t_1 = 16 \times 10 \times 6$ мм. Из формулы (1) необходимая длина шпонки:

$$l = \frac{2 \cdot T}{d \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma_{см}]} + b = \frac{2 \cdot 420 \cdot 10^3}{52 \cdot (10 - 6) \cdot 100} + 16 = 56,38 \text{ мм}$$

Из стандартного ряда длин шпонок: 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70...100 мм принимаем $l = 63$ мм.

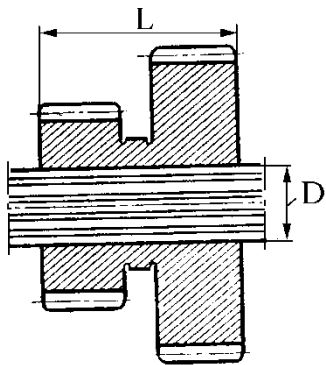


Рисунок 13 – Расчетная схема

Задача № 2. Подобрать по ГОСТ 1139-80 неподвижное зубчатое соединение (средней серии) блок-шестерни с валом и проверить его на прочность. Передаваемый крутящий момент $T = 2000$ Нм, наружный диаметр $D = 60$ мм, длина блок-шестерни $l = 50$ мм. Материалом соединения – сталь 45, термообработка – улучшение, $[\sigma_{см}] = 80...120$ МПа.

Из таблицы 2 при наружном диаметре 60 мм принимаем прямобоочное шлицевое соединение средней серии с размерами $d \times D \times z = 52 \times 60 \times 8$ мм, фаска $f = 0,5$ мм.

Условие прочности шлицевых(зубчатых) соединений по напряжениям смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d_{cp} \cdot z \cdot h \cdot l \cdot \psi} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 10^6}{56 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 50 \cdot 0,75} = 79,36 \text{ МПа},$$

где средний диаметр $d_{cp} = 0,5(d + D) = 0,5(52 + 60) = 56$ мм;
рабочая высота зуба

$$h = [0,5(D - d)] - 2f = [0,5(60 - 52)] - 2 \times 0,5 = 3 \text{ мм}.$$

Прочность соединения обеспечена, так как $\sigma_{см} < [\sigma_{см}] = 100$ МПа.

По результатам практической работы № 11 выполнить расчет шпоночных соединений ведущего и ведомого вала редуктора.

ВОПРОСЫ И ЗАДАНИЯ

ЗАДАНИЯ

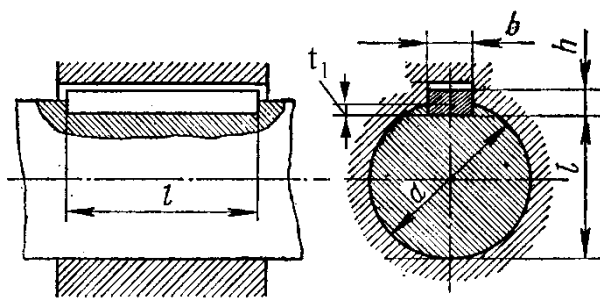


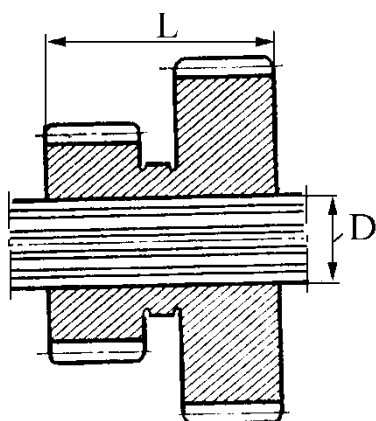
Рисунок 14 – Расчетная схема

Задача № 1. Подобрать по ГОСТу призматическую шпонку и проверить ее на прочность. Значения передаваемого крутящего момента и диаметр вала указаны в таблице 4. Материалом шпонки и вала задаться самостоятельно.

Таблица 3 – Исходные данные к задаче № 1

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Н·м	960	854	920	754	875	1020	856	700	800	900
d, мм	68	62	65	58	64	75	60	55	60	64
Величина	Варианты									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20

T, Н·м	960	854	920	754	875	1020	856	700	800	900
d, мм	62	68	58	68	75	64	55	60	64	60



Задача № 2. Подобрать по ГОСТу подвижное зубчатое соединение блок-шестерни с валом и проверить его на прочность (рисунок 23). Передаваемый момент T и наружный диаметр вала D заданы в таблице 25.

Материалом соединения задаться самостоятельно. Ширину блок-шестерни L найти из условия прочности на смятие.

Рисунок 15 – Расчетная схема

Таблица 4 – Исходные данные к задаче № 2

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Нм	620	640	720	740	800	820	900	920	960	1000
D, мм	45	48	50	52	55	58	60	66	70	75
Величина	Варианты									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
T, Нм	960	854	920	754	875	1020	856	700	800	900
D, мм	68	62	65	58	64	75	60	55	60	64

ВОПРОСЫ

1. Для чего предназначены шпоночные соединения?
2. Назовите основные виды шпоночных соединений и дайте сравнительную характеристику.
3. По какому критерию рассчитываются шпоночные соединения?
4. Почему шпонки рассчитывают по напряжениям смятия, а не среза?
5. Дайте классификацию шлицевых соединений.
6. Какова конструкция и основное назначение шлицевых соединений?
7. Какими достоинствами обладают шлицевые соединения по сравнению со шпоночными?
8. Как производят проверочный расчет прямобочного шлицевого соединения?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Детали машин и основы конструирования: учебник для бакалавров / под ред. Г.И. Рощина, Е.А. Самойлова. – М.: Изд-во Юрайт, 2013. – 415 с. – Серия: Бакалавр. Базовый курс.
2. Хруничева Т.В. Детали машин: типовые расчеты на прочность: учебное пособие. – М.: ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2011. – 224 с.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №16

РАЗРАБОТКА И ВЫПОЛНЕНИЕ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Цель работы: Приобрести навыки выполнения рабочих чертежей деталей.

Знания, умения и владения, приобретаемые студентами в результате освоения темы, формируется в рамках компетенции ОПК-1– способен решать производственные и (или) исследовательские задачи профессиональной деятельности с учетом основных требований и потребностей нефтегазовой отрасли.

Актуальность темы. Разработка и выполнение рабочих чертежей зубчатых колес является важнейшим элементом обучения студента чтению чертежей.

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Общие сведения. Чертежом детали называют документ, содержащий изображение детали и данные, необходимые для её изготовления и контроля. Рабочие чертежи разрабатывают на все детали (кроме покупных и стандартных), входящие в состав изделия.

Рабочие чертежи деталей разрабатываются в соответствии с ГОСТ 2.109-73. Качество изготовления чертежей деталей влияет на сроки, стоимость и качество изготовления деталей и машины в целом.

Рабочие чертежи деталей выполняют карандашом на чертежной бумаге стандартного формата (таблица 1) по ГОСТ 2.301-68 в натуральном виде в масштабе 1 : 1(масштабы представлены в таблице 2). Чертежи содержат: изображение детали с нанесенными размерами; предельные отклонения размеров; допуски формы и расположения; параметры шероховатости поверхностей; технические требования; технические параметры; основную надпись. На рабочих чертежах деталей не допускается помещать технологические указания. В виде исключения можно указывать: совместную обработку, притирку, развальцовку.

Таблица 1 – Форматы чертежей

Формат	A ₀	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄
Размеры формата, мм	841×1189	594×841	420×594	297×420	210×197

Таблица 2 – Масштабы изображения*

Масштаб уменьшения	1 : 2	1 : 2,5	1 : 4	1 : 5	1 : 10
Масштаб увеличения	2 : 1	2,5 : 1	4 : 1	5 : 1	10 : 1

*Натуральное изображение детали выполняется в масштабе (1 : 1).

На листах стандартного формата помещают основную надпись по форме 1 (рисунок 1) в правом нижнем углу. На последующих листах помещают основную надпись по форме 2а (рисунок 2).

Рисунок 1 – Основная надпись по форме 1 (ГОСТ 2.104-68)

Рисунок 2 – Основная надпись по форме 2а (ГОСТ 2.104-68)

В графах основной надписи (номера граф указаны в скобках) приводят: 1 – наименование изделия; 2 – обозначение детали; 3 – обозначение материала по ГОСТ; 4 – литеру документа (в учебных документах в левой колонке проставляют букву «У»); 5 – массу детали; 6 – масштаб; 7 – порядковый номер листа; 8 – общее количество листов; 9 – сокращенное название ВУЗа, шифр группы.

В графе «Разраб.» указывают фамилию и инициалы студента, его подпись и дату. В графе «Пров.» указывают фамилию и инициалы преподавателя, его подпись и дату. Остальные графы оставляют свободными.

Изображение детали. Ниже излагаются общие правила и рекомендации по разработке и выполнению рабочих чертежей деталей.

Деталь изображают на чертеже в том положении, в котором её устанавливают на станке, в частности ось детали тела вращения (вал, зубчатое колесо, шкив, стакан и др.) располагают параллельно основной надписи.

Количество изображений (видов, разрезов и сечений) должно быть минимальным, обеспечивающим полное представление об устройстве, взаимодействии его составных частей, сборке и регулировке. Тела вращения (валы, зубчатые колеса) чаще выполняются в одну проекцию, дополненную выносными элементами.

Размеры, приводимые на чертежах деталей, условно делят на: *функциональные*, определяющие качественные показатели изделия (размеры сборочных размерных цепей; сопряжённые размеры; диаметры посадочных мест валов для зубчатых, червячных колёс, муфт, подшипников и других деталей; размеры резьб на валах для установочных гаек, диаметры расположения винтов на крышках подшипников); *свободные* (размеры несопряженных поверхностей); *справочные*.

Основной принцип задания размеров на чертежах состоит в следующем:

функциональные размеры задают на чертежах деталей, взяв их из чертежа сборочной единицы (редуктора, коробки передач и др.) и из схем размерных цепей;

свободные размеры задают с учётом технологии изготовления и удобства контроля;

справочные размеры не подлежат выполнению по данному чертежу. Их указывают для удобства пользования чертежом, при изготовлении детали их не контролируют. Справочные размеры отмечают звёздочкой* и в технических требованиях делают запись: *Размеры для справок.

На чертеже должно быть задано *минимальное* количество размеров, но *достаточное* для изготовления и контроля детали. Каждый размер следует приводить на чертеже лишь *один* раз или, при крайней необходимости, повторять на других изображениях как справочный.

Не допускается наносить размеры в виде замкнутой цепи, за исключением случаев, когда один из размеров указан как справочный.

Для всех размеров на рабочем чертеже детали указывают *предельные отклонения*, иначе они становятся неопределёнными для производства. Исключения составляют справочные размеры, размеры, разделяющие зоны различной степени точности, шероховатости или термообработки одной и той же поверхности, размеры фасок, галтелей, длины нарезаемой части винтов и других подобных

Помимо указанных размеров на чертеже изделия также указывают: *предельные отклонения формы и расположения поверхностей; шероховатость поверхностей и обозначение термической обработки*.

Предельные отклонения размеров. Сведения о допусках и посадках изучаются в дисциплине «Метрология, стандартизация и сертификация». Подробные указания по определению и простановке этих параметров на рабочих чертежах деталей содержатся в литературных источниках [1, 2]. На рабочих чертежах зубчатых колёс чаще указывается предельное отклонение размеров отверстия под вал.

Предельные отклонения формы и расположения поверхностей. Погрешности формы и расположения поверхностей возникают при обработке де-

талей вследствие деформаций оборудования, инструмента и деталей, неоднородности материала заготовки и других причин.

Допуски формы и расположения поверхностей указывают на чертежах условными обозначениями в соответствии с ГОСТ 2.308-79. Эти обозначения состоят из графического символа, обозначающего вид допуска, числового значения допуска в миллиметрах и буквенного обозначения базы или поверхности, с которой связан допуск расположения. На чертежах условное обозначение указывают в прямоугольных рамках.

На рабочих чертежах зубчатых колес чаще указывается допуск цилиндричности для центрального сквозного отверстия и допуск перпендикулярности торцевой поверхности ступицы колеса относительно базы А.

Шероховатость поверхностей. ГОСТ 2789-73 устанавливает следующие параметры шероховатости поверхностей: Ra – среднее арифметическое отклонение профиля; Rz – высота неровностей профиля по десяти точкам. Чаще используют параметр Ra .

Подробные указания по определению и простановке этих параметров на рабочих чертежах деталей содержатся в литературных источниках [1, 2].

Технические требования располагают над основной надписью, а при недостатке места левее основной надписи. Они содержат:

1. Требования к материалу, заготовке, термической обработке и к свойствам материала готовой детали (HB, HRC).
2. Указания о размерах (размеры для справок, радиусы закруглений, углы и др.).
3. Общие допуски размеров, формы и расположения
4. Допуски формы и взаимного расположения поверхностей, на которые в ГОСТ 2.308-79 нет условных графических знаков.
5. Требования к качеству поверхности (указания об отделке, покрытии, шероховатости). Для размеров и предельных отклонений, приводимых в технических требованиях, *обязательно указывают единицы измерения.*

Таблица параметров зубчатых колес. Располагается в правой верхней части листа (рисунок 3).

На рисунках 4, 5, 6 приводятся примеры рабочих чертежей цилиндрических, конических и червячных колес, которые выполняются в следующей последовательности:

- а) по результатам практической работы № выполнить изображение колеса, соответствующему техническому заданию;
- б) обозначить базу А – внутреннюю посадочную поверхность ступицы колеса;

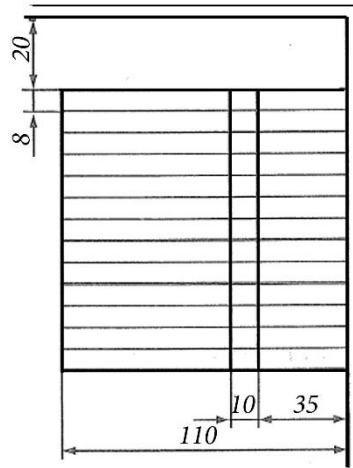


Рисунок 3 – Таблица параметров зубчатых колес

- в) проставить диаметральные размеры колес;
 - г) на сопрягаемые линейные и диаметральные размеры задать поля допусков, а на размер шпоночного паза назначить верхнее отклонение $+0,2$ мм;
 - д) нанести на чертеже условное обозначение допусков формы и расположения поверхностей;
 - е) проставить на чертеже колеса условные обозначения шероховатости поверхностей и назначить параметры шероховатости. На остальные, не указанные на чертеже поверхности, назначается шероховатость – $Ra\ 6,3$ мкм;
 - ж) составить технические требования в указанном выше порядке.
- 3) заполнить таблицу параметров зубчатых колес.

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

Выполнить рабочие чертежи цилиндрического, конического и червячного зубчатого колеса. Ниже показаны образцы выполнения рабочих чертежей.

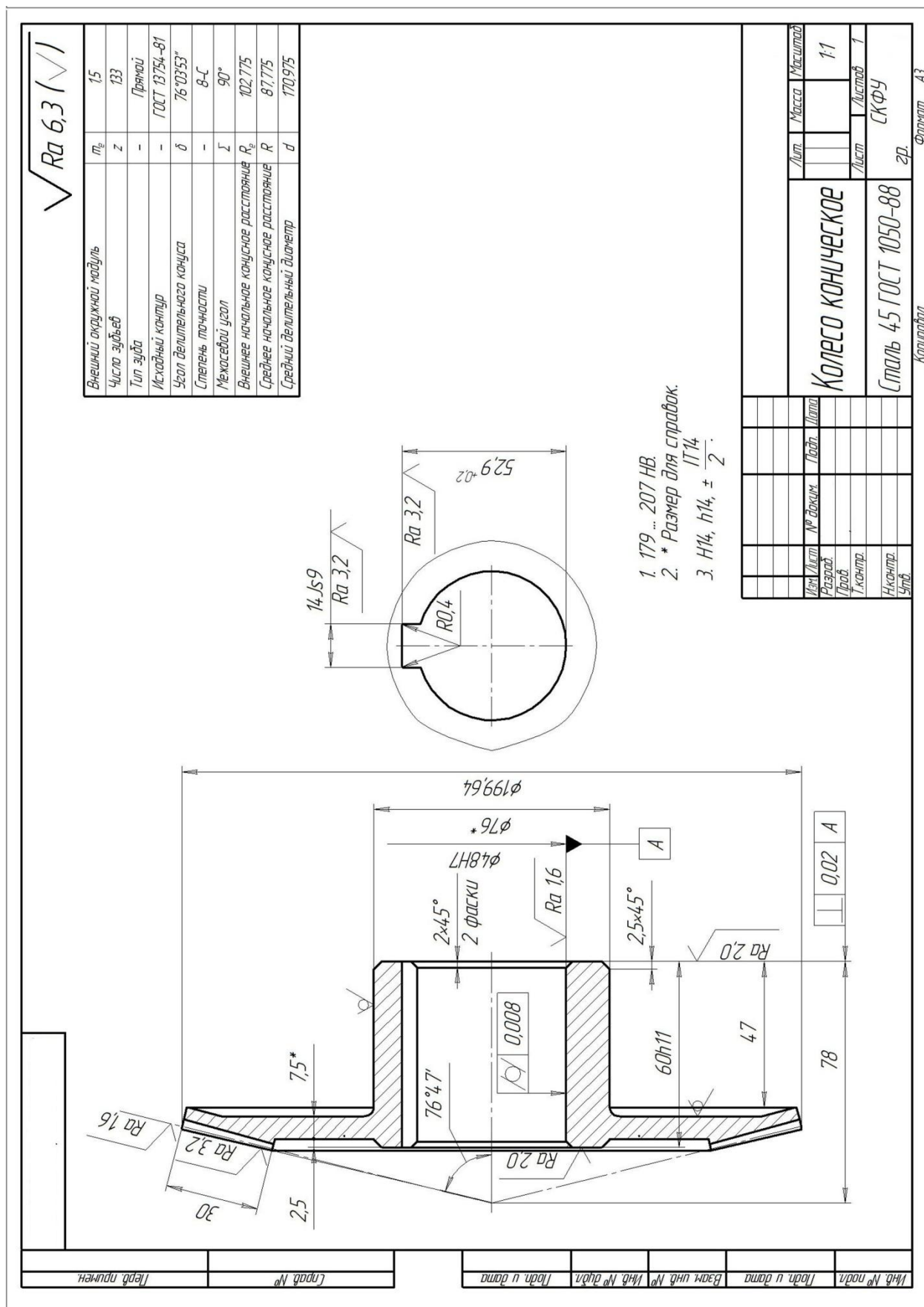


Рисунок 5 – Рабочий чертеж конического колеса

ВОПРОСЫ И ЗАДАНИЯ

ЗАДАНИЯ

В соответствии с техническим заданием по результатам практических работ № 8,9,10 выполнить рабочий чертеж цилиндрического, конического или червячного колеса с соблюдением норм ЕСПД и ЕСКД.

ВОПРОСЫ

1. Назовите основные нормы и правила ЕСКД при выполнении рабочих чертежей деталей.
2. Какие проставляются размеры на рабочих чертежах деталей?
3. Назовите основные отклонения размеров, формы и расположения поверхностей.
4. Какие данные заносятся в таблицу параметров на рабочих чертежах цилиндрических колес?
5. На каких поверхностях указываются шероховатости на рабочих чертежах деталей?
6. Какие данные заносятся в основную надпись на чертежах?
7. Расшифруйте данные, которые заносятся в обозначения документа, проставляемого в графе 2 основной надписи рабочих чертежей деталей?
13. Какие данные заносятся в технические требования?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: учебное пособие. – 2-е издание, перераб. и дополн. – Калининград: Янтарный сказ, 2002. – 454 с.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студентов высш. учеб. заведений. – 11-е изд. стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 496 с.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №17

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОРПУСА РЕДУКТОРА. СБОРОЧНЫЙ ЧЕРТЕЖ РЕДУКТОРА

Цель работы: Изучение устройства редуктора и основных конструктивных схем

Знания, умения и владения, приобретаемые студентами в результате освоения темы, формируется в рамках компетенции ОПК-1– способен решать производственные и (или) исследовательские задачи профессиональной деятельности с учетом основных требований и потребностей нефтегазовой отрасли.

Актуальность темы. Данная тема позволяет студенту составить представление о взаимосвязи основных систем, обеспечивающих работоспособность редуктора

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Корпус редуктора (рис. 1) служит для размещения и обеспечения заданного взаимного расположения в нем деталей и узлов передач, для организации системы смазки и охлаждения, предохранения деталей от загрязнения, восприятия усилий, возникающих в зацеплении зубчатых колес при работе редуктора. Он должен быть достаточно прочным и жестким, так как при значительных деформациях корпуса возможны перекосы валов и расположенных на них деталей. Поэтому для повышения жесткости стенок корпуса используют ребра, расположенные у приливов под подшипниковые гнезда. Корпус чаще выполняют разъемным, состоящим из основания (картера) и крышки. При конструировании червячных и легких зубчатых редукторов иногда применяют неразъемные корпуса со съемными крышками. Корпусные детали имеют сложную форму, поэтому в большинстве случаев их получают методом литья, а при единичном и мелкосерийном производстве – методом сварки.

Наиболее распространены отливки из чугуна марок СЧ15, СЧ18 и т.п., что объясняется хорошими литейными свойствами чугуна, относительно низкой стоимостью и хорошей обрабатываемостью материала.

Конструктивные параметры корпуса редуктора определяем по рекомендациям [1, табл. 10.2] и используя значение межосевого расстояния $a_w = 125$ мм.

Толщина стенки корпуса и крышки редуктора:

$$\delta = 0,025a_w + 1 = 0,025 \cdot 125 + 1 = 4,125 \text{ мм}, \text{ принимаем } \delta = 8 \text{ мм};$$

$$\delta_1 = 0,02a_w + 1 = 0,02 \cdot 125 + 1 = 3,5 \text{ мм}, \text{ принимаем } \delta_1 = 8 \text{ мм};$$

Толщина верхнего пояса корпуса

$$b = 1,5\delta = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм}.$$

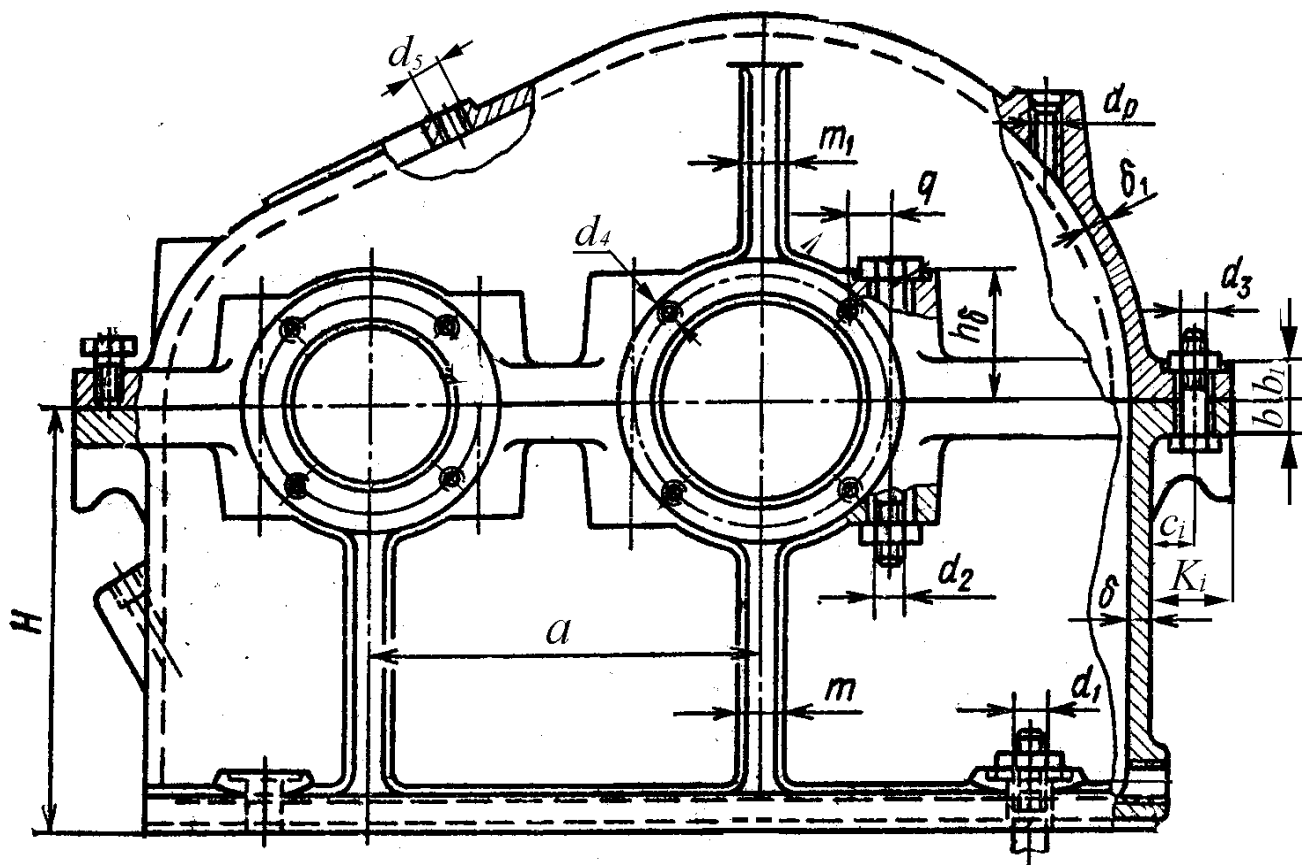


Рисунок 1 – Схема корпуса цилиндрического редуктора

Толщина нижнего пояса крышки

$$b_1 = 1,5\delta_1 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм.}$$

Толщина нижнего пояса корпуса

$$p = 2,35\delta = 2,35 \cdot 8 = 18,8 \text{ мм, принимаем } p = 20 \text{ мм.}$$

Толщина ребер корпуса и крышки

$$m = (0,85 \dots 1)\delta = (0,8 \dots 1) \cdot 8 = 5,6 \dots 8 \text{ мм, принимаем } m = 7 \text{ мм;}$$

$$m_1 = (0,85 \dots 1)\delta_1 = (0,85 \dots 1) \cdot 8 = 5,6 \dots 8 \text{ мм, принимаем } m_1 = 7 \text{ мм.}$$

Диаметр фундаментных болтов:

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036)a_w + 12 \text{ мм} = (0,03 \dots 0,036) \cdot 125 + 12 = 15,75 \dots 16,5 \text{ мм,}$$

принимаем болт с резьбой М16.

Диаметр болтов у подшипников:

$$d_2 = (0,7 \dots 0,75)d_1 = (0,7 \dots 0,75) \cdot 16 = 11,2 \dots 12 \text{ мм,}$$

принимаем болт с резьбой М12.

Диаметр болтов соединяющих крышку и корпус:

$$d_3 = (0,5 \dots 0,6)d_1 = (0,5 \dots 0,6) \cdot 16 = 8 \dots 9,6 \text{ мм,}$$

принимаем болт с резьбой М10.

Диаметр болтов крепящих смотровую крышку:

$$d_5 = (0,3 \dots 0,4)d_1 = (0,3 \dots 0,4) \cdot 16 = 4,8 \dots 6,4 \text{ мм,}$$

принимаем болт с резьбой М6.

Ширина верхнего и нижнего пояса корпуса редуктора

$$K_1 = 2 d_1 + (8 \dots 10) = 2 \cdot 16 + 10 = 42 \text{ мм}$$

$$K_3 = 2 d_3 + (8 \dots 10) = 2 \cdot 10 + 10 = 30 \text{ мм}$$

ВОПРОСЫ И ЗАДАНИЕ

ЗАДАНИЕ

В соответствии с техническим заданием по результатам практических работ № 8,9,10,11:

1. Рассчитать размеры конструктивных элементов корпуса редуктора
2. Выполнить рабочий чертеж цилиндрического, конического или червячного редуктора с соблюдением норм ЕСДП и ЕСКД.

Приложение. Сборочные чертежи редукторов.

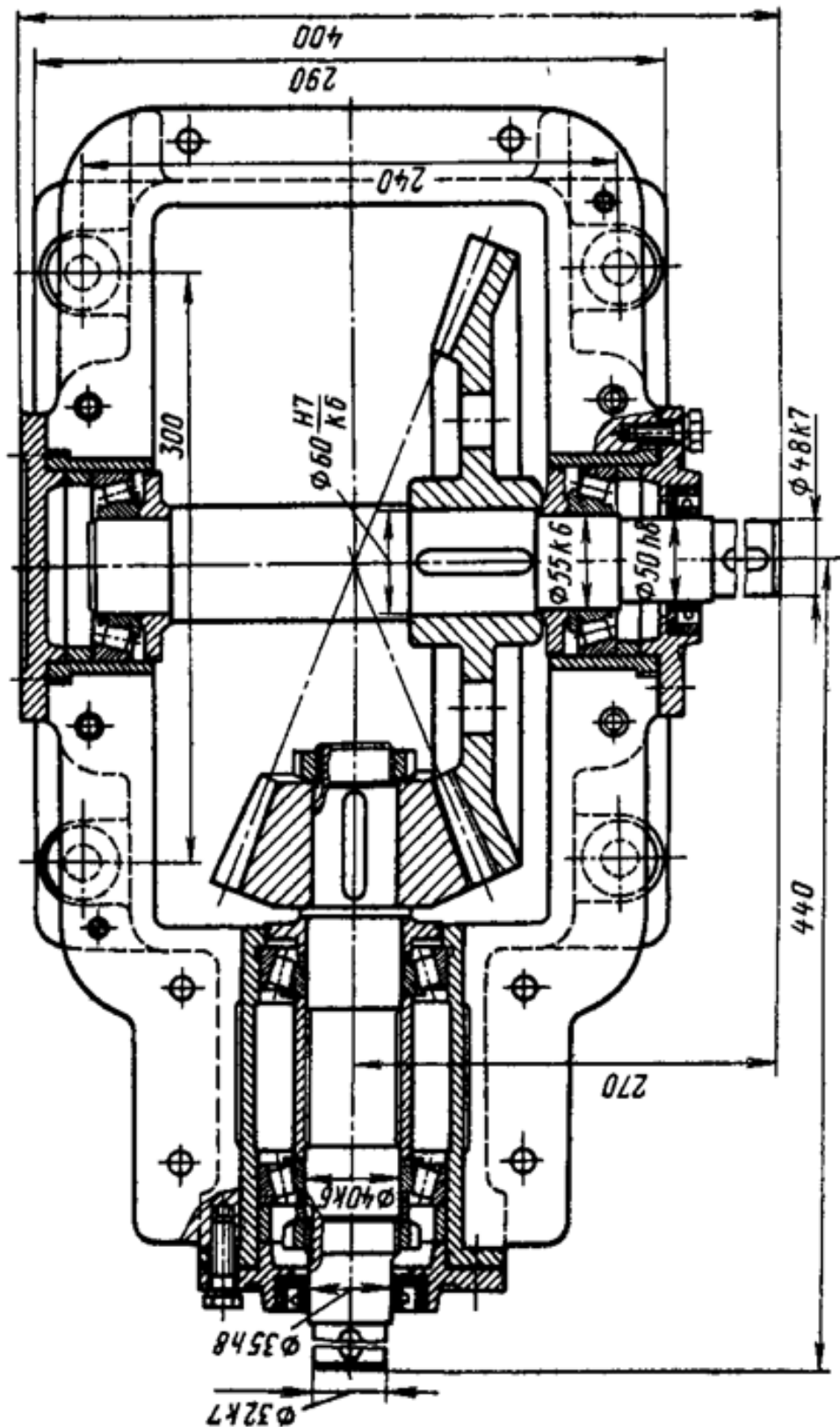
ВОПРОСЫ

1. Что определяет конструктивные параметры корпуса редуктора.
2. Что используется для расчета толщины верхнего и нижнего пояса корпуса редуктора.
3. От чего зависит диаметр подшипниковых болтов.
4. Из чего изготавливается корпус редуктора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чернавский, С. А. Курсовое проектирование деталей машин: учебное пособие / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин и др. – 3-е изд. – М. : ООО ТИД "Альянс", 2005. – 416 с.

Приложение 3. Конический редуктор



ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №18. РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель работы: Получить навык расчета клиноременной передачи

Знания, умения и владения, приобретаемые студентами в результате освоения темы, формируются в рамках компетенции ОПК-1– способен решать производственные и (или) исследовательские задачи профессиональной деятельности с учетом основных требований и потребностей нефтегазовой отрасли.

Актуальность темы. Клиноременные передачи относятся к наиболее распространенным передачам определяющим технологические возможности привода.

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Ременные передачи относятся к категории быстроходных передач. Исходными данными для расчета ременных передач являются номинальная мощность и номинальная частота вращения двигателя или условия долговечности ремня.

В разрабатываемом проекте конструируются ременные передача открытого типа с ремнем клиновидного сечения.

Расчет ременных передач проводится в два этапа: первый – проектный расчет с целью определения геометрических параметров передачи; второй – проверочный расчет ремней на прочность.

Пример проектного расчета ременной передачи

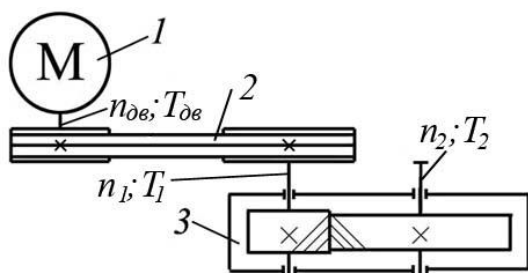


Рисунок 1 – Приводная станция: 1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор

Выполнить расчет клиноременной передачи по следующим исходным данным: мощность на ведущем шкиве $P_{mp} = 2,75$ кВт; частота вращения ведущего шкива $n_{\partial\partial} = 1425$ мин⁻¹; передаточное число $u_1 = 2,2$.

Площадь сечения ремня зависит от мощности, передаваемой ведущим шкивом ($P_{mp} = 2,75$ кВт) и его частоты вращения ($n_{\partial\partial} = n_1 = 1425$ мин⁻¹). По номограмме (рис.2а) выбираем ремень нормального сечения типа А. Согласно или (рис. 2б) высота сечения ремня $h = 8$ мм, площадь сечения (табл.1) $A = 81$ мм².

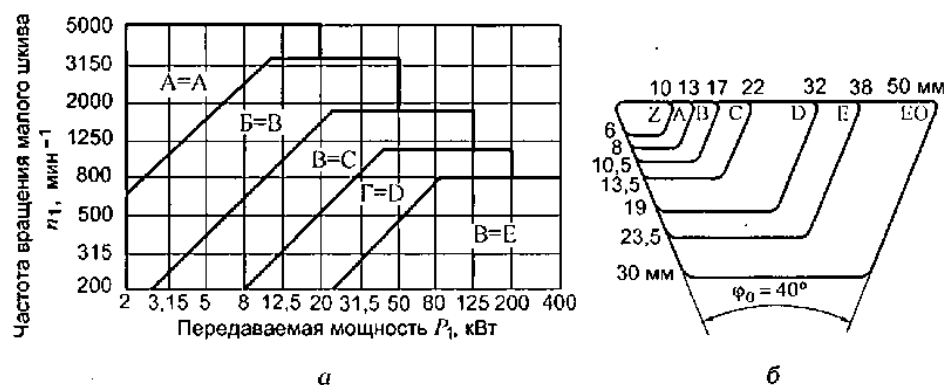


Рисунок 2– Номограмма

Определяем минимально допустимый диаметр ведущего шкива, который зависит от выбранного сечения ремня.

Таблица 1- Минимально допустимый диаметр ведущего шкива площадь сечения ремня

Сечение ремня	Z	A	B	C	D	E	УО	УА	УБ
$d_{min}, \text{мм}$	63	90	125	200	355	500	63	90	140
$A, \text{мм}^2$	47	81	138	230	476	691	56	98	159

По таблице .1 для ремней нормального сечения типа *A* принимаем $d_{1min} = 90 \text{ мм}$.

В целях повышения срока службы ремней увеличиваем диаметр ведущего шкива до ближайшего большего значения из стандартного ряда (ГОСТ 17383-73 *)

Примечание. Стандартный ряд диаметров шкивов, мм (ГОСТ 17383-73 *)

	40	45	50	56	63	71	80	90	100	112	125	140	160
180	200	224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710	800
	900	1000	1120	1250	1400	1600	1800	2000					

Принимаем $d_1 = 100 \text{ мм}$.

Определяем диаметр ведомого шкива

$$d_2 = d_1 \cdot u_1 \cdot (1 - \varepsilon),$$

где u_1 – передаточное число ременной передачи; ε – коэффициент скольжения, $\varepsilon = 0,01$.

$$d_2 = 100 \cdot 2,2 \cdot (1 - 0,01) = 217,8 \text{ мм}.$$

По стандартному ряду (ГОСТ 17383-73 *) принимаем $d_2 = 224 \text{ мм}$.

Определяем фактическое передаточное число и проверяем его отклонение от заданного

$$u_{\phi 1} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{224}{100 \cdot (1 - 0,01)} = 2,26$$

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi 1} - u_1|}{u_1} \cdot 100\% = \frac{|2,26 - 2,2|}{2,2} \cdot 100\% = 2,7\%,$$

что меньше допустимого значения 3%.

Определяем минимальное ориентировочное межосевое расстояние

$$a_{min1} \geq 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h, = 0,55 \cdot (100 + 224) + 8 = 186,2 \text{ мм.}$$

Определяем максимальное ориентировочное межосевое расстояние

$$a_{max1} \geq d_1 + d_2 = 100 + 224 = 324 \text{ мм.}$$

С целью удобства размещения натяжного устройства принимаем $a_1 = 300$ мм.

Определяем расчетную длину ремня

$$l_p = 2 \cdot a_1 + \frac{\pi}{2} \cdot (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a_1};$$

$$l_p = 2 \cdot 300 + \frac{3,14}{2} \cdot (224 + 100) + \frac{(224 - 100)^2}{4 \cdot 300} = 1121,5 \text{ мм.}$$

По стандартному ряду длин ремня принимаем $l = 1120$ мм.

Примечание. Стандартный ряд длины ремня 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000

Уточняем значение межосевого расстояния при $l = 1120$ мм. Фактическое межосевого расстояния

$$a_{1\phi} = \frac{1}{8} \cdot \left[2 \cdot l - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2} \right];$$

$$a_{1\phi} = \frac{1}{8} \cdot \left[2 \cdot 1120 - 3,14 \cdot (224 + 100) + \sqrt{[2 \cdot 1120 - 3,14(224 + 100)]^2 - 8 \cdot (224 - 100)^2} \right] = 299,2 \text{ мм.}$$

Определяем угол обхвата ремнем ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a_{1\phi}} \geq 120^\circ;$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{224 - 100}{299,2} = 156,4^\circ.$$

Определяем скорость ремня

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 1425}{60000} = 7,46 \text{ м/с,}$$

что меньше допустимого значения для клиновых ремней $[v] = 25$ м/с [2, с. 88].

Определяем частоту пробегов ремня

$$U = \frac{v}{l} = \frac{7,46}{1,12} = 6,66 \text{ с}^{-1},$$

что меньше допустимого значения $[U] = 30 \text{ с}^{-1}$ [2, с. 88].

Определяем допускаемую мощность, передаваемую одним клиновым ремнем

$$[P_n] = [P_0] \cdot C_p \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_z,$$

где $[P_0]$ –; C_p – коэффициент динамичности нагрузки; C_α – коэффициент влияния угла обхвата; C_l – коэффициент влияния расчетной длины ремня к базовой; C_z – коэффициент числа ремней.

Таблица 2- Допускаемая приведенная мощность, передаваемая одним клиновым ремнем

Сечение ремня	d_1 , мм	P_o , кВт, при скорости ремня v , м/с					
		3	5	10	15	20	25
O (Z)	63	0,31	0,49	0,82	1,03	1,11	-
	71	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40
	80	0,40	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65
	90	0,44	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90
	100	0,46	0,70	1,24	1,67	1,97	2,10
	112	0,48	0,78	1,32	1,80	2,12	2,30
A	90	0,56	0,84	1,39	1,75	1,88	-
	100	0,62	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29
	112	0,70	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82
	125	0,74	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27
	140	0,80	1,23	2,18	2,91	3,44	3,70
	160	0,85	1,32	2,35	3,20	3,80	4,12
	180	0,88	1,38	2,47	3,39	4,05	4,47
B (B)	125	0,82	1,39	2,26	2,80	-	-
	140	1,07	1,61	2,70	3,45	3,83	-
	160	1,20	1,83	3,15	4,13	4,74	4,88
	180	1,30	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76
	200	1,40	2,15	3,79	5,08	6,00	6,43
	224	1,47	2,26	4,05	5,45	6,50	7,05
	250	1,54	2,39	4,29	5,85	7,00	7,70
	280	1,57	2,50	4,50	6,15	7,40	8,20
B (C)	200	1,85	2,77	4,59	5,80	6,33	-
	224	2,08	3,15	5,25	6,95	7,86	7,95
	250	2,28	3,48	6,02	7,94	9,18	9,60
	280	2,46	3,78	6,63	8,86	10,4	11,1
	315	2,63	4,07	7,19	9,71	11,5	12,5
	355	2,76	4,32	7,70	10,5	12,6	13,8
	400	2,89	4,54	8,10	11,1	13,3	15,0
	450	3,00	4,70	8,50	11,7	14,2	15,9
...							

Для определения допустимой приведенной мощности при скорости ремня $v = 7,46$ м/с воспользуемся методом **линейной интерполяции**.

Для этого из таблицы 2 для клинового ремня типа А, при диаметре ведущего шкива $d_1 = 100$ мм и скорости ремня 5 и 10 м/с выбираем значения приведенной мощности:

Окружная скорость, v , м/с	Приведенная мощность, $[P_0]$, кВт
5,0	0,95
7,46	$[P_0]$
10	1,6

Отсюда искомая приведенная мощность:

$$[P_0] = 0,95 + \frac{7,46 - 5}{10 - 5} \cdot (1,6 - 0,95) = 1,27 \text{ кВт}.$$

Коэффициент динамичности нагрузки при умеренных колебаниях $C_p = 0,9$.

Для определения влияния коэффициента угла обхвата C_α воспользуемся таблицей 3 и методом интерполяции. $C_\alpha = 0,934$

Таблица 3- Коэффициент угла обхвата

α_1	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
C_α	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,73	0,68	0,62	0,56

Коэффициент влияния расчетной длины ремня к базовой C_l также определяем методом линейной интерполяции. $C_l = 0,908$

Таблица 4. Значения коэффициента C_L для клиновых ремней

$L_p, \text{мм}$	Сечение ремня			
	О(Z)	А(А)	Б(В)	В(С)
400	0,79	0,79	0,82	0,86
500	0,81			
560	0,82			
710	0,86			
900	0,92	0,87	0,82	0,86
1000	0,95	0,90	0,85	
1250	0,98	0,93	0,88	
1500	1,03	0,98	0,92	
1800	1,06	1,01	0,95	0,86
2000	1,08	1,03	0,98	0,88
2240	1,10	1,06	1,00	0,91
2500	1,30	1,09	1,03	0,93
2800		1,11	1,05	0,95

Коэффициент влияния числа ремней определяем по таблице 5

Таблица 5. Коэффициент влияния числа ремней

z	1	2...3	4...6	>6
C_z	1	0,95	0,9	0,85

При ожидаемом числе ремней $z = 2$ или 3 принимаем $C_z = 0,95$.

Отсюда

$$[P_n] = 1,27 \cdot 0,9 \cdot 0,934 \cdot 0,908 \cdot 0,95 = 0,921 \text{ кВт.}$$

Определяем количество ремней

$$z = \frac{P_{mp}}{[P_n]} = \frac{2,75}{0,921} = 2,986.$$

Принимаем $z = 3$.

Проверочный расчет ременной передачи

Определяем силу предварительного натяжения одного клинового ремня

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_{mp} \cdot C_l}{z \cdot v \cdot C_\alpha \cdot C_p} = \frac{850 \cdot 2,75 \cdot 0,908}{3 \cdot 7,46 \cdot 0,934 \cdot 0,9} = 105,4 \text{ Н.}$$

Определяем окружную силу, передаваемую комплектом клиновых

$$F_t = \frac{P_{mp} \cdot 1000}{v} = \frac{2,75 \cdot 1000}{7,46} = 368,6 \text{ Н.}$$

Определяем силу давления ремней на вал

$$F_{on} = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 105,4 \cdot 3 \cdot \sin \frac{156,4}{2} = 619 \text{ Н.}$$

Проверяем прочность одного клинового ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви [2, с. 91]:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_v \leq [\sigma]_p,$$

где σ_1 – напряжения растяжения,

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2 \cdot z \cdot A} = \frac{105,4}{81} + \frac{368,6}{2 \cdot 3 \cdot 81} = 2,06 \text{ МПа};$$

где $A = 81 \text{ мм}^2$ – площадь сечения ремня типа A .

σ_u – напряжения изгиба,

$$\sigma_u = E_u \cdot \frac{h}{d_1} = 40 \cdot \frac{8}{100} = 3,2 \text{ МПа};$$

где $E_u = 40 \text{ Н/мм}^2$ – модуль упругости материала ремня; $h = 8 \text{ мм}$ – высота сечения ремня типа A .

σ_v – напряжения от центробежных сил,

$$\sigma_v = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6} = 1250 \cdot 7,46^2 \cdot 10^{-6} = 0,07 \text{ МПа};$$

где $\rho = 1250 \text{ кг/м}^3$ – плотность материала ремня,

$[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения: $[\sigma]_p = 10 \text{ МПа}$.

Тогда

$$\sigma_{\max} = 2,06 + 3,2 + 0,07 = 5,33 \text{ МПа} < 10 \text{ МПа}.$$

Следовательно, прочность ремня обеспечена.

Определяем долговечность работы ремней:

$$T = \left(\frac{\sigma_N}{\sigma_{\max}} \right)^m \cdot \frac{N_0}{7200 \cdot U} = \left(\frac{9}{5,33} \right)^8 \cdot \frac{10^7}{7200 \cdot 6,66} = 13759 \text{ час},$$

где $\sigma_N = 9 \text{ МПа}$ – предел выносливости при числе циклов $N_0 = 10^7$ для клиновых ремней; m – показатель степени, для клиновых ремней $m = 8$.

Это приемлемо для ременных передач.

Часть 2. Конструирование винтового натяжного устройства

В машинах общего назначения обычно используют периодическую регулировку натяжения ремней.

При монтаже натяжных устройств необходимо выполнять следующие монтажные требования:

1. Максимальный прогиб ремня,

$$f = 1,55a/100, \text{ мм}$$

где F , Н - прогибающее усилия на середине межосевого расстояния a :

– для нового ремня $F = (1,3F_0 + C)/16$;

– для работающего ремня $F = (F_0 + C)/16$, где F_0 – предварительное натяжение ремня, Н, C – коэффициент жёсткости ремня в зависимости от его сечения.

Сечение ремня:	O;	A;	B;	B;	Г;
Коэффициент C:	7;	10;	15;	22;	35.

2. Непараллельность осей шкивов, мм на 100 мм межосевого расстояния:

– для клиновых ремней не более 1 мм;

– для поликлиновых не более 0,5 мм;

– для зубчатых ремней $\leq 0,7$ при $n < 1500 \text{ об/мин}$, $\leq 0,5$ при $n > 1500 \text{ об/мин}$.

3. Смещение рабочих поверхностей шкивов, мм на 100 мм межосевого расстояния:

– для клиновых ремней не более 0,2 мм;

— для поликлиновых не более 0,15 мм.

1. Натяжное устройство (рис. 1), состоящее из двух плит – неподвижной плиты 1, закрепленной на раме привода, и подвижной 2, перемещающейся по неподвижной плите. Электродвигатель крепят к подвижной плите винтами 3. Для винтов 4 в подвижной плите сделаны пазы, в неподвижной плите – резьбовые отверстия. Диаметры винтов 4 соответствуют ширине пазов. Перемещение подвижной плиты 2 по неподвижной плите 1 осуществляется при помощи толкающих винтов 5.

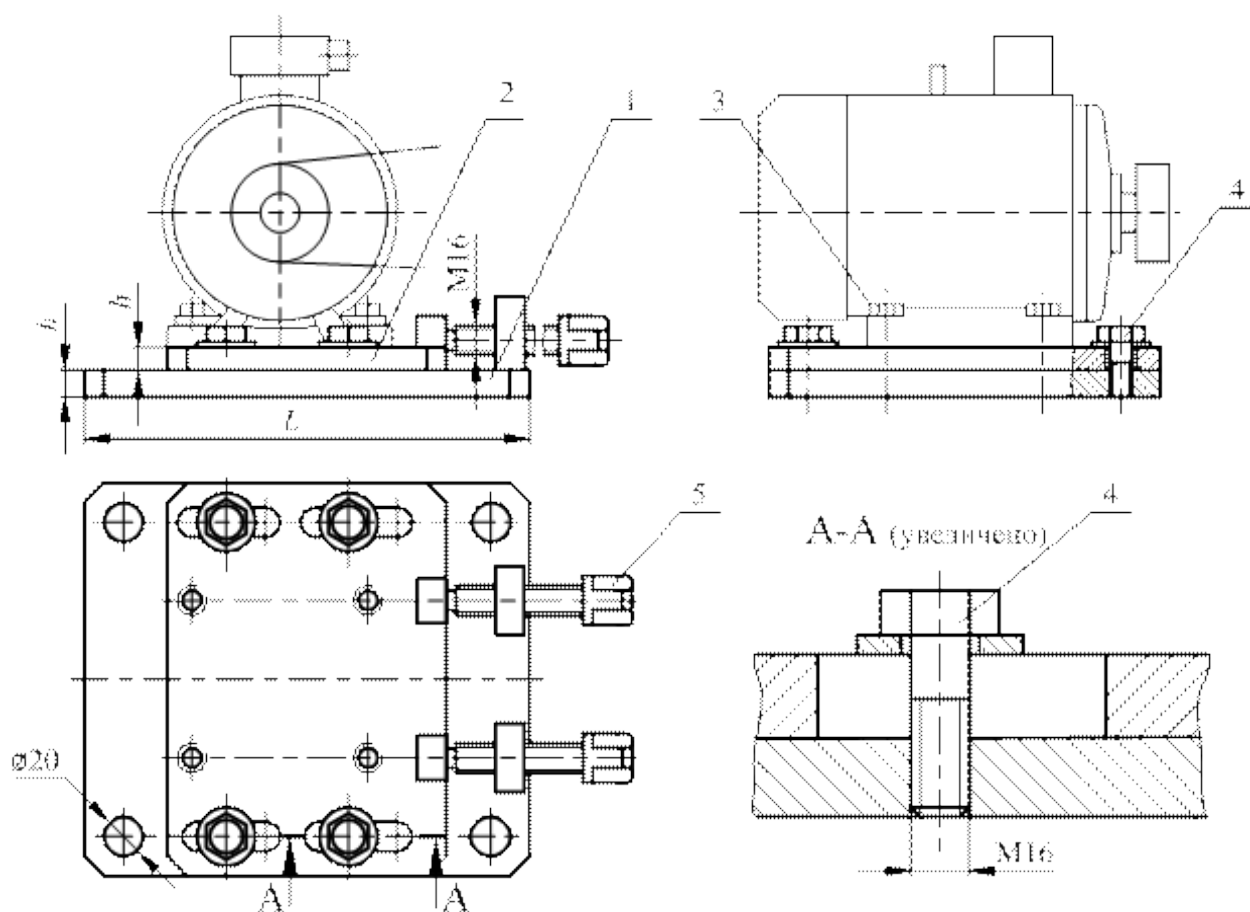


Рисунок 3 - Натяжное устройство с толкающим винтом

3. В следующем устройстве для натяжения ремня электродвигатель монтируется на раме (на фундаменте) через специальные салазки (рис. 3). Салазки снабжены пазами под болты крепления электродвигателя. Размеры салазок приведены в табл. 1. Перемещение электродвигателя по салазкам осуществляется при помощи толкающих винтов 1 при ослабленном болтовом креплении 2 лап электродвигателя и последующей фиксации электродвигателя с помощью болтового крепления.

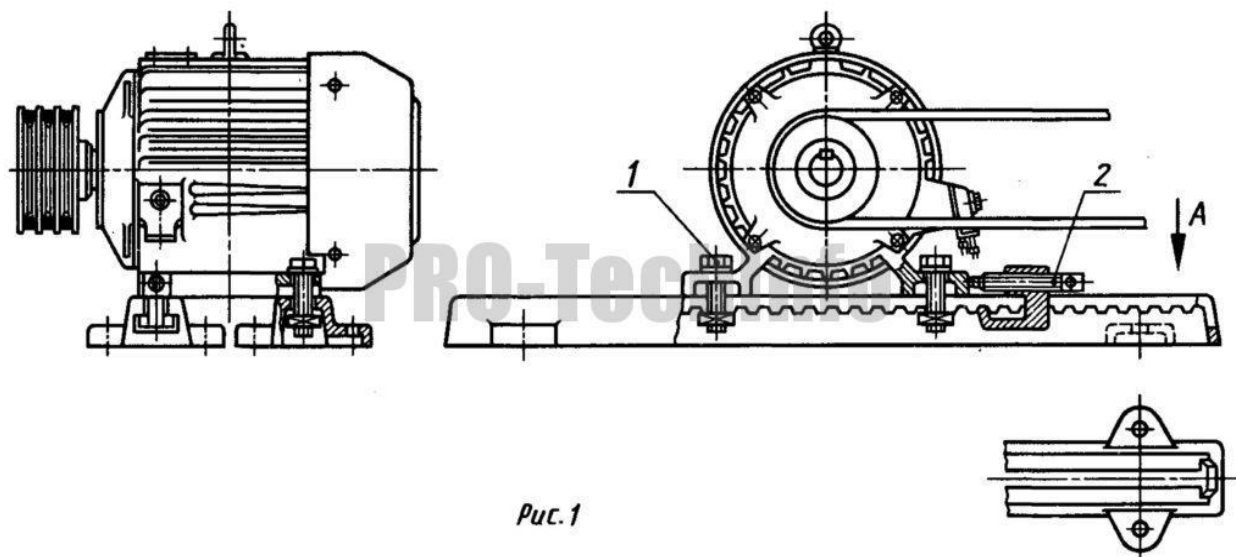


Рисунок 4 - Натяжное устройство с салазками

Таблица 5– Размеры салазок для установки электродвигателя

Размеры салазок для установки электродвигателя, мм													
Тип	a	a_1	B_1	B_2	C	d_1	d_2	h_1	h_2	h_3	l	Масса, кг	Болты крепления двигателя
C-3	16	38	370	440	410	M12	12	15	44	36	42	3,8	M10×35
C-4	18	45	430	540	470	M12	14	18	55	45	50	5,3	M12×40
C-5	25	65	570	670	620	M16	18	22	67	55	72	12,5	M16×55
C-6	25	65	630	770	720	M16	18	26	74	60	75	17,5	M16×60
C-7	30	90	770	930	870	M20	24	30	88	70	105	31,0	M20×75

ВОПРОСЫ И ЗАДАНИЕ

ЗАДАНИЕ

1. Рассчитать клиноременную передачу по исходным данным (таблица 6).
2. Выбрать тип и сконструировать натяжное устройство для ременной передачи по результатам практической работы.

Таблица 6 – Исходные данные к расчету

Вариант	Передаточное число	P_M , кВт	n_M , мин ⁻¹
1	1,8	2,9	120
2	2,5	3,4	118
3	3,0	1,8	52,5
4	1,5	3,2	106
5	2,4	3,8	133,9
6	3,2	2,35	36
7	1,8	3,6	127
8	2,5	3,4	108,6
9	3,0	3,33	31
10	1,5	3,4	107,6
11	2,4	2,6	130
12	3,2	1,65	30
13	1,8	2,86	98
14	2,5	2,95	112
15	3,0	2,38	37
16	1,8	2,65	125
17	2,5	3,6	116
18	3,0	2,4	86
19	1,5	3,72	138
20	2,4	3,84	162
21	3,2	2,22	46
22	1,8	3,62	110
23	1,8	3,46	130
24	2,5	1,63	33
25	3,0	3,72	162

ВОПРОСЫ

1. Что определяет выбор типоразмера ремня.
2. Какова цель расчета клиноременной передачи.
3. Как определить диаметр ведомого шкива.
4. Что учитывается при расчете допускаемой нагрузки на один ремень.
5. Какие напряжения рассчитывают при проверке ремня на прочность.
6. Типы натяжных устройств.
7. Преимущества и недостатки основных типов натяжных устройств.
8. Что определяет максимальный прогиб ремня

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. Пособие для студентов высш. учеб. заведений / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 11-е изд. стереотип. – М. : Изд. центр "Академия", 2008. – 496 с.
2. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие / А.Е. Шейнблит. – Калининград: Янтарный сказ, 2002. – 454 с. [2, с. 91]