

Валеев В.Ш.

П Р А К Т И К У М
ПО ДЕТАЛЯМ МАШИНЫ И ОСНОВАМ
КОНСТРУИРОВАНИЯ

У ф а
2 0 1 6

Валеев В.Ш.

П Р А К Т И К У М
ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН И ОСНОВАМ
КОНСТРУИРОВАНИЯ
учебное пособие

У ф а
2 0 1 6

УДК 621.8 (07)
ББК 34.44 (Я7)
В15

Печатается по решению Методической комиссии механического факультета БГАУ (протокол № 4 от 25 ноября 2015 г.)

Автор: Валеев В.Ш.

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор кафедры деталей машин и ТММ Уфимского авиационно-технического университета Шустер Л.Ш.

доктор технических наук, профессор кафедры «Машины, аппараты, приборы и технологии сервиса» Уфимской государственной академии экономики и сервиса Яруллин Р.Б.

Валеев В.Ш.

Практикум по деталям машин и основам конструирования: учебное пособие / Валеев В.Ш. – Уфа: ИП Галиуллин Д. А., 2016. – 80 с.

ISBN 978-5-905269-54-7

Рекомендовано для студентов всех направлений и специальностей, в учебную программу которых входят дисциплины: техническая механика, прикладная механика, детали машин, детали машин и основы конструирования.

Практикум содержит задачи по основным разделам дисциплин: техническая механика, прикладная механика, детали машин, детали машин и основы конструирования, а также вопросы для самоподготовки, примеры решения задач и приложения. Пособие может быть использовано во время практических занятий, коллоквиумов, зачётов и экзаменов, а также в качестве заданий по РГР.

УДК 621.8 (07)
ББК 34.44 (Я7)

© Валеев В.Ш.

ISBN 978-5-905269-54-7

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	6
1 Соединения	7
1.1 Резьбовые соединения	8
1.2 Сварные соединения	22
2 Ремённые передачи	35
3. Зубчатые передачи (цилиндрические, конические, червячные)	46
4. Валы и подшипники качения	57
Библиографический список	75
Приложения	75

ВВЕДЕНИЕ

Для закрепления теоретических разделов дисциплин: техническая механика, прикладная механика, детали машин, детали машин и основы конструирования, приобретения навыков в использовании технической литературы, справочников, государственных и отраслевых стандартов необходимы практические занятия по решению задач.

В пособии подобраны, в основном, такие задачи, которые по затратам времени на их решение можно использовать во время практических занятий, коллоквиумов, зачётов и экзаменов, а набор из нескольких задач вполне подойдёт в качестве расчётно-графического задания на дом. Для удобства в приложении приведены наиболее часто употребляемые справочные таблицы. Приводятся также примеры решения некоторых задач.

Естественно, для решения задач студенту необходимо проработать соответствующий материал по рекомендуемым учебникам и пособиям, список которых приведён ниже. Если задачи включены в расчётно-графические задания в рамках самостоятельной работы с последующим их оформлением, то при использовании справочных данных необходимо делать ссылку на источник. При использовании ГОСТа достаточно указать его номер. Все расчётные формулы должны записываться в общем виде, затем вместо букв и символов в том же порядке следует проставить их числовые значения, приведённые к соответствующей размерности без её указания, и запись окончательного результата с указанием размерности полученной величины. Если расчёты повторяются, то их результаты необходимо свести в таблицу.

Числовые значения исходных данных к расчёту каждой задачи имеют 10 вариантов. Это сделано с целью охвата большего контингента студентов, осваивающих один и тот же теоретический материал.

Пособие будет полезно и студентам заочного обучения, так как самостоятельное решение задач будет способствовать более успешному усвоению материала.

1 С О Е Д И Н Е Н И Я

Вопросы для самоподготовки по разделу «Соединения»

Приводим минимальный перечень вопросов, ответы на которые помогут студентам при подготовке к самостоятельным работам, коллоквиумам, зачётам и экзаменам по разделу «Соединения».

- 1) Геометрические параметры резьбы.
- 2) Силовые соотношения в резьбе. Момент закручивания гайки.
- 3) Распределение нагрузки по виткам резьбы и его учёт при расчёте на прочность.
- 4) Расчёт резьбы на прочность.
- 5) Приведённый угол трения в резьбе прямоугольного, трапецеидального и треугольного профиля.
- 6) Самоторможение в резьбе. КПД винтовой пары.
- 7) Высота стандартной гайки. Глубина резьбы под шпильки. Дать теоретическое обоснование.
- 8) Выбор типа крепёжной резьбы. Дать теоретическое обоснование.
- 9) Выбор типа ходовой резьбы. Дать теоретическое обоснование.
- 10) Расчёт стержня болта, нагруженного только внешней растягивающей нагрузкой.
- 11) Расчёт стержня болта, нагруженного только силой затяжки. Внешняя нагрузка отсутствует.
- 12) Обосновать применение зависимости $F_p = 1,3F_{зат}$, (где F_p - расчётная нагрузка, $F_{зат}$ – сила затяжки болта) при расчёте затянутых болтов с метрической резьбой.
- 13) Расчёт болтового соединения, нагруженного сдвигающей силой.
- 14) Расчёт стержня болта, предварительно затянутого и нагруженного внешней силой, раскрывающей стык.
- 15) Влияние податливости болта и деталей на коэффициент внешней нагрузки. Расчётная нагрузка болта при различных материалах прокладки.
- 16) Расчёт стержня бота при эксцентричном приложении нагрузки.
- 17) Расчёт групповых болтовых соединений, нагруженных сдвигающей силой. Определение суммарной силы на наиболее нагруженный болт.
- 18) Определение допустимых напряжений при расчёте резьбовых соединений на прочность.
- 19) Расчёт фундаментных болтов крепления корпусных деталей к бетонному или кирпичному основанию.
- 20) Расчёт фундаментных болтов крепления корпусных деталей к стальной раме (плите).
- 21) Винтовые передачи. Критерии работоспособности и расчёта. Расчётные и проектные формулы.

22) Расчёт стержня винтового домкрата с последующей проверкой прочности на сжатие с устойчивостью.

23) Расчёт параметров гайки винтового домкрата.

24) Расчёт рукоятки винтового домкрата.

25) Расчёт клеммовых болтовых соединений при нагружении осевой силой.

26) Расчёт клеммовых болтовых соединений при нагружении крутящим моментом.

27) Расчёт клеммовых болтовых соединений при совместном нагружении осевой силой и крутящим моментом.

28) Сварные соединения. Основные способы сварки. Конструкция сварных швов и соединений. Коэффициент прочности сварного шва и сварного соединения. Выбор рациональных способов сварки.

29) Расчёт стыковых сварных соединений (со сплошным проваром) при различных случаях нагружения. Учёт переменности нагрузки.

30) Расчёт нахлесточных лобовых сварных соединений при различных случаях нагружения.

31) Расчёт нахлесточных фланговых сварных швов при различных случаях нагружения.

32) Расчёт нахлесточных комбинированных сварных швов при различных случаях нагружения.

33) Расчёт тавровых сварных соединений (сварка встык со сплошным проваром и угловыми швами) при различных случаях нагружения.

34) Предельная длина флангового шва $l_{\phi} \leq 50k$ (k – катет шва). Дать теоретическое обоснование. Расчёт фланговых сварных швов при асимметричном приложении нагрузки.

35) Определение допускаемых напряжений при расчёте сварных соединений.

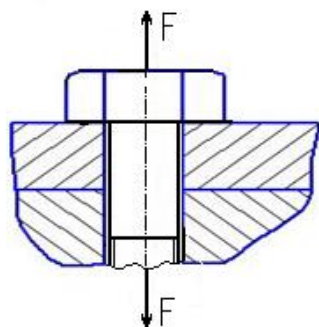


Рисунок 1.1

1.1 РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Пример. Проверить прочность болта М12 ($d_1 = 10,106$ мм), нагруженного силой затяжки $F_{зам} = 3$ кН и внешней силой $F_{вн} = 2$ кН, раскрывающей стык. Материал болта – сталь 35.

Решение

Запишем условие прочности стержня болта [1]:

$$\sigma = 4F_p/(\pi d_1^2) \leq [\sigma], \quad (1)$$

где F_p – расчётная нагрузка, Н;

$\pi d_1^2/4$ – площадь поперечного сечения, мм².

Определим величину допускаемого напряжения материала болта при растяжении [1]:

$$[\sigma] = \sigma_T/s, \quad (2)$$

где $\sigma_T = 320$ МПа – предел текучести стали 35;

s – коэффициент безопасности (запас прочности). Принимаем $s = 4,5$.

$$[\sigma] = 320/4,5 = 70 \text{ МПа.}$$

$$F_p = 1,3 F_{зам} + \chi F_{вн}, \quad (3)$$

где 1,3 – коэффициент, учитывающий кручение стержня болта при затяжке вследствие момента трения в резьбе;

$F_{зам} = 3000$ Н (дано по условию);

$\chi = 0,2 \dots 0,3$ – коэффициент внешней нагрузки. Примем $\chi = 0,25$;

$F_{вн} = 2000$ Н (дано по условию).

$F_p = 1,3 \cdot 3000 + 0,25 \cdot 2000 = 4400$ Н.

Подставляя в (1), находим:

$$\sigma = 4 \cdot 4400 / (\pi \cdot 10,106^2) = 54,85 \text{ МПа.}$$

$\sigma = 54,85 \text{ МПа} < 70 \text{ МПа} = [\sigma]$, следовательно, прочность болта обеспечена.

Задача 1

Определить напряжение в стержне болта, которое возникает при затягивании гайки стандартным гаечным ключом с длиной рукоятки $L \approx 15d$. Коэффициент трения в резьбе и на торце гайки $f = 0,15$. Размер гайки под ключ D_1 . Болт поставлен с зазором с диаметром отверстия под болт d_0 . Рабочее усилие, приложенное к ключу F_p .

Таблица 1 - Исходные данные к задаче 1

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размер болта	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27
D_1 , мм	14	17	19	22	24	27	30	32	36	41
d_0 , мм	9	11	13	15	17	19	21	23	25	28
F_p , Н	60	80	140	180	200	220	240	260	280	300

Задача 2

Болт нагружен силой затяжки, создавшей в стержне напряжение $\sigma = 160$ МПа. Высота гайки H . Определить напряжения среза и смятия в резьбе.

Таблица 2 - Исходные данные к задаче 2

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размер болта	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27
H , мм	7	8	10	11	13	15	16	18	20	22

Задача 3

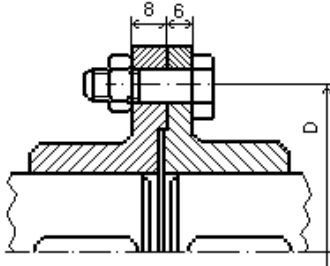


Рисунок 3

Фланцевая муфта передаёт крутящий момент T , имеющей диаметр по осям болтов D , число болтов z . Материал болтов и дисков муфты – сталь Ст3, коэффициент трения в стыке $f = 0,15$. Определить размер болтов, поставленных в отверстия:

- а) без зазора;
- б) с зазором.

Таблица 3 - Исходные данные к задаче 3

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , Н·м	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300
D , мм	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
z	3	3	3	4	4	4	6	6	6	6

Задача 4

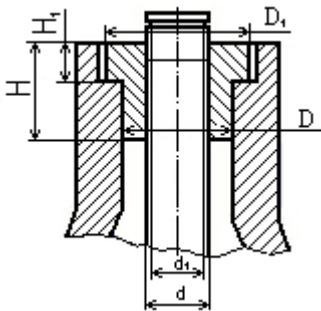


Рисунок к задаче 4

Определить параметры гайки винтового домкрата D , D_1 , H , H_1 . Домкрат имеет однозаходную трапецеидальную резьбу с параметрами d , d_1 , d_2 , p , грузоподъёмность F , допускаемое напряжение смятия в сопряжении винт-гайка $[\sigma_{см}]$. Для материала гайки допускаемые напряжения: на растяжение $[\sigma_p] = 30$ МПа, на смятие $[\sigma_{см}] = 120$ МПа.

Таблица 4 - Исходные данные к задаче 4

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
d , мм	40	42	46	52	50	52	55	50	55	55
d_1 , мм	34	36	38	44	42	44	47	42	47	47
d_2 , мм	37	39	42	48	46	48	51	46	51	51
p , мм	6	6	8	8	8	8	8	8	8	8
$[\sigma_{см}]$, МПа	5	5	5	5	6	6	6	8	8	8

Задача 5

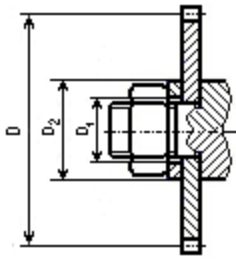


Рисунок к задаче 5

Окружная сила резания дисковой пилы F_t , диаметр по зубьям D , наружный диаметр зажимной шайбы D_1 , диаметр отверстия пилы D_2 . Рассчитать резьбу из стали 40 для крепления пилы. Принять: коэффициент трения в зажиме $f = 0,15$, коэффициент надёжности соединения $k = 5$.

Таблица 5 - Исходные данные к задаче 5

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , Н	300	300	300	300	250	250	250	200	200	200
D , мм	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
D_1 , мм	50	50	60	60	60	70	70	80	80	80
D_2 , мм	30	30	35	35	35	40	40	40	40	40

Задача 6

Рабочий затягивает гайку ключом с длиной рукоятки $L = 15d$ до появления в стержне болта напряжений, равных σ . Размер гайки под ключ D_1 , коэффициент трения в резьбе и на торце гайки $f = 0,15$. Определить рабочее усилие F_p , приложенное к ключу.

Таблица 6 - Исходные данные к задаче 6

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размер болта	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27
σ , МПа	200	200	200	200	180	150	120	90	80	70
D_1 , мм	14	17	19	22	24	27	30	32	36	41

Задача 7

Вычислить момент трения в метрической резьбе болта, возникающий при затяжке гайки ключом. Коэффициент трения в резьбе $f = 0,15$, напряжения растяжения в стержне болта $\sigma = 160$ МПа.

Таблица 7 - Исходные данные к задаче 7

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размер болта	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27

Задача 8

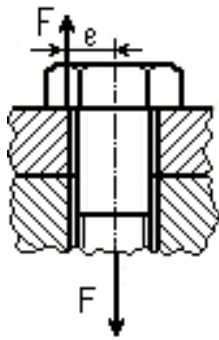


Рисунок к задаче 8

Болт нагружен растягивающей силой F . В результате неточности изготовления сила F на опорной поверхности смещена от оси болта на величину e . На сколько процентов наибольшие нормальные напряжения в стержне болта оказались больше, чем у болта, изготовленного точно?

Таблица 8 - Исходные данные к задаче 8

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размер болта	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30
e , мм	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5

Задача 9

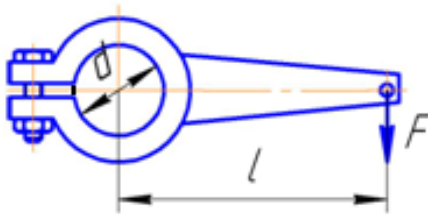


Рисунок к задаче 9

Клеммовый рычаг длиной l неподвижно соединён с валом диаметром $d = 40$ мм и нагружен силой F . Коэффициент трения в соединении $f = 0,18$. Определить размер стяжного болта из стали 40. Коэффициент надёжности соединения принять $k = 1,5$.

Таблица 9 - Исходные данные к задаче 9

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,6	2,8
l , мм	400	390	380	370	360	350	340	330	320	310

Задача 10

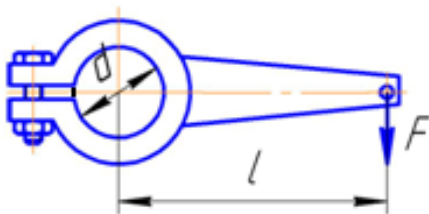


Рисунок к задаче 10

Клеммовое соединение затянуто одним болтом из стали 40 и нагружен силой F при коэффициенте надёжности соединения $k = 1,5$. Диаметр вала $d = 40$ мм, коэффициент трения $f = 0,15$. Проверить прочность болта.

Таблица 10 - Исходные данные к задаче 10

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размер болта	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36	M39
F , Н	250	375	500	625	700	800	960	1000	1100	1300
l , мм	400	400	400	400	450	480	500	550	600	600

Задача 11

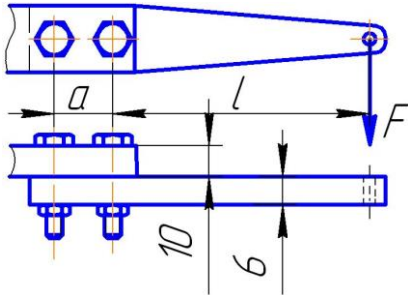


Рисунок к задаче 11

Рычаг прикреплён к пластине двумя болтами. Материал болтов и пластин – сталь Ст3, коэффициент трения $f = 0,15$. Произвести расчёт болтов, поставленных в отверстия:

- а) без зазора;
- б) с зазором.

Таблица 11 - Исходные данные к задаче 11

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , Н	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
l , мм	500	400	470	460	450	440	430	420	410	400
a , мм	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80

Задача 12

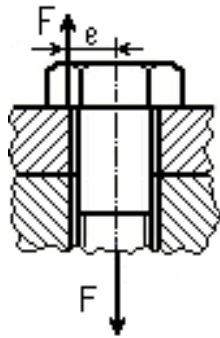


Рисунок к задаче 12

Определить при каком усилии затяжки эквивалентное напряжение в стержне болта станет равно $\sigma_{экр} = 120$ МПа. Эксцентриситет $e = 0,5d_1$.

Таблица 12 - Исходные данные к задаче 12

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размер болта	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30

Задача 13

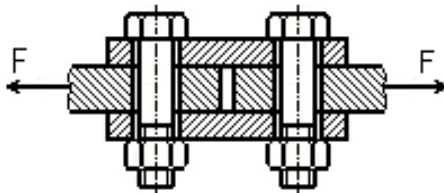


Рисунок к задаче 13

Проверить прочность болтового соединения. Болты поставлены с зазором, коэффициент трения $f = 0,15$, коэффициент надёжности соединения $k = 1,5$, допускаемое напряжение в стержне болта $[\sigma] = 120$ МПа.

Таблица 13 - Исходные данные к задаче 13

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размер болта	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30
F , кН	0,8	1,2	1,6	2,3	2,8	3,6	4,4	5,2	6,6	8,5

Задача 14

Определить КПД винтовой пары метрической резьбы. Коэффициент трения в резьбе $f = 0,15$.

Таблица 14 - Исходные данные к задаче 14

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размер болта	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30

Задача 15

Определить КПД винтовой пары однозаходной трапецеидальной резьбы с параметрами d_2, p . Коэффициент трения в резьбе $f = 0,1$.

Таблица 15 - Исходные данные к задаче 15

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$d_2, \text{мм}$	37	39	42	46	48	51	56	60	65	70
$p, \text{мм}$	6	6	8	8	8	8	8	10	10	10

Задача 16

Определить КПД винтовой пары двухзаходной трапецеидальной резьбы с параметрами: средний диаметр d_2 , шаг p . Коэффициент трения в резьбе $f = 0,1$.

Таблица 16 - Исходные данные к задаче 16

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$d_2, \text{мм}$	25	28	32	36	40	44	50	50	55	60
$p, \text{мм}$	5	5	6	6	6	8	8	12	8	8

Задача 17

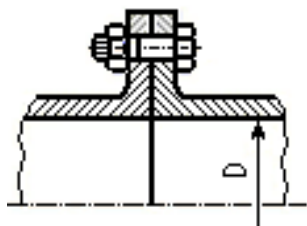


Рисунок к задаче 17

Рассчитать болты фланцевого соединения водонапорных труб дождевальной установки при давлении воды p . Материал болтов – сталь Ст3, прокладка паронитовая ($\chi = 0,6$), число болтов Z .

Таблица 17 - Исходные данные к задаче 17

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$p, \text{МПа}$	0,6	0,55	0,5	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5
$D, \text{мм}$	100	100	120	160	160	150	160	180	180	180
Z	6	6	6	8	8	8	8	10	10	10

Задача 18

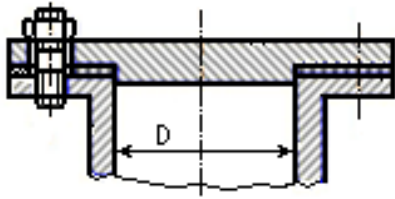


Рисунок к задаче 18

Рассчитать шпильки, которыми крышка крепится к паровому цилиндру. Давление пара переменное от $p_{min} = 0$ до p_{max} . Материал шпильки – сталь Ст3, прокладка паронитовая ($\chi = 0,6$), число болтов z .

Таблица 18 - Исходные данные к задаче 18

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
p , МПа	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65
D , мм	500	500	480	460	460	450	450	440	430	420
z	20	20	18	18	18	18	18	16	16	16

Задача 19

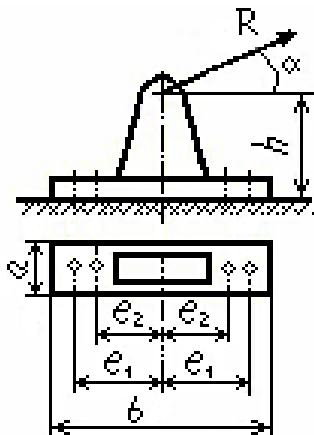
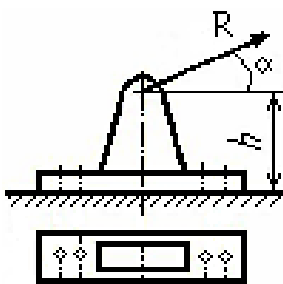


Рисунок к задаче 19

Кронштейн прикреплен к бетонному фундаменту 4-мя анкерными болтами (заделанными в бетон) из стали Ст3. Коэффициент трения в стыке $f = 0,35$. Произвести расчёт болтов, соблюдая условия нераскрытия и неподвижности стыка, а также прочности бетона на смятие при его допуске напряжении на смятие $[\sigma_{см}] = 1,8$ МПа.

Таблица 19 - Исходные данные к задаче 19

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
R , кН	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
α в градусах	30	35	40	45	25	30	35	40	45	35
h , мм	500	500	500	480	480	450	450	420	400	400
a , мм	100	100	100	100	110	110	120	120	120	120
b , мм	500	500	500	500	550	550	560	560	560	580
e_1 , мм	200	200	200	200	250	250	260	260	260	265
e_2 , мм	175	175	175	175	220	220	230	230	230	235



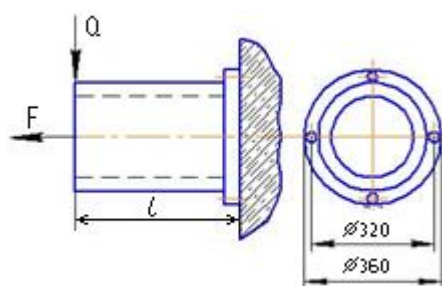
Задача 20

Кронштейн прикреплен к стальной плите 4-мя болтами из стали Ст3. Коэффициент трения в стыке $f = 0,15$. Произвести расчёт болтов, соблюдая условия нераскрытия и неподвижности стыка.

Рисунок к задаче 20

Таблица 20 - Исходные данные к задаче 20

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
R , кН	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
α в градусах	30	30	30	30	30	45	45	45	45	45
h , мм	500	500	500	500	500	450	450	450	400	400
e_1 , мм	250	250	250	250	250	225	225	225	240	240
e_2 , мм	220	220	220	220	220	200	200	200	210	210



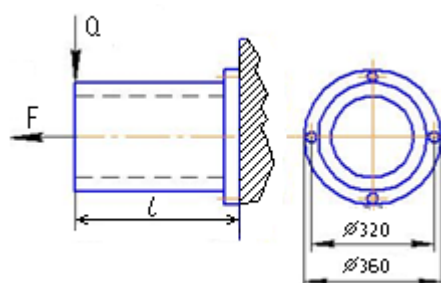
Задача 21

Рассчитать болты крепления трубы к бетонной стене, соблюдая условия нераскрытия и неподвижности стыка, а также прочности бетона на смятие при его допуске напряжении $[\sigma_{см}] = 2$ МПа. Коэффициент трения сталь-бетон $f = 0,35$, материал болтов – сталь 40.

Рисунок к задаче 21

Таблица 21 - Исходные данные к задаче 21

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	10	12	14	16	18	12	14	16	18	20
Q , кН	4	5	6	7	8	6	7	8	9	10
l , мм	500	500	500	500	450	400	400	400	350	350



Задача 22

Рассчитать болты крепления трубы к стальной плите, соблюдая условия нераскрытия и неподвижности стыка. Коэффициент трения принять $f = 0,15$, материал болтов – сталь 40.

Рисунок к задаче 22

Таблица 22 - Исходные данные к задаче 22

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	10	12	14	16	18	7	9	11	13	15
Q , кН	4	5	6	7	8	9	5	6	7	8
l , мм	500	500	500	500	500	400	400	400	400	400

Задача 23

Косынка крепится к швеллеру четырьмя болтами. Материалы всех деталей сталь Ст3. Определить размеры болтов, поставленных с зазором. Коэффициент трения в стыке $f = 0,15$.

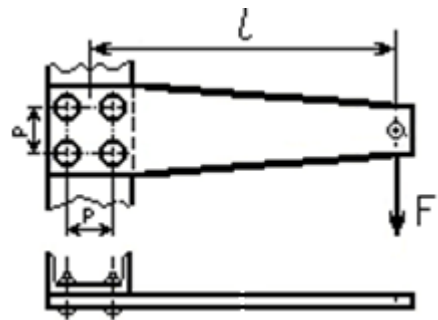


Рисунок к задаче 23

Таблица 23 - Исходные данные к задаче 23

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4
p , мм	100	100	100	100	120	120	120	120	120	120
l , мм	500	500	500	500	500	400	400	400	400	400
δ , мм	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6

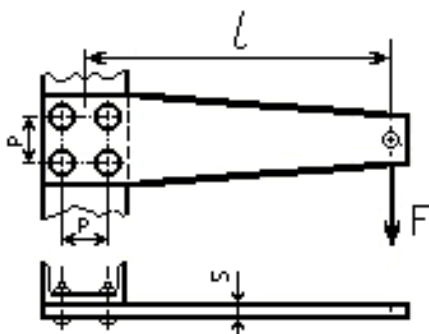


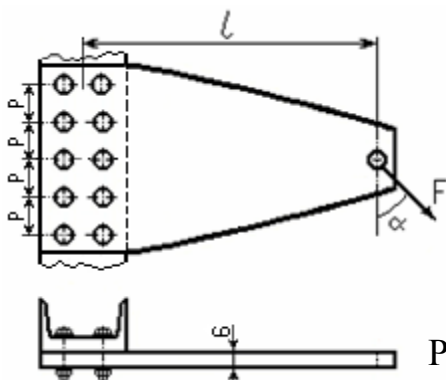
Рисунок к задаче 24

Задача 24

Косынка крепится к швеллеру четырьмя болтами. Материалы всех деталей сталь Ст3. Определить размеры болтов, поставленных без зазора.

Таблица 24 - Исходные данные к задаче 24

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	10	12	14	16	18	20	22	24	25	26
p , мм	100	100	100	100	120	120	120	120	120	120
l , мм	500	500	500	500	500	400	400	400	400	400



Задача 25

Произвести расчёт болтов крепления косынки к швеллеру. Материал деталей сталь Ст3. нагрузка статическая, болты поставлены без зазора с шагом $p = 100$ мм.

Рисунок к задаче 25

Таблица 25 - Исходные данные к задаче 25

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5
l , мм	1000	950	900	850	800	750	700	650	600	550
α (в градусах)	30	25	20	15	10	35	40	45	50	55

Задача 26

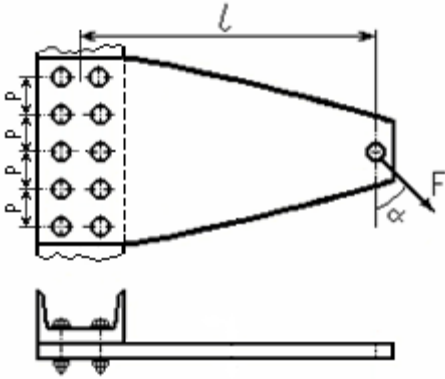


Рисунок к задаче 26

Произвести расчёт болтов крепления косынки к швеллеру. Материал деталей сталь Ст3. нагрузка статическая, болты поставлены с зазором с шагом $p = 100$ мм. Коэффициент трения в стыке $f = 0,15$.

Таблица 26 - Исходные данные к задаче 26

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
l , мм	1000	950	900	850	800	750	700	650	600	550
α (в градусах)	30	25	20	15	10	35	40	45	50	55

Задача 27

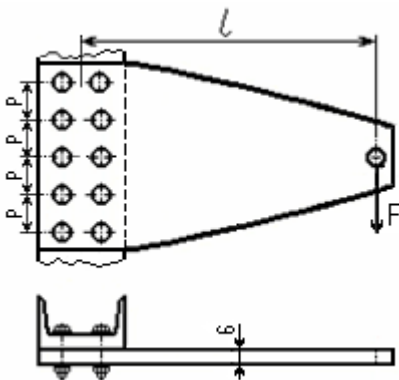


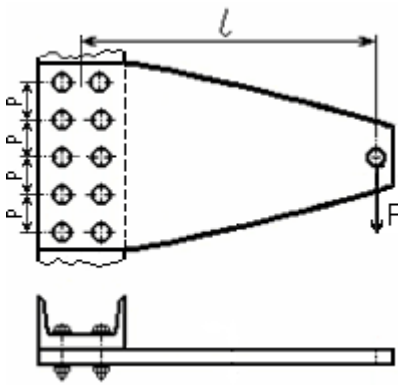
Рисунок к задаче 27

Произвести расчёт болтов крепления косынки к швеллеру. Материал деталей сталь Ст3. Нагрузка статическая, болты поставлены без зазора с шагом $p = 100$ мм.

Таблица 27 - Исходные данные к задаче 27

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5
l , мм	1000	950	900	850	800	750	700	650	600	550

Задача 28



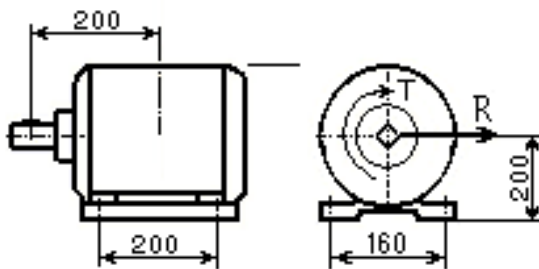
Произвести расчёт болтов крепления косынки к швеллеру. Материал деталей сталь Ст3. Нагрузка статическая, болты поставлены с зазором с шагом $p = 100$ мм. Коэффициент трения в стыке $f = 0,15$.

Рисунок к задаче 28

Таблица 28 - Исходные данные к задаче 28

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	2	2,2	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3	3,1
l , мм	1000	950	900	850	800	750	700	650	600	550

Задача 29



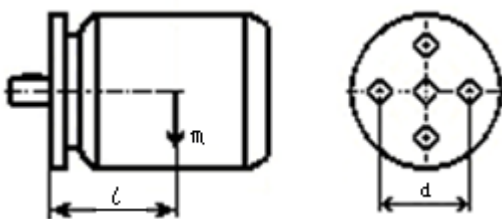
Рассчитать болты крепления электродвигателя к стальной раме. Коэффициент трения $f = 0,15$, болты из стали Ст3. Крутящий момент двигателя T , давление на вал R .

Рисунок к задаче 29

Таблица 29 - Исходные данные к задаче 29

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , Н·м	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45
R , Н	400	450	500	550	600	500	550	600	650	700

Задача 30



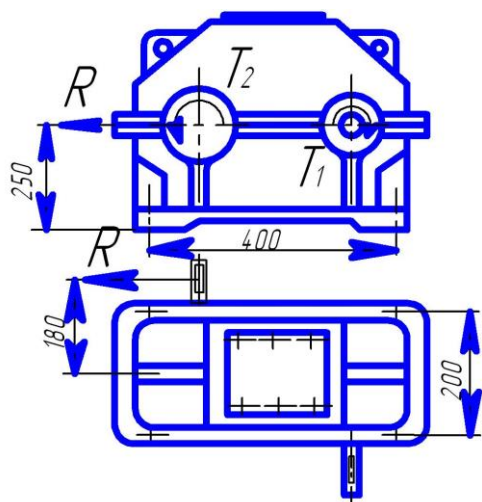
Рассчитать болты крепления фланцевого электродвигателя к редуктору. Мощность двигателя P , частота вращения вала n , масса m , коэффициент трения в стыке $f = 0,15$.

Рисунок к задаче 30

Таблица 30 - Исходные данные к задаче 30

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	2,2	2,2	3	3	3	3	4	4	4	4
n , мин ⁻¹	950	700	2840	1450	950	700	2880	1450	950	720
m , кг	42	56	30	36	56	56	36	42	56	77
l , мм	150	190	150	160	185	185	150	165	185	200
d , мм	215	265	215	215	265	265	215	215	265	300

Задача 31



Рассчитать болты крепления редуктора к стальной раме. Коэффициент трения $f = 0,15$, материал болтов – сталь Ст3. Нагрузки: на входном валу T_1 , на выходном валу T_2 , давление на выходной вал R .

Рисунок к задаче 31

Таблица 31 - Исходные данные к задаче 31

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T_1 , Н·м	50	55	60	65	70	75	80	85	90	100
T_2 , Н·м	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250
R , Н	600	600	600	600	700	700	700	700	800	800

Задача 32

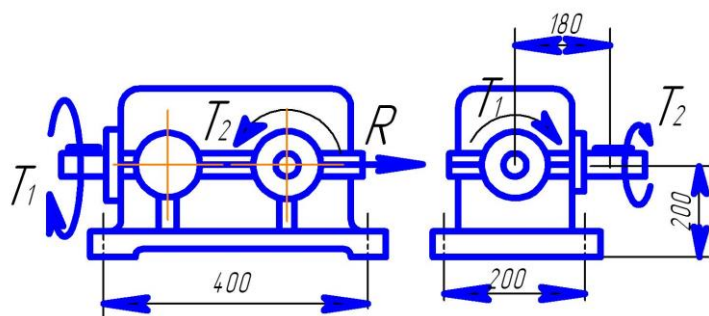


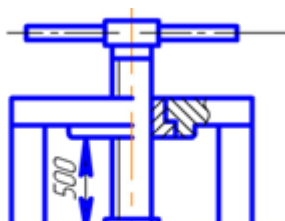
Рисунок к задаче 32

Рассчитать болты крепления редуктора к стальной раме. Коэффициент трения $f = 0,15$, материал болтов – сталь Ст3. Нагрузки: на входном валу T_1 , на выходном валу T_2 , давление на выходной вал R .

Таблица 32 - Исходные данные к задаче 32

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T_1 , Н·м	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
T_2 , Н·м	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1200
R , Н	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300

Задача 33



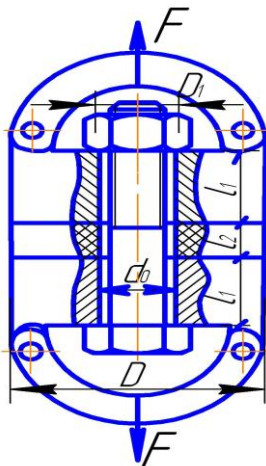
Рассчитать винт пресса для сгибания двутавровых балок в изображённом на рисунке положении. Расстояние между опорными лапами пресса L . Резьба трапецеидальная однозаходная, материал винта – сталь 45, $\sigma_T = 360$ МПа, допустимое напряжение смятия в сопряжении винт-гайка $[\sigma_{см}] = 12$ МПа.

Рисунок к задаче 33

Таблица 33 - Исходные данные к задаче 33

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ двугавра	10	12	14	16	18	18а	20	20а	22	24
$W_y, \text{мм}^3$	6490	8720	11500	14500	18400	22800	23100	28200	28600	34500
$L, \text{м}$	1	1	1	1,2	1,2	1,2	1,4	1,4	1,6	1,6

Задача 34



Проверить прочность болта, соединяющего два одинаковых стальных фланца через упругую прокладку. После затяжки болта фланцы растягиваются внешней силой F . Модуль упругости болта и фланцев $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, модуль упругости прокладки $E_2 = 400$ МПа. D_1 – размер под гаечный ключ. Допускаемое напряжение на растяжение для болта $[\sigma] = 130$ МПа.

Рисунок к задаче 34

Таблица 34 - Исходные данные к задаче 34

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	2	3	4	5	7	8	10	12	16	20
Размер болта	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30
$D_1, \text{мм}$	17	19	22	24	27	30	32	36	41	46
$d_0, \text{мм}$	11	13	15	17	19	21	23	25	28	31
$D, \text{мм}$	50	50	50	60	65	70	70	80	80	80
$l_1, \text{мм}$	30	35	35	40	40	40	40	45	45	45
$l_2, \text{мм}$	5	6	6	8	8	8	8	8	8	8

1.2 СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

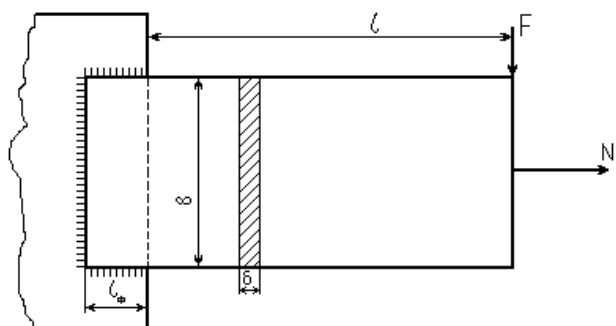


Рисунок 1.2

Пример. Кронштейн из листовой стали Ст3 ($\sigma_t = 220$ МПа) толщиной $\delta = 10$ мм приварен к плите нахлесточным комбинированным швом. Кронштейн нагружен силой $F = 20$ кН с плечом $l = 1000$ мм и растягивающей силой $N = 30$ кН. Сварка ручная электродуговая, нагрузка статическая. Определить длину фланговых швов l_ϕ из условия равнопрочности материала кронштейна и сварного соединения. Длину лобового шва l_n принять равным ширине кронштейна b .

Решение

Напишем условие прочности кронштейна:

$$\sigma = \sigma_M + \sigma_N \leq [\sigma],$$

где $\sigma_M = 6Fl / (\delta b^2)$ – напряжения, возникающие от изгибающего момента;

$\sigma_N = N / (\delta b)$ – напряжения, возникающие от растягивающей силы N ;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение, МПа.

$[\sigma] = \sigma_T / s$, где s – коэффициент безопасности, принимаемый для сварных соединений $s = 1,4 \dots 1,6$ [1].

$[\sigma] = 220 / (1,4 \dots 1,6) = 157 \dots 137,5$ МПа. Принимаем $[\sigma] = 150$ МПа.

Для проектного расчёта воспользуемся условием:

$\sigma_M = 6Fl / (\delta b^2) < [\sigma]$, откуда

$$b > \sqrt{\frac{6Fl}{[\sigma]\delta}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 20000 \cdot 1000}{150 \cdot 10}} = 282,8 \text{ мм.}$$

С учётом действия силы N , принимаем: $b = 300$ мм.

Произведём проверку прочности кронштейна:

$$\sigma = 6Fl / (\delta b^2) + N / (\delta b) = 6 \cdot 20000 \cdot 1000 / (10 \cdot 300^2) + 30000 / (10 \cdot 300) = 143,3 \text{ МПа.}$$

$\sigma = 143,3 \text{ МПа} < 150 \text{ МПа} = [\sigma]$, следовательно, прочность кронштейна обеспечена.

Запишем условие прочности сварного соединения:

$$\tau = \tau_M + \tau_N < [\tau],$$

где $\tau_M = F \cdot l / (0,7kl_\phi l_n + 0,7kl_n^2 / 6)$ – напряжения, возникающие от момента;

$\tau_N = N/[0,7k(2l_\phi + l_n)]$ - напряжения, возникающие от растягивающей силы N .

$[\tau]$ – допускаемое напряжение для сварного соединения.

$[\tau] = \varphi [\sigma]$, где $\varphi = 0,6$ – при ручной сварке.

$[\tau] = 0,6 \cdot 150 = 90$ МПа.

Для проектного расчёта воспользуемся условием:

$\tau_M = F \cdot l / (0,7kl_\phi l_n + 0,7kl_n^2/6) < [\tau]$. Откуда

$$l_\phi > \left(\frac{M}{[\tau]} - \frac{0,7kl_n^2}{6} \right) / (0,7kl_n) = \left(\frac{20000}{90} - \frac{0,7 \cdot 10 \cdot 300^2}{6} \right) / (0,7 \cdot 10 \cdot 300) = 55,8 \text{ мм.}$$

Учитывая растягивающую силу N , принимаем: $l_\phi = 70$ мм.

Производим проверочный расчёт.

$$\tau_M = F \cdot l / (0,7kl_\phi l_n + 0,7kl_n^2/6) = 20000 \cdot 1000 / (0,7 \cdot 10 \cdot 70 \cdot 300 + 0,7 \cdot 10 \cdot 300^2/6) = 79,4 \text{ МПа.}$$

$$\tau_N = N / [0,7k(2l_\phi + l_n)] = 30000 / [0,7 \cdot 10 (2 \cdot 70 + 300)] = 9,7 \text{ МПа.}$$

$$\tau = 79,4 + 9,7 = 89,1 \text{ МПа.}$$

$\tau = 89,1 \text{ МПа} < 90 \text{ МПа} = [\tau]$, следовательно, прочность сварного соединения обеспечена.

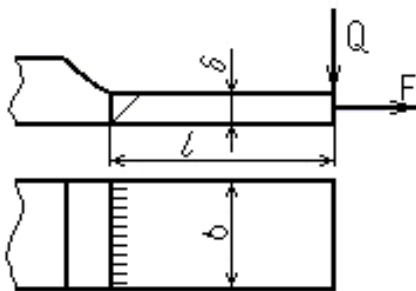


Рисунок к задаче 35

Таблица 35 - Исходные данные к задаче 35

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	2	2,5	3	3,5	4	4,5	6	5,5	6	6,5
Q , Н	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
l , мм	450	450	450	450	450	450	450	400	400	400
b , мм	200	220	250	280	200	200	220	230	240	250
δ , мм	6	6	6	6	8	8	8	8	8	8

Задача 35

Проверить прочность изображённого на рисунке сварного соединения. Материал – сталь Ст3, сварка ручная со сплошным проваром встык, нагрузка статическая.

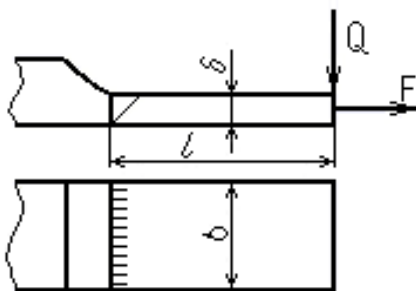


Рисунок к задаче 36

Задача 36

Лист из стали Ст3 приварен к кронштейну стыковым швом со сплошным проваром. Сварка ручная, нагрузка статическая. Определить ширину b привариваемого листа.

Таблица 36 - Исходные данные к задаче 36

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Q , Н	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650
l , мм	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500
δ , мм	8	8	8	8	8	10	10	10	10	10

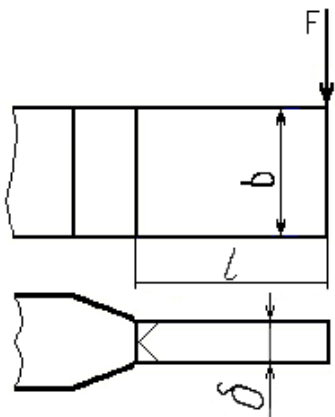


Рисунок к задаче 37

Задача 37

Определить толщину δ привариваемого листа к кронштейну. Материал кронштейна и листа – сталь Ст3, сварка ручная со сплошным проваром встык, нагрузка переменная, изменяется от F_{min} до F_{max} .

Таблица 37 - Исходные данные к задаче 37

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_{max} , кН	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
F_{min} , кН	1	2	0,5	0	-2	-2	-3	-4	3	4
b , мм	200	180	180	180	200	210	210	220	200	200
l , мм	500	500	500	450	450	420	400	380	350	300

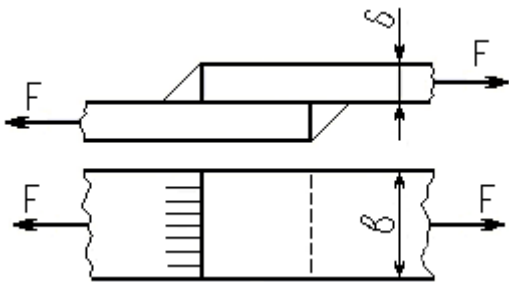


Рисунок к задаче 38

Задача 38

Проверить прочность сварного соединения двух листов из стали Ст3 внахлестку. Нагрузка переменная: $F_{min} \dots F_{max}$, сварка ручная.

Таблица 38 - Исходные данные к задаче 38

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_{max} , кН	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
F_{min} , кН	0	2	5	-5	-8	-10	-12	-15	-20	-30
b , мм	150	150	150	160	180	180	180	180	220	200
δ , мм	5	5	5	6	6	8	8	8	8	10

Задача 39

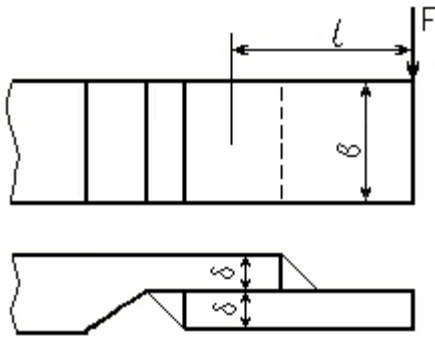


Рисунок к задаче 39

Таблица 39 - Исходные данные к задаче 39

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	7	9	10	11	12	13	15	17	19	20
l , мм	500	480	480	470	460	450	440	420	400	400
b , мм	200	200	200	210	220	220	200	210	220	220
δ , мм	5	6	6	6	6	6	8	8	8	8

Задача 40

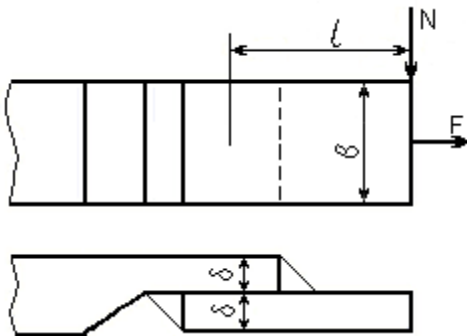


Рисунок к задаче 40

Таблица 40 - Исходные данные к задаче 40

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
N , кН	4	5	5	6	6	7	7	8	8	9
l , мм	500	500	500	480	450	450	420	400	400	400
b , мм	160	170	180	170	170	180	180	190	190	200
δ , мм	5	5	5	6	6	6	6	6	6	6

Задача 41

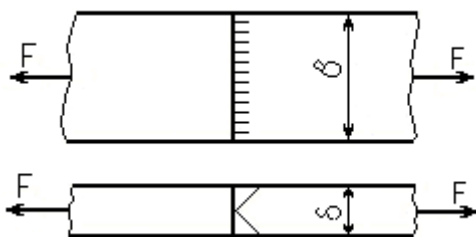


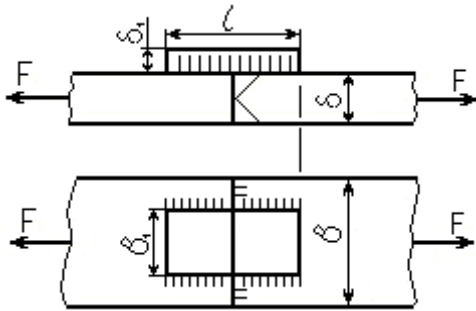
Рисунок к задаче 41

Стальные полосы из стали Ст3 сварены вручную стыковым швом со сплошным проваром. Нагрузка переменная. Определить допускаемое значение силы F_{max} .

Таблица 41 - Исходные данные к задаче 41

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_{min} / F_{max}	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	-0,1	-0,2	-0,3	-0,4	-0,5
b , мм	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
δ , мм	8	8	8	8	8	10	10	10	10	10

Задача 42



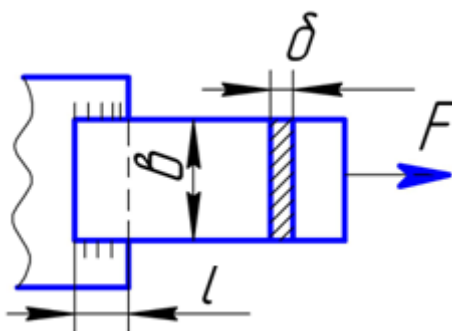
Два листа соединены стыковым швом, усиленным накладкой, приваренной с двух сторон фланговыми угловыми швами. Определить длину накладки l из условия, что прочность сварного соединения в 1,5 раза больше прочности сваренных листов. Материал листов и накладки сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая.

Рисунок к задаче 42

Таблица 42 - Исходные данные к задаче 42

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
b , мм	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240
b_1 , мм	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
δ , мм	6	6	6	6	6	8	8	8	8	8
δ_1 , мм	5	5	5	5	5	6	6	6	6	6

Задача 43



Полоса приварена к плите угловыми фланговыми швами. Материал полосы и плиты сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Определить длину фланговых швов l из условия равнопрочности сварного соединения и приваренной полосы.

Рисунок к задаче 43

Таблица 43 - Исходные данные к задаче 43

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
b , мм	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
δ , мм	5	5	5	5	5	6	6	6	6	6

Задача 44

Стойки кронштейна приварены к основанию угловыми швами, катет шва $k = 5$ мм. Материал стоек и основания сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Проверить прочность сварного соединения.

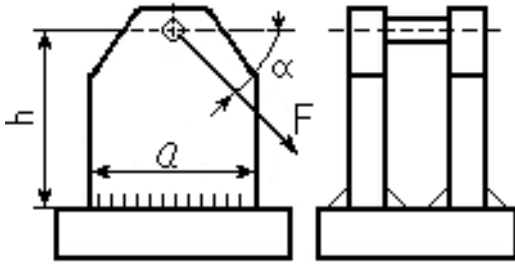


Рисунок к задаче 44

Таблица 44 - Исходные данные к задаче 44

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
α , в градусах	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
h , мм	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400
a , мм	100	110	115	120	120	120	120	120	120	120

Задача 45

Стойки кронштейна приварены к основанию угловыми швами, катет шва $k = 5$ мм. Материал стоек и основания сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Проверить прочность сварного соединения.

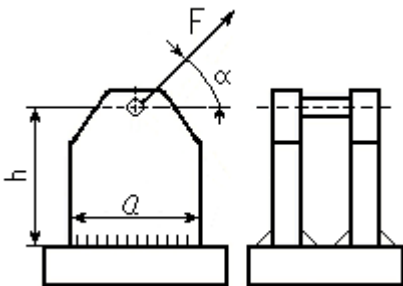


Рисунок к задаче 45

Таблица 45 - Исходные данные к задаче 45

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	3	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10
α , в градусах	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
h , мм	500	500	480	480	470	470	460	460	450	450
a , мм	100	110	115	120	125	130	135	140	145	150

Задача 46

Стойки кронштейна приварены к основанию стыковым швом со сплошным проваром. Толщина стоек $\delta = 10$ мм. Материал стоек и основания сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Проверить прочность сварного соединения.

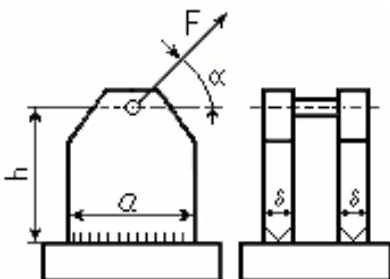


Рисунок к задаче 46

Таблица 46 - Исходные данные к задаче 46

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
α , в градусах	20	25	30	35	40	45	10	15	20	30
h , мм	500	500	480	470	460	450	440	440	440	440
a , мм	100	110	115	120	125	130	135	140	145	150

Задача 47

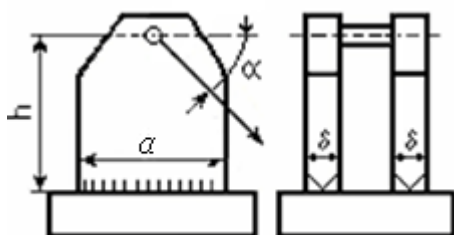


Рисунок к задаче 47

Стойки кронштейна приварены к основанию стыковым швом со сплошным проваром. Толщина стоек $\delta = 10$ мм. Материал стоек и основания сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Проверить прочность сварного соединения.

Таблица 47 - Исходные данные к задаче 47

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
α , в градусах	10	20	25	30	35	40	45	50	40	35
h , мм	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500
a , мм	100	110	115	120	120	125	125	130	130	130

Задача 48

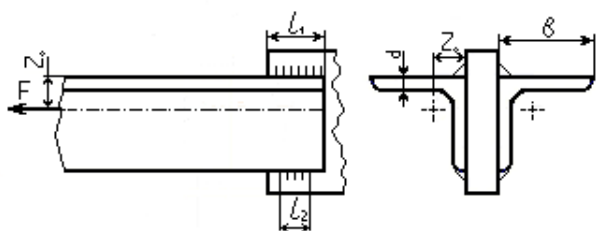


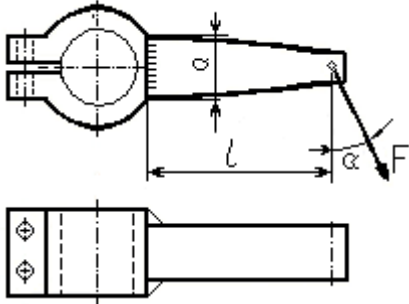
Рисунок к задаче 48

Раскос фермы, состоящий из двух равнополочных уголков, крепится к косынке угловыми сварными швами. Материал уголков и косынки сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Определить длины фланговых швов l_1 и l_2 из условия равнопрочности сварного соединения и уголков при растяжении силой F .

Таблица 48 - Исходные данные к задаче 48

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ уголка	5	5,6	6,3	6,3	7	7	7,5	7,5	8	8
A , мм ²	480	541	613	728	686	815	739	878	863	938
b , мм	50	56	63	63	70	70	75	75	80	80
d , мм	5	5	5	6	5	6	5	6	5,5	6
z_0 , мм	14,2	15,7	17,4	17,8	19,0	19,4	20,2	20,6	21,7	21,9

Задача 49



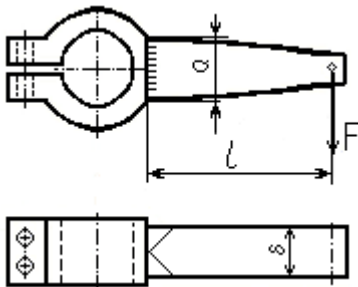
Рычаг приварен к клемме угловым швом с двух сторон. Материал рычага и клеммы сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Проверить прочность сварного соединения.

Рисунок к задаче 49

Таблица 49 - Исходные данные к задаче 49

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , Н	300	350	400	500	600	700	900	1200	1400	1600
α , в градусах	20	30	30	35	40	45	50	55	60	65
l , мм	280	300	300	300	300	350	350	350	350	350
a , мм	30	32	35	38	40	42	45	48	50	55
k (катет шва), мм	5	5	5	5	5	6	6	6	6	6

Задача 50



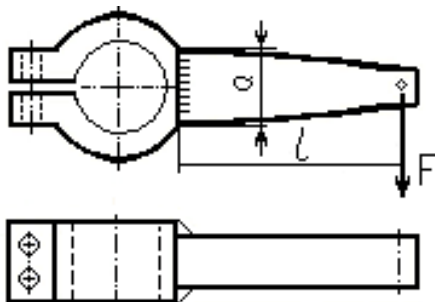
Рычаг, толщиной $\delta = 10$ мм, приварен к клемме стыковым швом со сплошным проваром. Материалы – сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Определить допускаемую нагрузку F на рычаг клеммы.

Рисунок к задаче 50

Таблица 50 - Исходные данные к задаче 50

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
l , мм	200	220	240	250	260	270	280	290	300	310
a , мм	30	35	40	42	45	48	50	52	55	58

Задача 51

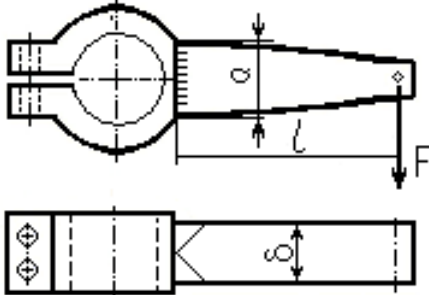


Рычаг приварен к клемме угловым швом с двух сторон. Материал рычага и клеммы сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Определить допускаемую нагрузку F на рычаг клеммы.

Рисунок к задаче 51

Таблица 51 - Исходные данные к задаче 51

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
l , мм	200	220	240	230	240	250	260	270	280	290
a , мм	30	35	40	42	45	48	50	52	55	58
k (катет шва), мм	5	5	5	5	5	6	6	6	6	6



Задача 52

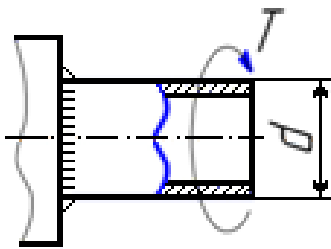
Рычаг, толщиной $\delta = 10$ мм, приварен к клемме стыковым швом со сплошным проваром. Материалы – сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Проверить прочность сварного соединения.

Рисунок к задаче 52

Таблица 52 - Исходные данные к задаче 52

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	1	1,2	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	2	2,1	2,3
l , мм	300	310	320	330	340	350	360	370	380	390
a , мм	40	45	48	50	52	55	58	60	62	65

Задача 53

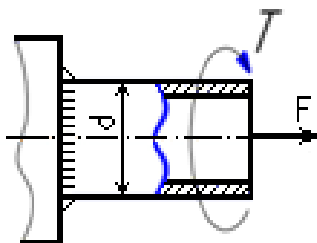


Труба диаметром d приварена к плите угловым швом и нагружена крутящим моментом T . Материал трубы и плиты сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка переменная, изменяется от T_{min} до T_{max} . Проверить прочность соединения. Катет шва принять $k = 5$ мм.

Рисунок к задаче 53

Таблица 53 - Исходные данные к задаче 53

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T_{max} , кН·м	2	2,5	2,7	2,8	3	3,2	3,4	3,6	3,8	4
T_{min} , кН·м	0,5	0,4	0	-0,1	-0,2	-0,4	-0,5	-0,6	-0,8	-1
d , мм	90	100	100	100	100	110	110	110	120	120



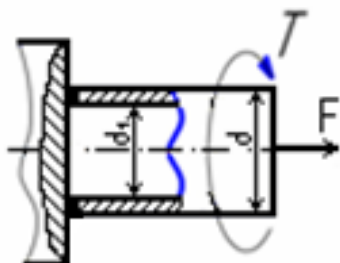
Задача 54

Труба диаметром d приварена к плите угловым швом и нагружена крутящим моментом T и растягивающей силой F . Материал трубы и плиты сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Проверить прочность сварного соединения.

Рисунок к задаче 54

Таблица 54 - Исходные данные к задаче 54

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , кН·м	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
F , кН	70	60	90	100	110	120	130	140	150	160
d , мм	150	160	170	180	170	180	190	200	210	220
k (катет шва), мм	5	5	5	5	6	6	6	6	6	6



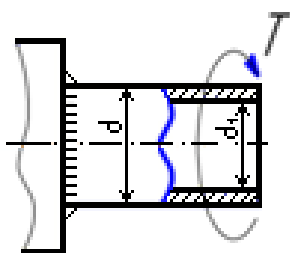
Задача 55

Труба приварена к плите стыковым швом и нагружена крутящим моментом T и растягивающей силой F . Материал трубы и плиты сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Проверить прочность сварного соединения.

Рисунок к задаче 55

Таблица 55 - Исходные данные к задаче 55

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , кН·м	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
F , кН	350	400	450	460	480	500	520	550	580	600
d , мм	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240
d_1 , мм	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220



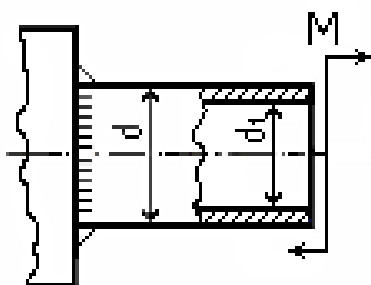
Задача 56

Труба приварена к неподвижной плите по контуру валиковым швом. Материал трубы и плиты сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Определить допускаемое значение крутящего момента T и процент использования прочности материала трубы.

Рисунок к задаче 56

Таблица 56 - Исходные данные к задаче 56

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d , мм	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145
d_1 , мм	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135



Задача 57

Труба приварена к неподвижной плите по контуру валиковым швом. Материал трубы и плиты сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Определить допускаемое значение изгибающего момента M и процент использования прочности материала трубы.

Рисунок к задаче 57

Таблица 57 - Исходные данные к задаче 57

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d , мм	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145
d_1 , мм	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135

Задача 58

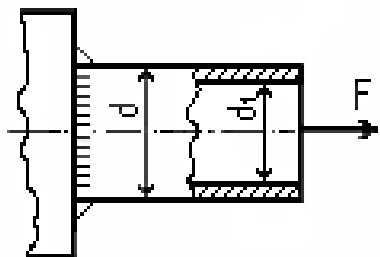


Рисунок к задаче 58

Труба приварена к неподвижной плите по контуру валиковым швом. Материал трубы и плиты сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Определить допускаемое значение растягивающей силы F и процент использования прочности материала трубы.

Таблица 58 - Исходные данные к задаче 58

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d , мм	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145
d_1 , мм	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135

Задача 59

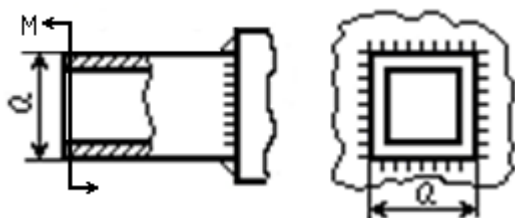


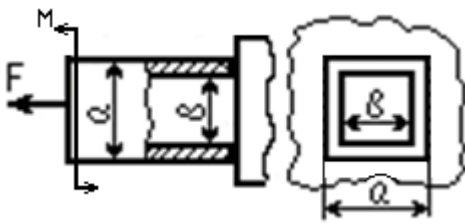
Рисунок к задаче 59

Квадратная труба приварена к неподвижной плите по контуру валиковым швом и нагружена изгибающим моментом M . Материал трубы и плиты сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Проверить прочность сварного соединения.

Таблица 59 - Исходные данные к задаче 59

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
M , кН·м	15	16	18	20	22	18	21	24	19	22
a , мм	200	210	220	230	240	200	210	220	200	210
k (катет шва), мм	5	5	5	5	5	6	6	6	6	6

Задача 60



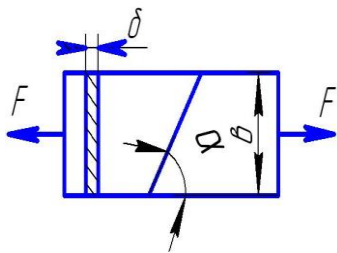
Квадратная труба приварена к неподвижной плите стыковым швом и нагружена изгибающим моментом M и растягивающей силой F . Материал трубы и плиты сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Проверить прочность сварного соединения.

Рисунок к задаче 60

Таблица 60 - Исходные данные к задаче 60

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
M , кН·м	15	16	18	20	211	23	24	25	30	35
F , кН	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
a , мм	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240
b , мм	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230

Задача 61



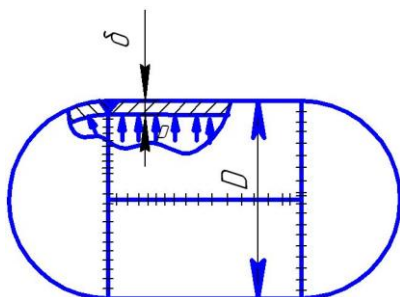
Два листа из стали Ст3 необходимо сварить стыковым швом со сплошным проваром. Под каким углом α необходимо расположить сварной шов, чтобы полностью использовать прочность материала листов при действии растягивающей силы F ? Сварка ручная, нагрузка переменная от F_{min} до F_{max} .

Рисунок к задаче 61

Таблица 61 - Исходные данные к задаче 61

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_{min} / F_{max}	0,1	0,2	0,3	0,4	-0,6	-0,8	-0,4	0,5	-0,3	-0,5

Задача 62



Рассчитать толщину стенки δ сварного цилиндрического резервуара, в котором давление пара поднимается до значения p . Сварка стыковая автоматическая, материал сталь Ст3. Допускаемое напряжение основного материала принять $[\sigma] = \sigma_v/4$.

Рисунок к задаче 62

Таблица 62 - Исходные данные к задаче 62

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
D , мм	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950
p , МПа	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9

Задача 63

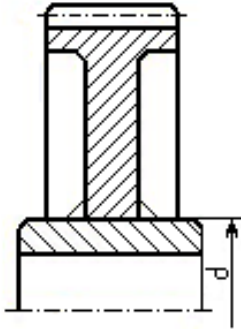


Рисунок к задаче 63

Диск колеса приварен с двух сторон угловым швом к ступице диаметром d . Определить мощность, которую можно передавать зубчатым колесом при частоте вращения n , исходя из условия прочности сварного шва. Материалы – сталь 40, сварка автоматическая, нагрузка статическая. Катет шва принять $k = 5$ мм.

Таблица 63 - Исходные данные к задаче 63

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d , мм	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105
n , мин ⁻¹	50	48	46	40	35	30	25	20	18	15

Задача 64

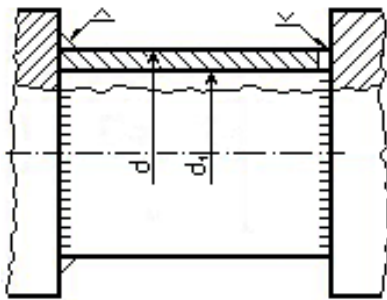


Рисунок к задаче 64

Труба приварена к неподвижным весьма жёстким плитам: с одной стороны валиковым швом с катетом $k = 5$ мм, с другой – стыковым швом со сплошным проваром. Определить напряжения в сварных швах при понижении температуры окружающей среды на $\Delta t^\circ\text{C}$. Температурный коэффициент длины $\alpha = 1,2 \cdot 10^{-5}$.

Таблица 64 - Исходные данные к задаче 64

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d , мм	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
d_1 , мм	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
$\Delta t^\circ\text{C}$	60	55	50	45	40	35	30	25	20	20

Задача 65

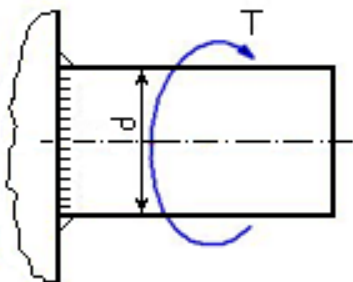


Рисунок к задаче 65

Вал диаметром d приварен к неподвижной плите по контуру валиковым швом. В результате действия крутящего момента T максимальные касательные напряжения в сечении вала достигли значения τ . Материал вала и плиты сталь Ст3, сварка ручная, нагрузка статическая. Проверить прочность сварного соединения.

Таблица 65 - Исходные данные к задаче 65

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
τ , МПа	50	45	40	35	30	40	35	30	28	26
d , мм	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
k (катет шва), мм	5	5	5	5	5	6	6	6	6	6

2 РЕМЁННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Вопросы для самоподготовки по разделу «Ремённые передачи»

- 1) Ремённые передачи, достоинства и недостатки. Геометрические и кинематические параметры ремённой передачи.
- 2) Силы, действующие в ремённой передаче, и зависимости между ними.
- 3) Напряжения в ветвях ремённой передачи. Максимальное напряжение в ремне. Влияние отдельных составляющих суммарного напряжения на тяговую способность и долговечность ремня.
- 4) Коэффициент тяги в ремённых передачах. Упругое скольжение ремня. Расчет ремней по тяговой способности. Долговечность ремней. Давление ремней на шкивы.

Пример. Определить максимальную мощность, которую может передавать ремённая передача, имеющая нижеследующие параметры: диаметр малого (ведущего) шкива $d_1 = 200$ мм, частота его вращения $n_1 = 900$ мин⁻¹, предварительное натяжение ветвей ремня $F_0 = 500$ Н, угол обхвата малого шкива $\alpha = 160^\circ$, коэффициент трения между ремнём и шкивом $f = 0,4$.

Решение.

Вычисляем максимально возможное значение коэффициента тяги [1]

$$\varphi = \frac{e^{f \cdot \alpha} - 1}{e^{f \cdot \alpha} + 1},$$

где e – основание натуральных логарифмов;

f – коэффициент трения между ремнём и шкивом;

α – угол обхвата малого шкива в радианах.

$$\alpha = 160^\circ \cdot \pi / 180^\circ = 2,79 \text{ радиан.}$$

$$\varphi = \frac{e^{0,4 \cdot 2,79} - 1}{e^{0,4 \cdot 2,79} + 1} = 0,507.$$

Запишем условие тяговой способности ремённой передачи:

$$\varphi = F_t / (2F_0),$$

где F_t – полезная нагрузка в ремне, Н;

$F_0 = 500$ Н – предварительное натяжение ветвей ремня.

Тогда $F_t = 2F_0\varphi = 2 \cdot 500 \cdot 0,507 = 507$ Н.

Вычисляем скорость движения ремня:

$$V = \pi d_1 n_1 / (60 \cdot 1000) = \pi \cdot 200 \cdot 900 / (60 \cdot 1000) = 9,42 \text{ м/с.}$$

Вычисляем передаваемую мощность

$$P_1 = F_t V = 507 \cdot 9,42 = 4,776 \text{ Вт} \approx 4,7 \text{ кВт.}$$

Ответ: $P_1 = 4,7 \text{ кВт.}$

Задача 66

Определить диаметр малого шкива d_1 открытой ремённой передачи без натяжного ролика с параметрами: межосевое расстояние a , угол обхвата малого шкива α , передаточное число u . Полученное значение d_1 принять стандартным.

Таблица 66 - Исходные данные к задаче 66

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
a , мм	410	490	460	750	760	770	800	800	800	800
α	148°	147°	135°	152°	147°	144°	157°	152°	145°	130°
u	2,9	3,26	3,6	3,6	3,7	3,7	2,8	3	3,2	3,5

Задача 67

Полезная нагрузка ремённой передачи F_t , угол обхвата малого шкива α , коэффициент трения между ремнём и шкивом f . Определить максимально возможное давление ветвей ремня F_r на шкивы.

Таблица 67 - Исходные данные к задаче 67

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , Н	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240
α	168°	166°	164°	162°	160°	158°	156°	154°	152°	150°
f	0,28	0,29	0,3	0,31	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36	0,37

Задача 68

В ремённой передаче коэффициент трения между ремнём и шкивом f , угол обхвата малого шкива α . Вычислить максимальное значение коэффициента тяги φ_{max} .

Таблица 68 - Исходные данные к задаче 68

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
f	0,3	0,31	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36	0,37	0,38	0,39
α	170°	168°	166°	164°	162°	160°	155°	150°	145°	140°

Задача 69

Полезная нагрузка клиноремённой передачи F_t , число ремней z , коэффициент числа ремней C_z , угол обхвата малого шкива α , дуга упругого скольжения α_1 , приведённый коэффициент трения между ремнём и шкивом f' . Определить давление ремней F_r на шкивы.

Таблица 69 - Исходные данные к задаче 69

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , Н	600	700	800	900	1000	1100	1200	1500	1600	1700
z	2	3	3	3	4	4	4	5	5	5
C_z	0,95	0,95	0,95	0,95	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
α	150°	148°	146°	144°	142°	140°	138°	136°	134°	130°
α_1	130°	128°	126°	124°	122°	120°	118°	116°	114°	110°
f'	0,45	0,46	0,47	0,48	0,49	0,5	0,51	0,52	0,53	0,54

Задача 70

Клиновые ремни передают мощность P_l , число ремней z , коэффициент числа ремней $C_z = 0,95$, диаметр малого шкива d_l , частота вращения n_l , натяжение ведущей ветви одного ремня F_l . Найти предварительное натяжение F_o ветвей ремня.

Таблица 70 - Исходные данные к задаче 70

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_l , кВт	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
z	2	2	3	3	3	3	3	3	3	3
d_l , мм	200	200	250	250	250	250	280	280	280	280
n_l , мин ⁻¹	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000
F_l , Н	650	700	400	430	460	480	440	450	500	510

Задача 71

Передаваемая мощность ремённой передачи P_l , диаметр малого шкива d_l , частота вращения n_l , предварительное натяжение ветвей ремня F_o . Вычислить коэффициент тяги φ ремённой передачи.

Таблица 71 - Исходные данные к задаче 71

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_l , кВт	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5
d_l , мм	200	200	200	250	250	250	250	280	280	280
n_l , мин ⁻¹	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450
F_o , Н	400	425	450	400	400	400	400	400	400	400

Задача 72

Определить передаточное число открытой ремённой передачи с параметрами: диаметр малого шкива d_1 , угол обхвата малого шкива α , межосевое расстояние a .

Таблица 72 - Исходные данные к задаче 72

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d_1 , мм	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355
α	142°	139°	139°	142°	165,2°	166,5°	168°	165,5°	170°	169°
a , мм	400	580	560	560	1660	1700	1760	1980	2240	2310

Задача 73

Передаваемая мощность клиноремённой передачи P_1 , число ремней z , коэффициент числа ремней C_z , диаметр малого шкива d_1 , частота его вращения n_1 , натяжение ведомой ветви одного ремня F_2 . Определить предварительное натяжение ветвей ремня F_0 .

Таблица 73 - Исходные данные к задаче 73

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
z	3	3	3	3	4	4	4	4	4	4
C_z	0,95	0,95	0,95	0,95	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
d_1 , мм	200	250	280	315	280	315	315	355	400	400
n_1 , мин ⁻¹	960	920	960	970	930	920	1000	980	950	1000
F_2 , Н	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

Задача 74

Определить частоту вращения малого шкива n_1 открытой плоскоремённой передачи при следующих данных: передаваемая мощность P_1 , диаметр большого шкива d_2 , передаточное число u , площадь поперечного сечения ремня A , полезное напряжение в ремне $\sigma_t = 1,8$ МПа.

Таблица 74 - Исходные данные к задаче 74

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	3	3,8	4,4	5,5	6,8	7,5	8,5	10	12	14
d_2 , мм	630	630	630	630	630	710	710	710	710	710
u	4,5	4,5	4	3,15	2,8	4,5	4	3,55	3,15	2,84
A , мм ²	225	280	320	360	405	450	504	563	630	720

Задача 75

Определить натяжение ведущей ветви F_1 и максимальное напряжение в ремне σ_{max} плоскоремённой передачи по следующим данным: передаваемая мощность P_1 , диаметр малого шкива d_1 , частота его вращения n_1 , площадь поперечного сечения ремня $A = b \cdot \delta = 100 \text{ мм} \cdot 4,5 \text{ мм}$, плотность материала ремня $\rho = 1200 \text{ кг/м}^3$, модуль упругости материала ремня $E = 200 \text{ МПа}$, предварительное натяжение ветвей ремня $F_0 = 810 \text{ Н}$.

Таблица 75 - Исходные данные к задаче 75

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	5,6	6	6,5	6,8	7,2	7,5	7,8	8,2	8,5	8,8
d_1 , мм	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400
n_1 , мин ⁻¹	1000	950	900	850	800	750	700	650	600	550

Задача 76

Определить мощность P_1 , передаваемую ремённой передачей, при следующих данных: диаметр малого шкива d_1 , частота вращения большого шкива n_2 , передаточное число u , предварительное натяжение ветвей ремня F_0 , коэффициент тяги $\varphi = 0,4$.

Таблица 76 - Исходные данные к задаче 76

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d_1 , мм	140	140	160	160	180	180	200	200	224	224
n_2 , мин ⁻¹	300	400	400	450	400	450	420	470	460	530
u	4	3,6	3,5	3,15	3,5	3,15	3,55	3,15	3,2	2,8
F_0 , Н	910	810	1010	910	810	730	650	575	510	405

Задача 77

Найти предварительное натяжение ветвей ремня F_0 клиноремённой передачи при следующих данных: передаваемая мощность P_1 , число ремней z , коэффициент числа ремней C_z , диаметр малого шкива d_1 , частота его вращения n_1 , коэффициент тяги $\varphi = 0,6$.

Таблица 77 - Исходные данные к задаче 77

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	5,2	4,6	4,8	4,8	5,1	6,4	6,7	6,2	6,5	6,7
z	3	3	3	3	3	4	4	4	4	4
C_z	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
d_1 , мм	125	140	160	180	200	200	224	224	250	280
n_1 , мин ⁻¹	1400	1100	1000	900	850	800	750	700	650	600

Задача 78

Клиноремённая передача работает при следующих условиях: передаваемая мощность P_1 , число ремней z , коэффициент числа ремней C_z , диаметр малого шкива d_1 , частота его вращения n_1 , предварительное натяжение ветвей ремня $F_0 = 170$ Н, приведённый коэффициент трения ремней о шкивы $f' = 0,6$. Вычислить дугу упругого скольжения на малом шкиве α_1 .

Таблица 78 - Исходные данные к задаче 78

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	3,4	3,5	3,5	3,6	3,5	5,8	6,2	6,3	6,2	6,3
z	3	3	3	3	3	4	4	4	4	4
C_z	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
d_1 , мм	140	140	160	160	180	180	200	200	224	224
n_1 , мин ⁻¹	1000	960	900	860	800	1000	950	900	850	800

Задача 79

Клиноремённая передача работает при следующих условиях: передаваемая мощность P_1 , число ремней z , коэффициент числа ремней C_z , диаметр малого шкива d_1 , частота его вращения n_1 , приведённый коэффициент трения ремней о шкивы $f' = 0,6$, дуга упругого скольжения на малом шкиве α_1 . Вычислить предварительное натяжение ветвей ремня F_0 .

Таблица 79 - Исходные данные к задаче 79

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	4,4	4,3	4,1	4,5	4,2	4,2	4,8	4,8	5,2	5,1
z	3	3	3	3	3	3	4	4	4	4
C_z	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,9	0,9	0,9	0,9
d_1 , мм	140	140	140	160	160	160	180	180	200	200
n_1 , мин ⁻¹	1400	1300	1200	1100	1000	950	900	850	800	750
α_1	90°	95°	100°	105°	110°	115°	90°	95°	100°	105°

Задача 80

Вычислить максимальную передаваемую мощность ремённой передачей при следующих данных: натяжение ведущей ветви F_1 , диаметр малого шкива d_1 , частота его вращения n_1 , угол обхвата малого шкива α , коэффициент трения между ремнём и шкивом $f = 0,4$.

Таблица 80 - Исходные данные к задаче 80

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_1 , Н	630	650	650	660	675	700	720	740	760	790
d_1 , мм	140	140	160	160	180	180	200	200	224	224
n_1 , мин ⁻¹	1000	1000	950	950	900	900	850	850	800	800
α	160°	170°	160°	170°	160°	170°	160°	170°	160°	170°

Задача 81

Вычислить напряжение изгиба σ_{ul} в плоском ремне при следующих данных: полезная нагрузка равна F_t , полезные напряжения $\sigma_t = 1,75$ МПа, ширина ремня b , диаметр малого шкива d_1 , модуль упругости материала ремня $E = 200$ МПа. *Примечание:* толщину одного слоя ремня принять $\Delta = 1,5$ мм.

Таблица 81 - Исходные данные к задаче 81

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , Н	390	390	500	500	560	560	630	630	790	790
b , мм	50	50	63	63	71	71	80	80	100	100
d_1 , мм	140	160	160	180	200	224	250	280	315	355

Задача 82

Определить максимальный крутящий момент T_1 и частоту пробегов v плоскоремённой передачи при следующих данных: предварительное натяжение ветвей ремня $F_o = 810$ Н, диаметры шкивов d_1 и d_2 , межосевое расстояние a , частота вращения малого шкива n_1 , коэффициент трения между ремнём и шкивом $f = 0,35$.

Таблица 82 - Исходные данные к задаче 82

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d_1 , мм	125	125	140	140	140	180	180	180	224	224
d_2 , мм	355	400	400	450	500	560	560	630	710	800
a , мм	1000	1100	1100	1200	1350	1500	1500	1700	1900	2100
n_1 , мин ⁻¹	1200	1100	1000	950	950	900	850	850	800	800

Задача 83

Плоскоремённая передача работает при следующих условиях: полезная нагрузка ремня F_t , полезное напряжение σ_t , диаметр малого шкива d_1 , дополнительное натяжение ветвей ремня от центробежных сил F_v , плотность материала ремня $\rho = 1200$ кг/м³. Вычислить частоту вращения малого шкива n_1 .

Таблица 83 - Исходные данные к задаче 83

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , Н	450	550	607	666	729	788	882	967	1071	1224
σ_t , МПа	2	1,94	1,9	1,85	1,8	1,75	1,75	1,72	1,7	1,7
d_1 , мм	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355
F_v , Н	11,6	16,5	21,8	27,7	34,1	41,8	50,8	61,3	74	90,3

Задача 84

Плоскоремённая передача работает при следующих условиях: частота вращения малого шкива n_1 , напряжение от дополнительного натяжения ветвей ремня центробежными силами σ_v , напряжение изгиба на малом шкиве σ_{u1} , модуль упругости материала ремня $E = 200$ МПа, плотность материала ремня $\rho = 1200$ кг/м³. Вычислить толщину ремня δ (принимать кратным толщине одного слоя $\Delta = 1,5$ мм).

Таблица 84 - Исходные данные к задаче 84

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_1, \text{ мин}^{-1}$	1395	1306	1194	1104	994	887	795	737	606	491
$\sigma_v, \text{ МПа}$	0,1	0,11	0,12	0,13	0,13	0,13	0,13	0,14	0,12	0,1
$\sigma_{u1}, \text{ МПа}$	7,2	6,43	5,6	5	4,46	4	3,6	3,2	2,86	2,51

Задача 85

Вычислить передаточное число u плоскоремённой передачи, имеющей следующие характеристики: частота вращения малого шкива n_1 , напряжение изгиба ремня на большом шкиве σ_{u2} , толщина ремня $\delta = 4,5$ мм, напряжение от дополнительного натяжения ветвей ремня центробежными силами $\sigma_v = 0,1$ МПа, модуль упругости материала ремня $E = 200$ МПа, плотность материала ремня $\rho = 1200$ кг/м³.

Примечание. В ходе расчётов значения диаметров шкивов d_1 и d_2 округлять до стандартного.

Таблица 85 - Исходные данные к задаче 85

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_1, \text{ мин}^{-1}$	1396	1245	1245	1245	1090	1090	1090	970	970	872
$\sigma_{u2}, \text{ МПа}$	2,56	2,25	2	1,8	2,56	3,25	2	1,8	1,61	1,43

Задача 86

Вычислить диаметр малого шкива d_1 (округлив до стандартного значения) плоскоремённой передачи, имеющей следующие характеристики: передаваемая мощность P_1 , частота вращения малого шкива n_1 , предварительное натяжение ветвей ремня F_0 , коэффициент тяги $\varphi = 0,4$.

Таблица 86 - Исходные данные к задаче 86

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_1, \text{ кВт}$	2,85	3,29	3,37	2,58	3,08	3,69	3,92	2,54	3,35	3,5
$n_1, \text{ мин}^{-1}$	1200	1100	1000	950	900	850	800	750	700	650
$F_0, \text{ Н}$	405	510	575	405	510	575	650	405	510	575

Задача 87

Передаваемая мощность ремённой передачи P_1 , частота вращения малого шкива n_1 , предварительное натяжение ветвей ремня F_0 , передаточное число u , угол обхвата малого шкива α , коэффициент тяги $\varphi = 0,5$. Вычислить межосевое расстояние a .

Примечание. В ходе расчётов значения диаметров шкивов d_1 и d_2 принимать стандартными.

Таблица 87 - Исходные данные к задаче 87

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	2,64	2,53	2,42	3,52	3,35	3,98	4,24	4	4,98	4,67
n_1 , мин ⁻¹	1200	1150	1100	1050	1000	950	900	850	800	750
F_0 , Н	300	300	300	400	400	500	500	500	660	660
u	2,6	2,9	3,3	2,55	3,2	3,6	2,8	3,2	3,6	4
α	150°	145°	140°	150°	150°	145°	150°	145°	140°	140°

Задача 88

Определить мощность P_1 ремённой передачи, если известно: длина ремня l , частота пробегов ν , предварительное натяжение ветвей ремня F_0 , дуга упругого скольжения α_1 , коэффициент трения между ремнём и шкивом $f = 0,35$.

Таблица 88 - Исходные данные к задаче 88

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
l , м	3,55	3,15	2,8	2,5	2,24	2	1,8	1,6	1,4	1,25
ν , с ⁻¹	3	3,2	3,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8
F_0 , Н	580	620	670	700	750	800	850	900	950	1000
α_1	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°	115°	110°	105°

Задача 89

Определить натяжение ведущей ветви F_1 плоскоремённой передачи, если известно: крутящий момент на малом шкиве T_1 , диаметр малого шкива d_1 , площадь поперечного сечения ремня A , напряжение в ремне от предварительного натяжения σ_0 .

Таблица 89 - Исходные данные к задаче 89

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T_1 , Н·м	40	45	50	55	60	65	70	80	85	90
d_1 , мм	140	140	140	160	160	160	160	180	180	180
A , мм ²	225	284	320	360	405	450	504	560	630	720
σ_0 , МПа	1,8	1,75	1,7	1,65	1,6	1,56	1,5	1,45	1,4	1,35

Задача 90

Вычислить ширину плоского ремня, если известно: крутящий момент на малом шкиве T_1 , диаметр малого шкива d_1 , полезное напряжение в ремне σ_t , напряжение изгиба на малом шкиве σ_{ul} , модуль упругости материала ремня $E = 200$ МПа.

Примечание. Толщина ремня кратна толщине одного слоя $\Delta = 1,5$ мм.

Таблица 90 - Исходные данные к задаче 90

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T_1 , Н·м	25,2	32,7	38,5	44,7	36,5	47,2	51,1	59,4	54	62,6
d_1 , мм	140	140	160	160	180	180	200	200	224	224
σ_t , МПа	1,6	1,65	1,7	1,75	1,8	1,85	1,6	1,65	1,7	1,75
σ_{ul} , МПа	6,43	6,43	5,63	5,63	5	5	4,5	4,5	4,02	4,02

Задача 91

Вычислить напряжения изгиба σ_{ul} в плоскоремённой передаче при следующих данных: передаваемая мощность P_1 , диаметр малого шкива d_1 , частота его вращения n_1 , ширина ремня b , полезное напряжение в ремне σ_t , модуль упругости материала ремня $E = 200$ МПа.

Примечание. Толщина ремня кратна толщине одного слоя $\Delta = 1,5$ мм.

Таблица 91 - Исходные данные к задаче 91

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	3,56	5,33	4,55	4,48	5,19	5,26	5,94	7	7,9	8,1
d_1 , мм	140	140	160	160	180	180	200	200	224	224
n_1 , мин ⁻¹	1200	1100	1000	900	850	800	750	700	650	600
b , мм	50	63	71	80	90	100	112	125	140	160
σ_t , МПа	1,8	1,75	1,7	1,65	1,6	1,55	1,5	1,7	1,65	1,6

Задача 92

Определить крутящий момент T_1 ремённой передачи, если известно: диаметр малого шкива d_1 , предварительное натяжение ветвей ремня F_0 , дуга упругого скольжения α_1 , коэффициент трения между ремнём и шкивом $f = 0,5$.

Таблица 92 - Исходные данные к задаче 92

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d_1 , мм	200	224	250	125	140	140	180	200	224	250
F_0 , Н	480	390	390	390	800	750	650	600	550	500
α_1	100°	110°	120°	120°	110°	120°	135°	140°	145°	150°

Задача 93

Определить крутящий момент T_l ремённой передачи, если известно: диаметр малого шкива d_l , давление ремней на шкивы F_r , угол обхвата малого шкива α , коэффициент тяги $\varphi = 0,5$.

Таблица 93 - Исходные данные к задаче 93

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d_l , мм	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355
F_r , Н	1700	1600	1700	1600	1500	1400	1300	1100	1000	850
α	140°	145°	150°	155°	160°	165°	170°	140°	150°	160°

Задача 94

Вычислить частоту пробегов ν ремённой передачи при следующих данных: мощность передачи P_l , полезная нагрузка ремня F_t , диаметр малого шкива d_l , угол обхвата малого шкива α , передаточное число u .

Таблица 94 - Исходные данные к задаче 94

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_l , кВт	4	4,3	4,6	5	6	7	7,5	8	9	10
F_t , Н	400	430	460	480	500	550	600	600	700	750
d_l , мм	125	140	160	180	200	224	250	250	315	315
α	144°	144°	145°	144,8°	146°	145,6°	146,2°	146,7°	146,7°	149,9°
u	4	4	3,5	3,5	3,15	3,17	3,2	2,84	2,86	2,25

Задача 95

Вычислить дугу упругого скольжения α_l ремённой передачи при следующих данных: коэффициент тяги передачи φ , коэффициент трения между ремнём и шкивом $f = 0,35$.

Таблица 95 - Исходные данные к задаче 95

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
φ	0,31	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36	0,37	0,38	0,39	0,4

3 ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ (цилиндрические, конические, червячные)

Вопросы для самоподготовки по разделу «Зубчатые передачи»

1) Зубчатые передачи. Достоинства и недостатки. Коэффициент торцового перекрытия. Контактные напряжения и контактная прочность. Критерии работоспособности и расчета. Степени точности зубчатых передач.

2) Расчетная нагрузка зубчатых передач. Коэффициенты концентрации нагрузки и динамической нагрузки.

3) Прямозубые цилиндрические зубчатые передачи. Силы в зацеплении. Вывод формулы для расчета на контактную прочность.

4) Расчет зубьев прямозубой цилиндрической передачи на изгиб.

5) Материалы, применяемые для изготовления зубчатых колес. Допускаемые напряжения при расчетах зубчатых передач на контактную прочность и на изгиб.

6) Особенности расчета косозубых и шевронных цилиндрических зубчатых передач на прочность: геометрические параметры, эквивалентное колесо, многопарность зацепления и плавность хода передачи, коэффициенты торцового и осевого перекрытия.

7) Косозубые и шевронные цилиндрические зубчатые передачи. Силы в зацеплении. Расчет прочности зубьев по контактным напряжениям.

8) Расчет косозубых и шевронных цилиндрических зубчатых передач на изгиб. Выбор модуля и числа зубьев в зубчатых передачах.

9) Конические зубчатые передачи: общие сведения и характеристика, геометрические и кинематические параметры. Приведенное эквивалентное колесо. Силы в зацеплении. Расчет зубьев прямозубой конической передачи по напряжениям изгиба.

10) Расчет зубьев прямозубой конической передачи по контактным напряжениям.

11) Определение коэффициента концентрации нагрузки и динамической нагрузки при расчете конических зубчатых передач на контактную прочность и на изгиб.

12) Червячные передачи. Конструкция. Достоинства и недостатки. Силы в зацеплении. Условие самоторможения. Скорость скольжения червяка относительно зубьев колеса.

13) Основные критерии работоспособности и расчета червячных передач. Расчет на прочность по контактным напряжениям.

14) Материалы деталей червячной передачи. Допускаемые напряжения. Расчет на прочность по контактным напряжениям.

Пример. Определить силы, действующие в закрытой цилиндрической прямозубой передаче при следующих данных: межосевое расстояние $a = 125$ мм, ширина венца колеса $b_w = 50$ мм, частота вращения колеса $n_2 = 200$ мин⁻¹, передаточное число $u = 4$, допускаемое контактное напряжение зубьев $[\sigma_H] =$

500 МПа, коэффициент распределения нагрузки между зубьями $K_{H\alpha} = 1,18$, коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1$, КПД передачи $\eta = 0,97$.

Решение

Напишем проектную формулу межосевого расстояния для прямозубой цилиндрической передачи:

$$a = 0,85(u+1) \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2 K_{H\alpha} K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \Psi_{ba}}},$$

откуда вычисляем крутящий момент на валу колеса:

$$T_2 = \frac{a^3 [\sigma_H]^2 u^2 \Psi_{ba}}{0,85^3 (u+1)^3 E_{np} K_{H\alpha} K_{H\beta}} = \frac{125^3 \cdot 500^2 \cdot 4^2 \cdot 0,4}{0,85^3 (4+1)^3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,18 \cdot 1} = 164280 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Вычисляем крутящий момент на валу шестерни:

$$T_1 = T_2 / (u\eta) = 164280 / (4 \cdot 0,97) = 42340 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Находим делительный диаметр шестерни:

$$d_1 = 2a / (u+1) = 2 \cdot 125 / (4+1) = 50 \text{ мм}.$$

Вычисляем силы, действующие в зацеплении:

$$\text{- окружная сила } F_t = 2T_1 / d_1 = 2 \cdot 42340 / 50 = 1693,6 \text{ Н};$$

$$\text{- радиальная сила } F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha = 1693,6 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 616,5 \text{ Н}.$$

Задача 96

Определить геометрические размеры зубчатых колёс закрытой цилиндрической прямозубой передачи при следующих данных: передаваемая мощность P_1 , частота вращения шестерни n_1 , передаточное число u , коэффициент ширины колеса Ψ_{ba} , число зубьев шестерни z_1 , коэффициент распределения нагрузки между зубьями $K_{H\alpha}$, коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1$, допускаемое контактное напряжение зубьев $[\sigma_H] = 500$ МПа, КПД передачи $\eta = 0,97$.

Таблица 96 - Исходные данные к задаче 96

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	2,5	2,8	3	3,2	3,4	3,8	4	4,2	4,4	4,5
n_1 , мин ⁻¹	730	730	950	960	970	970	1450	1460	1470	1470
u	4	4,5	4	4,8	5	4,6	4	4,2	3,8	3,6
Ψ_{ba}	0,4	0,4	0,35	0,4	0,4	0,3	0,36	0,35	0,3	0,3
z_1	20	19	24	22	22	20	22	23	25	26
$K_{H\alpha}$	1,24	1,24	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18

Задача 97

Определить мощность P_1 закрытой цилиндрической прямозубой передачи при следующих данных: межосевое расстояние a , ширина венца колеса b_w , частота вращения колеса n_2 , передаточное число u , допускаемое контактное напряжение зубьев $[\sigma_H] = 500$ МПа, коэффициент распределения нагрузки между зубьями $K_{H\alpha} = 1,18$, коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1$, КПД передачи $\eta = 0,97$.

Таблица 97 - Исходные данные к задаче 97

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
a , мм	100	100	110	110	120	125	130	130	140	140
b_w , мм	30	32	40	45	45	50	52	50	56	50
n_2 , мин ⁻¹	350	270	300	320	280	325	355	220	200	226
u	4	5	4	4	5	4	4	5	6	4

Задача 98

Определить геометрические размеры зубчатых колёс закрытой цилиндрической косозубой передачи при следующих данных: передаваемая мощность P_1 , частота вращения шестерни n_1 , передаточное число u , коэффициент ширины колеса ψ_{ba} , число зубьев шестерни z_1 , коэффициент распределения нагрузки между зубьями $K_{H\alpha} = 1,6$, коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1$, допустимое контактное напряжение зубьев $[\sigma_H] = 500$ МПа, КПД передачи $\eta = 0,97$.

Таблица 98 - Исходные данные к задаче 98

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	3	3	3,6	4	4,5	4,8	5	5,5	8	9
n_1 , мин ⁻¹	720	730	950	950	960	1440	1450	1460	2850	2850
u	4,5	4,7	4,7	4,9	4,9	3,9	3,8	4	4	4
ψ_{ba}	0,35	0,3	0,35	0,3	0,3	0,35	0,3	0,35	0,4	0,4
z_1	18	19	17	18	20	17	19	19	21	21

Задача 99

Определить мощность P_1 закрытой цилиндрической косозубой передачи при следующих данных: межосевое расстояние a , ширина венца колеса b_w , частота вращения колеса n_2 , передаточное число u , допустимое контактное напряжение зубьев $[\sigma_H] = 500$ МПа, коэффициент распределения нагрузки между зубьями $K_{H\alpha} = 1,6$, коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1$, КПД передачи $\eta = 0,97$.

Таблица 99 - Исходные данные к задаче 99

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
a , мм	130	140	130	140	150	130	150	140	120	110
b_w , мм	45	42	45	42	45	52	45	56	42	44
n_2 , мин ⁻¹	160	155	200	200	200	210	290	300	320	345
u	4,5	4,7	4,7	4,9	5	5	5	4,8	4,5	4,2

Задача 100

Определить силы, действующие в зацеплении закрытой цилиндрической прямозубой передачи, при следующих данных: передаваемая мощность P_1 , число зубьев шестерни z_1 , передаточное число u , частота вращения колеса n_2 , модуль зацепления m .

Таблица 100 - Исходные данные к задаче 100

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	2,5	2,8	3	3,2	3,4	3,8	4	4,2	4,4	4,5
z_1	20	20	24	24	20	20	22	18	25	26
u	4	4,6	4	3	4	4,5	4	3,2	3,8	2,85
n_2 , мин ⁻¹	182,5	158	237,5	320	240	210	362,5	348	387	505
m , мм	2,5	2,5	2	2,5	3	2	2	2,5	2	2

Задача 101

Определить силы, действующие в зацеплении закрытой цилиндрической косозубой передачи, при следующих данных: передаваемая мощность P_1 , число зубьев шестерни z_1 , передаточное число u , частота вращения колеса n_2 , нормальный модуль зацепления m_n , угол наклона зубьев β (в градусах).

Таблица 101 - Исходные данные к задаче 101

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	3	3	3,6	4	4,5	4,8	5	5,5	8	9
z_1	18	19	17	18	20	17	19	19	20	21
u	4,5	4,7	4,7	4,9	4,9	3,9	3,8	4	4	4
n_2 , мин ⁻¹	160	155	200	190	200	370	380	365	710	710
m_n , мм	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2	2
β	8,1°	15,36°	14,07°	11,04°	10,475°	8,85°	8,455°	8,28°	17,75°	17,34°

Задача 102

Определить ширину венца колеса b_w закрытой цилиндрической прямозубой передачи при следующих данных: передаваемая мощность P_1 , межосевое расстояние a , частота вращения шестерни n_1 , передаточное число u , допустимое контактное напряжение зубьев $[\sigma_H] = 500$ МПа, коэффициент распределения нагрузки между зубьями $K_{H\alpha} = 1,24$, коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1$, КПД передачи $\eta = 0,97$.

Таблица 102 - Исходные данные к задаче 102

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	2,5	2,8	3	3,2	3,4	3,8	4	4,2	4,4	4,5
a , мм	120	130	130	125	130	140	110	120	120	120
n_1 , мин ⁻¹	730	730	950	960	970	970	1450	1460	1470	1470
u	4	4,5	4	4,8	5	4,5	4	4,2	3,8	3,6
$K_{H\alpha}$	1,24	1,24	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18

Задача 103

Определить ширину венца колеса b_w закрытой цилиндрической косозубой передачи при следующих данных: передаваемая мощность P_1 , межосевое расстояние a , частота вращения шестерни n_1 , передаточное число u , допускаемое контактное напряжение зубьев $[\sigma_H] = 500$ МПа, коэффициент распределения нагрузки между зубьями $K_{H\alpha} = 1,6$, коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1$, КПД передачи $\eta = 0,97$.

Таблица 103 - Исходные данные к задаче 103

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	3	3	3,6	4	4,5	4,8	5	5,5	8	9
a , мм	130	140	130	140	150	110	120	120	110	110
n_1 , мин ⁻¹	720	730	950	950	960	1440	1450	1460	2850	2850
u	4,5	4,7	4,7	4,9	4,9	3,9	3,8	4	4	4

Задача 104

Определить силы, действующие в зацеплении закрытой цилиндрической прямозубой передачи, при следующих данных: делительный диаметр шестерни d_1 , ширина венца колеса b_w , передаточное число u , контактное напряжение зубьев $\sigma_H = 450$ МПа, коэффициент расчётной нагрузки $K_H = 1,5$.

Таблица 104 - Исходные данные к задаче 104

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d_1 , мм	36	40	40	48	50	50	60	60	70	70
b_w , мм	30	25	36	40	45	45	50	50	60	60
u	4	3	4	4	4	5	3	4	4	5

Задача 105

Определить силы, действующие в зацеплении закрытой цилиндрической косозубой передачи, при следующих данных: делительный диаметр шестерни d_1 , ширина венца колеса b_w , передаточное число u , контактное напряжение зубьев $\sigma_H = 500$ МПа, коэффициент расчётной нагрузки $K_H = 1,9$, угол наклона зубьев β , коэффициент повышения прочности $Z_{H\beta} = 0,8$.

Таблица 105 - Исходные данные к задаче 105

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d_1 , мм	50	49,1	51,7	55	57,7	59,6	60	64,8	67,86	69,1
b_w , мм	45	45	50	50	55	55	55	60	65	65
u	4	4,5	4,8	5	5,2	4,2	4	4,4	4,6	4,5
β	16,26°	12,1°	14,835°	17,34°	17,6°	15,25°	16,6°	15,31°	16,69°	12,35°

Задача 106

Определить крутящий момент на валу шестерни T_1 закрытой цилиндрической прямозубой передачи при следующих данных: модуль зацепления m , ширина венца колеса b_w , число зубьев шестерни z_1 , напряжение изгиба в корне зуба шестерни $\sigma_{FI} = 150$ МПа, коэффициент расчётной нагрузки $K_F = 1,75$, передача некорригирована.

Таблица 106 - Исходные данные к задаче 106

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m , мм	1,5	1,75	2	2,25	2,5	2,75	3	3,5	4	4,5
b_w , мм	30	35	35	40	45	50	60	70	70	80
z_1	20	20	18	18	18	20	20	20	18	18

Задача 107

Определить крутящий момент на валу колеса T_2 закрытой цилиндрической косозубой передачи при следующих данных: нормальный модуль зацепления m_n , ширина венца колеса b_w , число зубьев шестерни z_1 , угол наклона зубьев β (в градусах), напряжение изгиба в корне зуба шестерни $\sigma_{FI} = 150$ МПа, коэффициент расчётной нагрузки $K_F = 2$, коэффициент повышения прочности $Z_{F\beta} = 0,75$, КПД передачи $\eta = 0,97$, передача некорригирована.

Таблица 107 - Исходные данные к задаче 107

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m_n , мм	1,5	1,75	2	2,25	2,5	2,75	3	3,5	4	4,5
b_w , мм	30	35	35	40	45	50	60	70	70	80
z_1	18	18	19	19	20	20	21	21	22	22
β	11,5°	10,14°	18,19°	9,41°	15,64°	12,63°	10,14°	11,48°	8,1°	13,51°
u	3,5	4	4	5	4,2	4,5	4	5	3,5	4,5

Задача 108

Две цилиндрические прямозубые передачи имеют равные: межосевое расстояние, ширину венцов колёс, передаточное число, но разные числа зубьев и модули зацепления. У первой передачи модуль зацепления m_I , число зубьев шестерни z_I , у второй – модуль зацепления m_{II} , число зубьев шестерни z_{II} . Найти соотношение напряжений изгиба зубьев шестерён двух передач σ_{FI}/σ_{FII} .

Таблица 108 - Исходные данные к задаче 108

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m_I , мм	2	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4
z_I	27	25	30	28	32	30	24	30	25	30
m_{II} , мм	3	2,5	3	3,5	4	4,5	4	5	5	6
z_{II}	18	20	25	20	24	20	21	21	20	20

Задача 109

Две цилиндрические косозубые передачи имеют равные: межосевое расстояние, ширину венцов колёс, передаточное число, угол наклона зубьев β , коэффициент повышения прочности $Z_{F\beta}$, но разные числа зубьев и модули зацепления. У первой передачи нормальный модуль зацепления m_I , число зубьев шестерни z_I , у второй – нормальный модуль зацепления m_{II} , число зубьев шестерни z_{II} . Найти соотношение напряжений изгиба зубьев шестерён двух передач σ_{FI}/σ_{FII} .

Таблица 109 - Исходные данные к задаче 109

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
β	14,59°	11,48°	18,67°	8,96°	17,34°	11,97°	13,54°	15,74°	13,93°	15,38°
m_I , мм	2	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4
z_I	30	35	32	36	28	30	30	33	33	30
m_{II} , мм	3	3,5	4	4,5	4	4,5	5	5,5	5,5	6
z_{II}	20	20	20	20	21	20	21	21	24	20

Задача 110

Определить основные геометрические размеры прямозубой конической передачи (m_e , d_{e1} , d_{e2} , R_e , b_w , R_m , d_{m1} , d_{m2} , m_m) при следующих данных: передаваемая мощность P_1 , частота вращения шестерни n_1 , передаточное число u , число зубьев шестерни $z_1 = 20$, коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1,15$, допускаемое контактное напряжение зубьев $[\sigma_H] = 450$ МПа, КПД передачи $\eta = 0,95$. Внешний торцовый модуль m_e принять стандартным.

Таблица 110 - Исходные данные к задаче 110

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	3	3,2	3,5	3,8	4	4,2	4,5	4,8	5	5,2
n_1 , мин ⁻¹	750	780	810	840	870	900	930	960	990	1020
u	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3	3,1	3,2	3,3	3,4

Задача 111

Определить мощность P_1 закрытой прямозубой конической передачи при следующих данных: передаточное число u , число зубьев шестерни $z_1 = 20$, частота вращения колеса $n_2 = 300$ мин⁻¹, внешний торцовый модуль $m_e = 4$ мм, допускаемое контактное напряжение зубьев $[\sigma_H] = 450$ МПа, коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1,15$, КПД передачи $\eta = 0,95$.

Таблица 111 - Исходные данные к задаче 111

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
u	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3	3,1	3,2	3,3

Задача 112

Определить силы, действующие в зацеплении прямозубой конической передачи, при следующих данных: передаваемая мощность P_1 , частота вращения шестерни n_1 , передаточное число u , ширина венца колеса b_w , число зубьев шестерни $z_1 = 20$, допускаемое контактное напряжение зубьев $[\sigma_H] = 450$ МПа, коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1,15$, КПД передачи $\eta = 0,95$. Внешний торцовый модуль m_e принять стандартным.

Таблица 112 - Исходные данные к задаче 112

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	3,6	3,9	4,2	4,6	5	5,3	5,6	6	6,5	6,9
n_1 , мин ⁻¹	960	1000	1040	1080	1120	1160	1200	1240	1280	1320
u	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3	3,1	3,2	3,3
b_w , мм	30	30	32	33	34	35	36	37	38	39

Задача 113

Определить внешний торцовый модуль m_e прямозубой конической передачи, если известны: модуль в среднем сечении m_m , ширина венца колеса b_w , число зубьев шестерни z_1 , передаточное число u . Значение m_e округлить до стандартного.

Таблица 113 - Исходные данные к задаче 113

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m_m , мм	3,34	3,45	4,3	5,19	4,3	3,43	3,44	4,29	4,29	5,16
b_w , мм	28	30	36	50	50	42	44	46	40	60
z_1	20	25	22	25	30	30	30	24	20	25
u	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,7	2,9	3	3,1	3,2

Задача 114

Определить напряжение изгиба у зубьев колеса σ_{F2} прямозубой конической передачи, если известны: напряжение изгиба зубьев шестерни $\sigma_{F1} = 150$ МПа, число зубьев шестерни z_1 , передаточное число u .

Таблица 114 - Исходные данные к задаче 114

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1	18	19	20	20	20	18	22	18	20	20
u	2,5	3	3,2	3,5	2,9	3,5	3	3	2,6	2,8

Задача 115

Определить мощность P_1 прямозубой конической передачи при следующих данных: число зубьев шестерни z_1 , коэффициент формы зуба Y_{Fl} , средний модуль m_m , ширина венца колеса b_w , частота вращения шестерни n_1 , напряжение изгиба зубьев шестерни $\sigma_{Fl} = 150$ МПа, коэффициент расчётной нагрузки $K_F = 1,4$.

Таблица 115 - Исходные данные к задаче 115

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
Y_{Fl}	4,16	4,14	4,12	4,1	4,06	4,0	3,97	3,94	3,92	3,9
m_m , мм	3	3	2,75	2,75	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5
b_w , мм	20	22	20	20	24	25	26	30	30	32
n_1 , мин ⁻¹	700	720	750	780	800	830	850	720	680	660

Задача 116

Определить геометрические размеры червяка (d_1, d_{a1}, d_{f1}, b_1) и колеса ($d_2, d_{a2}, d_{aM2}, d_{f2}, b_2$) при следующих данных червячной передачи: мощность на валу колеса P_2 , частота вращения колеса n_2 , передаточное число u , коэффициент диаметра червяка q , число заходов червяка $z_1 = 2$, приведённый модуль упругости материалов червяка и колеса $E_{np} = 1,26 \cdot 10^5$ МПа, допускаемое контактное напряжение зубьев колеса $[\sigma_H] = 180$ МПа, передача некорректирована.

Таблица 116 - Исходные данные к задаче 116

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_2 , кВт	1,7	3,3	1,9	2,6	2,5	3,4	5,9	8,5	6,5	9,4
n_2 , мин ⁻¹	100	100	100	70	120	80	100	80	100	70
u	15,5	15,5	16,5	16,5	17,5	17,5	18,5	18,5	19,5	19,5
q	10	10	10	10	10	10	12,5	12,5	12,5	12,5

Задача 117

Определить КПД червячной передачи η при следующих данных: червяк стальной, венец зубьев колеса из оловянной бронзы, число заходов червяка z_1 , коэффициент диаметра червяка q , относительная скорость скольжения в зацеплении v_s .

Таблица 117 - Исходные данные к задаче 117

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
q	8	10	8	10	10	12,5	10	12,5	10	12,5
v_s , м/с	2,5	3	4	7	2,5	3	4	7	7	4

Задача 118

Произвести проверку контактной прочности зубьев червячного колеса при условии: мощность на валу колеса P_2 , частота вращения n_2 , модуль зацепления m , коэффициент диаметра червяка q , число заходов червяка z_1 , передаточное число u , коэффициент расчётной нагрузки $K_H = 1,2$, $E_{np} = 1,26 \cdot 10^5$ МПа, допускаемое контактное напряжение зубьев колеса $[\sigma_H] = 180$ МПа, передача некорректирована.

Таблица 118 - Исходные данные к задаче 118

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_2 , кВт	0,6	1,5	0,8	1,3	1,8	3,2	2	6,7	4,6	7,5
n_2 , мин ⁻¹	60	100	50	80	40	70	40	60	40	60
m , мм	5	5	5	5	6,3	6,3	6,3	8	8	8
q	8	10	10	10	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5
z_1	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
u	30	15,5	32	16,5	34	17,5	36	18,5	38	19,5

Задача 119

Определить силы, действующие в зацеплении некорректированной червячной передачи, при условии: мощность на валу колеса P_2 , частота вращения n_2 , модуль зацепления m , коэффициент диаметра червяка q , число заходов червяка z_1 , передаточное число u , КПД передачи η .

Таблица 119 - Исходные данные к задаче 119

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_2 , кВт	2	3,2	1,4	2,4	2	3,5	2,2	5,5	2,6	4,3
n_2 , мин ⁻¹	40	70	50	80	50	80	60	70	40	60
m , мм	5	5	5	5	6,3	6,3	6,3	8	8	8
q	16	16	12,5	12,5	10	10	10	10	10	10
z_1	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
u	45	21,5	38	19,5	36	18,5	34	17,5	32	16,5
η	0,75	0,8	0,75	0,8	0,75	0,8	0,75	0,8	0,75	0,8

Задача 120

Определить мощность на валу червяка P_1 некорректированной червячной передачи при следующих данных: диаметр вершин витков червяка d_{a1} , модуль зацепления m , передаточное число u , частота вращения колеса n_2 , число заходов червяка $z_1 = 2$, $E_{np} = 1,26 \cdot 10^5$ МПа, допускаемое контактное напряжение зубьев колеса $[\sigma_H] = 180$ МПа, коэффициент расчётной нагрузки $K_H = 1,2$, КПД передачи $\eta = 0,82$.

Таблица 120 - Исходные данные к задаче 120

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d_{a1} , мм	50	50	60	60	72,5	75,6	75,6	75,6	96	96
m , мм	5	5	5	5	5	6,3	6,3	6,3	8	8
u	15,5	16,5	17,5	18,5	19,5	19,5	20,5	21,5	22,5	23,5
n_2 , мин ⁻¹	100	90	80	75	70	65	60	55	50	45

Задача 121

Определить силы, действующие в зацеплении некорректированной червячной передачи, при условии: мощность на валу червяка P_1 , частота вращения n_1 , модуль зацепления m , диаметр вершин витков червяка d_{a1} и колеса d_{a2} , КПД передачи $\eta = 0,84$, число заходов червяка $z_1 = 2$.

Таблица 121 - Исходные данные к задаче 121

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	3,6	3,2	2,3	2,1	1,9	3,3	2,9	2,5	2,1	1,8
n_1 , мин ⁻¹	1800	1700	1600	1500	1400	1300	1200	1100	1000	900
m , мм	5	5	5	5	5	6,3	6,3	6,3	6,3	6,3
d_{a1} , мм	72,5	72,5	60	60	60	75,6	75,6	75,6	75,6	75,6
d_{a2} , мм	255	245	235	225	215	258,3	245,7	233,1	220,5	207,9

Задача 122

Определить крутящий момент на валу колеса T_2 червячной передачи из условия прочности зубьев на изгиб. Модуль зацепления m , число заходов червяка z_1 , коэффициент диаметра червяка q , число зубьев колеса z_2 , напряжение изгиба зубьев колеса $\sigma_F = 60$ МПа, коэффициент расчётной нагрузки $K_F = 1,2$.

Таблица 122 - Исходные данные к задаче 122

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m , мм	4	4	4	5	5	5	6,3	6,3	8	8
z_1	2	2	2	1	1	1	2	2	2	2
q	16	16	16	12,5	12,5	12,5	10	10	10	10
z_2	51	49	47	45	38	32	41	39	37	35

Задача 123

Червячная передача имеет следующую характеристику: передаточное число u , число заходов червяка z_1 , коэффициент диаметра червяка q , модуль зацепления m , $E_{np} = 1,26 \cdot 10^5$ МПа, допустимое контактное напряжение зубьев колеса $[\sigma_H] = 160$ МПа, коэффициент расчётной нагрузки $K_H = 1,2$. Можно ли использовать эту передачу в приводе, потребляющем мощность P при частоте вращения n ?

Таблица 123 - Исходные данные к задаче 123

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
u	52	26,5	46	22,5	44	21,5	42	19,5	36	18,5
z_1	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
q	16	16	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	10	10	10
m , мм	5	5	6,3	6,3	8	8	8	10	10	10
P , кВт	1,5	2,5	2	2,5	3	5,5	2,2	7,5	4	5
n , мин ⁻¹	30	50	30	40	28	48	24	50	35	40

Задача 124

Определить контактное напряжение σ_H и напряжение изгиба σ_F , возникающие в зубьях колеса червячной передачи. Мощность на валу червяка P_1 , угловая скорость ω_1 , модуль зацепления m , число заходов червяка z_1 , коэффициент диаметра червяка q , передаточное число u , $E_{np} = 1,26 \cdot 10^5$ МПа, КПД передачи $\eta = 0,8$, коэффициенты расчётной нагрузки $K_H = K_F = 1,2$.

Таблица 124 - Исходные данные к задаче 124

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	3,5	6	2,5	6,5	3	5,5	4	7	6,5	10
ω_1 , с ⁻¹	290	260	210	190	180	170	160	150	140	130
m , мм	5	5	5	6,3	6,3	6,3	8	8	10	10
z_1	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
q	16	16	16	12,5	12,5	12,5	10	10	10	10
u	54	25,5	48	23,5	46	22,5	40	19,5	38	18,5

Задача 125

Определить мощность на валу червяка P_1 червячной передачи по условию прочности зубьев колеса на изгиб. Модуль зацепления m , число заходов червяка z_1 , коэффициент диаметра червяка q , передаточное число u , частота вращения червяка n_1 , напряжение изгиба зубьев колеса $\sigma_F = 15$ МПа, коэффициент расчётной нагрузки $K_F = 1,2$, КПД передачи $\eta = 0,8$.

Таблица 125 - Исходные данные к задаче 125

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m , мм	5	5	5	6,3	6,3	6,3	8	8	10	10
z_1	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
q	16	16	16	12,5	12,5	12,5	10	10	10	10
u	52	24,5	48	23,5	46	22,5	40	19,5	38	18,5
n_1 , мин ⁻¹	2800	1400	2400	1300	2200	1200	2000	1100	1900	1000

4 ВАЛЫ И ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Вопросы для самоподготовки по разделу «Валы и подшипники»

1) Валы и оси, конструкция, материалы. Критерии работоспособности. Проектный расчет валов. Разработка конструкции валов.

2) Расчетные схемы валов. Проверочный расчет валов на прочность.

3) Расчет валов и осей на жесткость и колебания. Критическая частота вращения вала.

4) Подшипники качения. Классификация и система условных обозначений. Контактные напряжения в деталях подшипников. Кинематика и динамика подшипника.

5) Критерии работоспособности подшипников качения. Эквивалентная нагрузка. Выбор подшипников по динамической грузоподъемности.

Пример 1

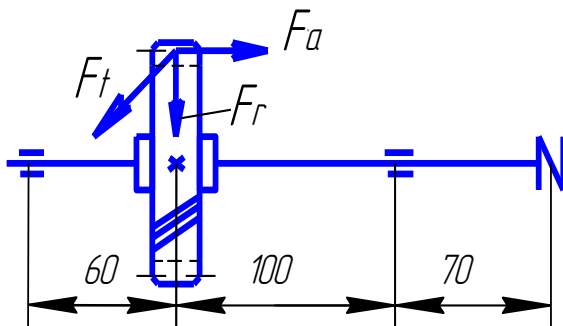


Рисунок 4.1

Косозубое цилиндрическое зубчатое колесо (нормальный модуль $m_n = 5$ мм, число зубьев $z = 60$, угол наклона зубьев $\beta = 12^\circ$) на валу диаметром $d = 60$ мм, передает мощность $P = 5$ кВт при частоте вращения $n = 40$ мин⁻¹. Вычислить максимальное эквивалентное напряжение изгиба с кручением в сечении вала.

Решение

Вычисляем делительный диаметр колеса:

$$d = m_n \cdot z / \cos \beta = 5 \cdot 60 / \cos 12^\circ = 306,7 \text{ мм, при этом делительный}$$

радиус будет равен $r = 0,5 \cdot d = 0,5 \cdot 306,7 = 153,35$ мм.

Вычисляем передаваемый крутящий момент:

$$T = P \cdot 30 / (\pi n) = 5 \cdot 10^3 \cdot 30 / (\pi \cdot 40) = 1193,66 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1193660 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Вычисляем силы, действующие в зацеплении:

- окружная сила: $F_t = 2T/d = 2 \cdot 1193660 / 306,7 = 7784$ Н;

- радиальная сила: $F_r = F_t \cdot \tan \alpha / \cos \beta = 7784 \cdot \tan 20^\circ / \cos 12^\circ = 2897$ Н;

- осевая сила: $F_a = F_t \cdot \tan \beta = 7784 \cdot \tan 12^\circ = 1655$ Н.

Вычисляем дополнительную силу на валу от муфты, возникающую от возможной несоосности валов. По рекомендации [1]:

$$F_M \approx 250 \sqrt{T} = 250 \sqrt{1193,66} = 8637 \text{ Н}.$$

Для расчётов примем: $F_M = 8000$ Н.

Принимаем расчётную схему вала как шарнирно-неподвижную и шарнирно-подвижную балку на двух опорах. Прикладываем все действующие силы. Рассматриваем действие сил в горизонтальной и вертикальной плоскостях. В каждой плоскости определяем опорные реакции, строим эпюры изгибающих моментов. Затем строим суммарную эпюру изгибающих моментов и эпюру крутящих моментов.

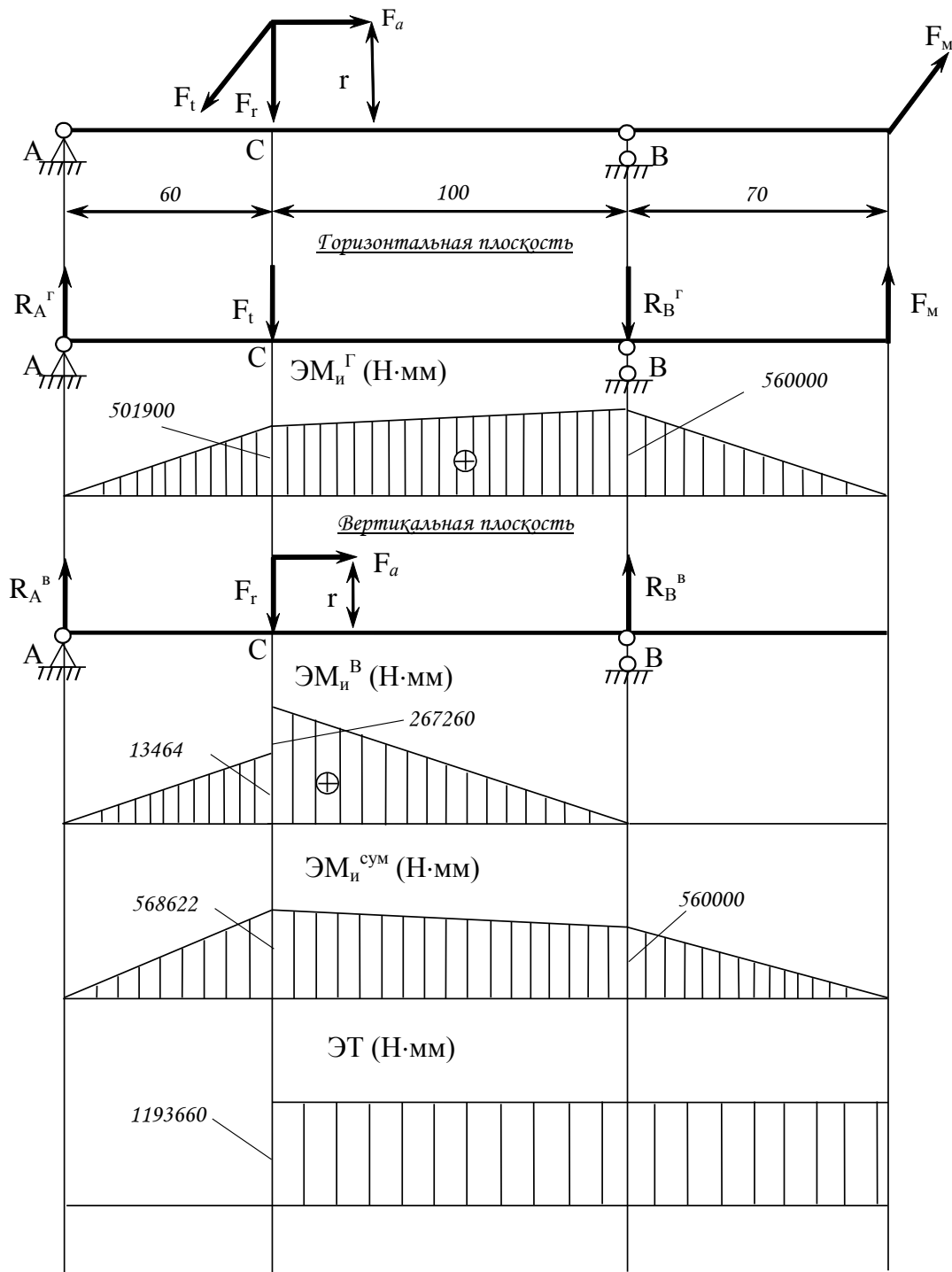


Рисунок 4.2

Рассматриваем горизонтальную плоскость.

Опорные реакции: $\sum M_B = 0. R_A^2 \cdot 160 - F_t \cdot 100 - F_M \cdot 70 = 0.$

$$R_A^2 = (F_t \cdot 100 + F_M \cdot 70) / 160 = (7784 \cdot 100 + 8000 \cdot 70) = 8365 \text{ Н.}$$

$$\sum M_A = 0. R_B^r \cdot 160 - F_M \cdot 230 + F_t \cdot 60 = 0.$$

$$R_B^r = (F_M \cdot 230 - F_t \cdot 60) / 160 = (8000 \cdot 230 - 7784 \cdot 60) / 160 = 8531 \text{ Н.}$$

$$\begin{aligned} \text{Проверка: } \sum Y = 0. R_A^2 - F_t - R_B^r + F_M &= 8365 - 7784 - 8581 + 8000 = \\ &= 16365 - 16365 = 0. \end{aligned}$$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости $\mathcal{M}_{и}^r$:

$$\text{- в сечении С: } M_{и}^r(C) = R_A^r \cdot 60 = 8365 \cdot 60 = 501900 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$\text{- в сечении В: } M_{и}^r(B) = F_M \cdot 70 = 8000 \cdot 70 = 560000 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Рассматриваем вертикальную плоскость.

Опорные реакции: $\sum M_B = 0. R_A^6 \cdot 160 - F_r \cdot 100 + F_a \cdot r = 0.$

$$R_A^6 = (F_r \cdot 100 - F_a \cdot r) / 160 = (2897 \cdot 100 - 1655 \cdot 153.35) = 224,4 \text{ Н.}$$

$$\sum M_A = 0. R_B^6 \cdot 160 - F_r \cdot 60 - F_a \cdot r = 0.$$

$$R_B^6 = (F_r \cdot 60 + F_a \cdot r) / 160 = (2897 \cdot 60 + 1655 \cdot 153,35) / 160 = 2672,6 \text{ Н.}$$

$$\text{Проверка: } \sum Y = 0. R_A^6 - F_r + R_B^6 = 224,4 - 2897 + 2672,6 = 2897 - 2897 = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости $\mathcal{M}_{и}^B$:

$$\text{- в сечении С слева: } M_{и}^{B^>}(C) = R_A^B \cdot 60 = 224,4 \cdot 60 = 13464 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$\text{- в сечении С справа: } M_{и}^{B^<}(C) = R_B^B \cdot 100 = 2672,6 \cdot 100 = 267260 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Строим суммарную эпюру изгибающих моментов $\mathcal{M}_{и}^{\text{сум}}$:

$$\begin{aligned} \text{- в сечении С: } \mathcal{M}_{и}^{\text{сум}}(C) &= \sqrt{(\mathcal{M}_{и}^r(C))^2 + (\mathcal{M}_{и}^B(C))^2} = \\ &= \sqrt{501900^2 + 267260^2} = 568622 \text{ Н}\cdot\text{мм}; \end{aligned}$$

$$\text{- в сечении В: } \mathcal{M}_{и}^{\text{сум}}(B) = 560000 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Строим эпюру крутящих моментов \mathcal{T} :

$$T = 1193660 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Из построенных эпюр находим, что наиболее опасным является сечение С, где действуют максимальные нагрузки. Вычисляем значение эквивалентного напряжения в этом сечении.

$$\text{Напряжение изгиба } \sigma_u = M / W,$$

где M – изгибающий момент, Н·мм;

W – осевой момент сопротивления сечения, мм^3 .

$$M = 568622 \text{ Н}\cdot\text{мм}, W = 0,1d^3 = 0,1\cdot 60^3 = 21600 \text{ мм}^3.$$

$$\sigma_u = 568622/21600 = 26,3 \text{ МПа}.$$

Напряжение кручения $\tau = T/W_p$,

где T – крутящий момент, $\text{Н}\cdot\text{мм}$;

W_p – полярный момент сопротивления сечения, мм^3 .

$$T = 1193660 \text{ Н}\cdot\text{мм}, W_p = 0,2d^3 = 0,2\cdot 60^3 = 43200 \text{ мм}^3.$$

$$\tau = 1193660 / 43200 = 27,6 \text{ МПа}.$$

По четвёртой теории прочности:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\cdot\tau^2} = \sqrt{26,3^2 + 3\cdot 27,6^2} = 54,6 \text{ МПа}.$$

Пример 2. По данным примера 1 вычислить запас усталостной прочности в опасном сечении вала, приняв: $\sigma_{-1} = 300 \text{ МПа}$, $\tau_{-1} = 180 \text{ МПа}$, $\psi_\sigma = 0,1$, $\psi_\tau = 0,05$, $K_\sigma = 1,7$, $K_\tau = 1,4$, $K_d = 0,8$, $K_F = 0,9$.

Решение.

Запас усталостной прочности в каком-либо сечении вала вычисляется

по формуле:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S] = 1,5,$$

где S_σ - запас усталостной прочности только по нормальным напряжениям (при изгибе);

S_τ - запас усталостной прочности только по касательным напряжениям (при кручении).

В свою очередь:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \sigma_a}{K_d K_F} + \psi_\sigma \sigma_m}$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \tau_a}{K_d K_F} + \psi_\tau \tau_m}.$$

В этих формулах:

σ_{-1}, τ_{-1} – пределы выносливости материала вала, соответственно при изгибе и кручении, МПа;

σ_a, τ_a – амплитуды циклов напряжений, соответственно..., МПа;

σ_m, τ_m – постоянные составляющие циклов напряжений, МПа;

ψ_σ, ψ_τ – коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости;

K_σ, K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

K_d – масштабный фактор;

K_F – фактор шероховатости.

Подставляя исходные данные, вычисляем:

$$S_\sigma = \frac{300}{\frac{1,726,3}{0,8 \cdot 0,9} + 0,1 \cdot 0} = 4,83;$$

$$S_\tau = \frac{180}{\frac{1,4 \cdot 13,8}{0,8 \cdot 0,9} + 0,05 \cdot 13,8} = 6,54.$$

$$\text{Тогда: } S = \frac{4,83 \cdot 6,54}{\sqrt{4,83^2 + 6,54^2}} = 3,9 > 1,5 = [S],$$

следовательно, запас усталостной прочности в опасном сечении вала вполне достаточен.

Пример 3. По данным примера 1 вычислить срок службы (в часах) подшипников качения № 36211 ($C = 58400$ Н, $C_0 = 34200$ Н), установленные на опорах вала. Принять $K_\sigma = 1,2, K_\tau = 1$.

Решение

Ресурс работы шарикоподшипника вычисляется по зависимости [1]:

$$L = a_1 a_2 (C/P)^p,$$

где L – долговечность подшипника в миллионах оборотов;

a_1 – коэффициент надёжности;

a_2 – обобщённый коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации;

C – паспортная динамическая грузоподъемность подшипника, Н;
 P – эквивалентная динамическая нагрузка на опоре, Н;
 p – показатель степени, равный $p = 3$ для шариковых подшипников.

Принимаем: $a_1 = 1$ (при вероятности 0,9),

$$a_2 = 0,7 \text{ обычные условия применения (табл. 16.3, [1]).}$$

$$P = (XVF_r + YF_a) K_\sigma K_T,$$

где F_r – радиальная нагрузка на опоре, Н;

F_a – осевая нагрузка на опоре, Н;

X – коэффициент радиальной нагрузки;

Y – коэффициент осевой нагрузки;

V – коэффициент вращения. При вращении внутреннего кольца $V = 1$;

K_σ – коэффициент безопасности;

K_T – температурный коэффициент.

По условию примера $K_\sigma = 1,2$, $K_T = 1$.

Вычисляем радиальные нагрузки на опорах:

$$R_A = \sqrt{(R_A^c)^2 + (R_A^e)^2} = \sqrt{8365^2 + 224,4^2} = 8368 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{(R_B^c)^2 + (R_B^e)^2} = \sqrt{8581^2 + 2672,6^2} = 8988 \text{ Н}.$$

Находим соотношение: $F_a/C_o = 1655/34200 = 0,048$, откуда:

параметр осевой нагрузки $e = 0,36$ (табл. 16.5, [1]).

Вычисляем осевые реакции наружных колец радиально-упорных подшипников:

$$S_A = e R_A = 0,36 \cdot 8368 = 3012,5 \text{ Н};$$

$$S_B = e R_B = 0,36 \cdot 8988 = 3235,7 \text{ Н}.$$

Определяем осевые нагрузки на опорах.

Принимаем для опоры А - $F_{a(A)} = S_A = 3012,5$ Н. Суммируем осевую нагрузку опоры А с осевой силой на зубчатом колесе F_a , направленной в ту же сторону, что и $F_{a(A)}$: $F_{a(A)} + F_a = 3012,5 + 1655 = 4667,5$ Н, которая оказалась больше осевой реакции подшипника на опоре В. Следовательно, осевую нагрузку на опоре В принимаем равной:

$$F_{a(B)} = 4667,5 \text{ Н.}$$

Рассмотрим опору А

$$F_r = R_A = 8368 \text{ Н, } F_a = 3012,5 \text{ Н.}$$

$$F_a / (V F_r) = 3012,5 / (1 \cdot 8368) = 0,36 = e, \text{ следовательно,}$$

$$X = 1, Y = 0 \text{ (табл. 16.5, [1]).}$$

$$\text{Тогда } P = V F_r K_6 K_T = 1 \cdot 8368 \cdot 1,2 \cdot 1 = 10041,6 \text{ Н.}$$

$$L = a_1 a_2 (C/P)^p = 1 \cdot 0,7 \cdot (58400/10041,6)^3 = 137,7 \text{ млн. оборотов.}$$

Срок службы в часах:

$$t = L \cdot 10^6 / (60n) = 137,7 \cdot 10^6 / (60 \cdot 40) = 57370 \text{ часов.}$$

Рассмотрим опору В

$$F_r = R_B = 8988 \text{ Н, } F_a = 4667,5 \text{ Н.}$$

$$F_a / (V F_r) = 4667,5 / (1 \cdot 8988) = 0,52 > 0,36 = e, \text{ следовательно,}$$

$$X = 0,45, Y = 1,5, \text{ тогда}$$

$$P = (XV F_r + Y F_a) K_6 K_T = (0,45 \cdot 1 \cdot 8988 + 1,5 \cdot 4667,5) \cdot 1,2 \cdot 1 = 13255 \text{ Н.}$$

$$L = 1 \cdot 0,7 \cdot (58400/13255)^3 = 59,87 \text{ млн. оборотов.}$$

Срок службы в часах:

$$t = 59,87 \cdot 10^6 / (60 \cdot 40) = 24900 \text{ часов.}$$

Задача 126

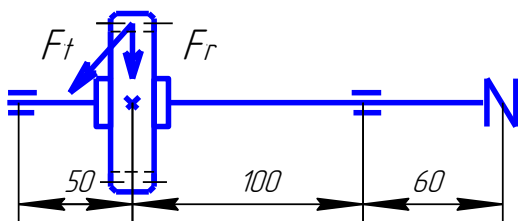


Рисунок к задаче 126

Прямозубое зубчатое колесо (модуль m , число зубьев z) на валу диаметром d передаёт мощность P при частоте вращения n . Вычислить максимальное эквивалентное напряжение изгиба с кручением в сечении вала.

Таблица 126 - Исходные данные к задаче 126

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5
n , мин ⁻¹	100	95	90	85	80	75	70	65	60	55
d , мм	45	45	50	55	55	55	55	60	60	65
m , мм	4	5	4	5	5	5	5	5	5	6
z	45	40	50	42	48	50	54	60	64	50

Задача 127

По данным задачи 126 вычислить запас усталостной прочности S в опасном сечении вала, приняв: $\sigma_{-1} = 300$ МПа, $\tau_{-1} = 180$ МПа, $\psi_{\sigma} = 0,1$, $\psi_{\tau} = 0,05$, $K_{\sigma} = 1,7$, $K_{\tau} = 1,4$, $K_d = 0,8$, $K_F = 0,9$.

Задача 128

По данным задачи 126 вычислить срок службы (в часах) подшипников качения, установленные на опорах вала. Принять $K_{\sigma} = 1,2$, $K_T = 1$.

Таблица 128 - Исходные данные подшипников к задаче 128

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ подш.	208	208	209	210	210	210	210	211	211	212
C , кН	32	32	33,2	35,1	35,1	35,1	35,1	43,6	43,6	52
C_0 , кН	17,8	17,8	18,6	19,8	19,8	19,8	19,8	25	25	31

Задача 129

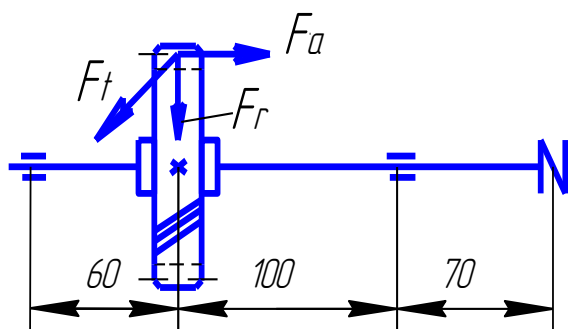


Рисунок к задаче 129

Косозубое цилиндрическое зубчатое колесо (нормальный модуль m_n , число зубьев z , угол наклона зубьев β) на валу диаметром d , передает мощность P при частоте вращения n . Вычислить максимальное эквивалентное напряжение изгиба с кручением в сечении вала.

Таблица 129 - Исходные данные к задаче 129

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5
n , мин ⁻¹	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
d , мм	65	60	60	60	60	60	60	60	60	60
m_n , мм	5	4	4	4	5	5	5	4	4	4
z	50	60	70	80	60	70	80	55	65	75
β (в градусах)	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17

Задача 130

По данным задачи 129 вычислить запас усталостной прочности S в опасном сечении вала, приняв: $\sigma_{-1} = 300$ МПа, $\tau_{-1} = 180$ МПа, $\psi_\sigma = 0,1$, $\psi_\tau = 0,05$, $K_\sigma = 1,7$, $K_\tau = 1,4$, $K_d = 0,8$, $K_F = 0,9$.

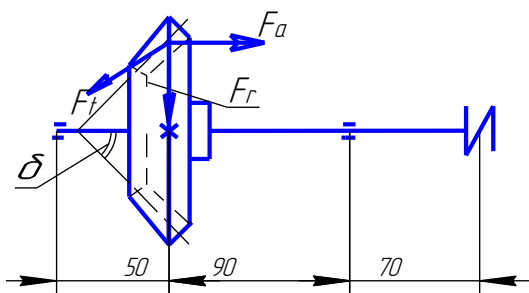
Задача 131

По данным задачи 129 вычислить срок службы (в часах) подшипников качения, установленные на опорах вала. Принять $K_G = 1,2$, $K_T = 1$.

Таблица 131 - Исходные данные подшипников к задаче 131

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ подш	36212	36211	36211	36211	36211	36211	36211	36211	36211	36211
C , кН	61,5	58,4	58,4	58,4	58,4	58,4	58,4	58,4	58,4	58,4
C_0 , кН	39,3	34,2	34,2	34,2	34,2	34,2	34,2	34,2	34,2	34,2

Задача 132



Коническое прямозубое колесо (средний торцовый модуль m_m , число зубьев z , угол делительного конуса δ) на валу диаметром d передает мощность P при частоте вращения n . Вычислить максимальное эквивалентное напряжение изгиба с кручением в сечении вала.

Рисунок к задаче 132

Таблица 132 - Исходные данные к задаче 132

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	4	4,2	4,5	4,8	5	5,2	5,5	5,8	6	6,2
n , мин ⁻¹	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
d , мм	50	50	50	50	50	45	45	45	45	45
m_m , мм	5	5	5	5	5	6	6	6	6	6
z	40	45	50	60	70	40	50	60	70	80
δ (в градусах)	65,8	68,2	68,2	73,3	73,3	65,8	68,2	73,3	73,3	72,6

Задача 133

По данным задачи 132 вычислить запас усталостной прочности S в опасном сечении вала, приняв: $\sigma_{-1} = 300$ МПа, $\tau_{-1} = 180$ МПа, $\psi_\sigma = 0,1$, $\psi_\tau = 0,05$, $K_\sigma = 1,7$, $K_\tau = 1,4$, $K_d = 0,8$, $K_F = 0,9$.

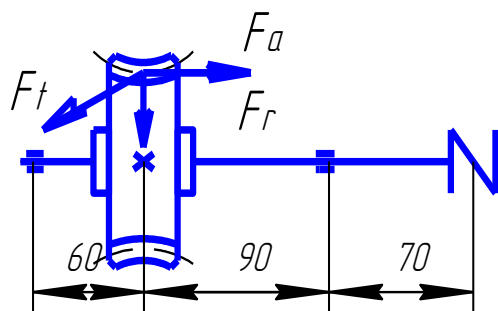
Задача 134

По данным задачи 132 вычислить срок службы (в часах) подшипников качения, установленные на опорах вала. Принять $K_B = 1,2$, $K_T = 1$.

Таблица 134 - Исходные данные подшипников к задаче 134

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ подш	7209	7209	7209	7209	7209	7208	7208	7208	7208	7208
C , кН	50	50	50	50	50	46,5	46,5	46,5	46,5	46,5
C_o , кН	33	33	33	33	33	32,5	32,5	32,5	32,5	32,5
e	0,41	0,41	0,41	0,41	0,41	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38
Y	1,45	1,45	1,45	1,45	1,45	1,56	1,56	1,56	1,56	1,56

Задача 135



Червячная передача (передаточное число u , модуль m , число заходов червяка $z_1=2$, коэффициент диаметра червяка q , число зубьев колеса z_2 , КПД $\eta=0,85$) передает мощность P_1 при частоте вращения червяка n_1 . Вычислить максимальное эквивалентное напряжение изгиба с кручением на валу колеса диаметром d .

Рисунок к задаче 135

Таблица 135 - Исходные данные к задаче 135

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
u	15,5	16,5	18,5	19,5	20,5	17,5	21,5	22,5	23,5	24,5
m , мм	8	8	8	8	8	10	10	10	10	10
q ,	8	10	10	12,5	12,5	10	10	12,5	12,5	16
z_2	31	33	37	39	41	35	43	45	47	49
P_1 , кВт	3	4	5	5	6	7	8	9	10	11
n_1 , мин ⁻¹	650	700	750	800	850	600	520	500	480	450
d , мм	50	55	60	65	65	75	85	90	95	100

Задача 136

По данным задачи 135 вычислить запас усталостной прочности S в опасном сечении вала, приняв: $\sigma_{-1} = 300$ МПа, $\tau_{-1} = 180$ МПа, $\psi_\sigma = 0,1$, $\psi_\tau = 0,05$, $K_\sigma = 1,7$, $K_\tau = 1,4$, $K_d = 0,8$, $K_F = 0,9$.

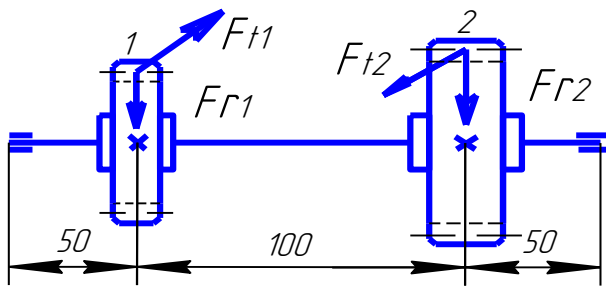
Задача 137

По данным задачи 135 вычислить срок службы (в часах) подшипников качения, установленные на опорах вала. Принять $K_G = 1,2$, $K_T = 1$.

Таблица 137 - Исходные данные подшипников к задаче 137

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ подш	36209	36210	36211	36212	36212	36214	36216	36217	36218	36219
C , кН	41,2	43,2	58,4	61,5	61,5	80,2	93,6	101	118	134
C_0 , кН	25,1	27	34,2	39,3	39,3	54,8	65	70,8	83	93

Задача 138



На промежуточном валу редуктора диаметром d закреплены два прямо-зубых колеса с делительными диаметрами d_1 и d_2 . Зацепления колес в точках 1 и 2. Передаваемая мощность P при частоте вращения n . Вычислить максимальное эквивалентное напряжение изгиба с кручением в сечении вала.

Рисунок к задаче 138

Таблица 138 - Исходные данные к задаче 138

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	6	6,5	6,8	7	7,4	7,5	8	9	9,5	10
n , мин ⁻¹	480	470	450	420	400	380	350	320	300	270
d , мм	35	40	40	40	40	40	40	40	40	45
d_1 , мм	80	80	84	90	100	100	120	120	120	120
d_2 , мм	200	210	180	220	240	250	270	280	290	300

Задача 139

По данным задачи 138 вычислить запас усталостной прочности S в опасном сечении вала, приняв: $\sigma_{-1} = 300$ МПа, $\tau_{-1} = 180$ МПа, $\psi_{\sigma} = 0,1$, $\psi_{\tau} = 0,05$, $K_{\sigma} = 1,7$, $K_{\tau} = 1,4$, $K_d = 0,8$, $K_F = 0,9$.

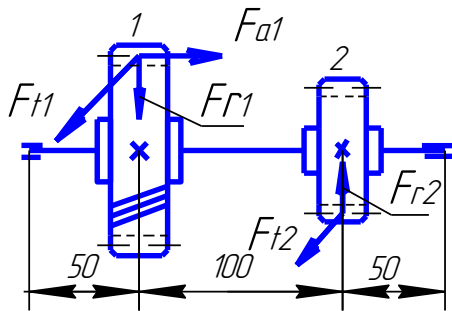
Задача 140

По данным задачи 138 вычислить срок службы (в часах) подшипников качения, установленные на опорах вала. Принять $K_G = 1,2$, $K_T = 1$.

Таблица 140 - Исходные данные подшипников к задаче 140

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ подш.	206	207	207	207	207	207	207	207	207	208
C , кН	19,5	25,5	25,5	25,5	25,5	26,5	25,5	25,5	25,5	32
C_0 , кН	10	13,7	13,7	13,7	13,7	13,7	13,7	13,7	13,7	17,8

Задача 141



На промежуточном валу редуктора диаметром d закреплены два цилиндрических зубчатых колеса: косозубое (угол наклона β) и прямозубое с делительными диаметрами d_1 и d_2 . Зацепления колес в точках 1 и 2. Передаваемая мощность P при частоте вращения n . Вычислить максимальное эквивалентное напряжение изгиба с кручением в сечении вала

Рисунок к задаче 141

Таблица 141 - Исходные данные к задаче 141

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	10	10,2	10,5	10,8	11	11,2	11,5	12	12,5	13
n , мин ⁻¹	500	520	540	560	580	600	620	640	660	680
d , мм	40	40	40	45	45	45	45	45	45	45
d_1 , мм	300	280	270	260	250	245	240	235	230	220
β (градус)	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
d_2 , мм	100	95	90	85	80	80	75	70	65	60

Задача 142

По данным задачи 141 вычислить запас усталостной прочности S в опасном сечении вала, приняв: $\sigma_{-1} = 300$ МПа, $\tau_{-1} = 180$ МПа, $\psi_\sigma = 0,1$, $\psi_\tau = 0,05$, $K_\sigma = 1,7$, $K_\tau = 1,4$, $K_d = 0,8$, $K_F = 0,9$.

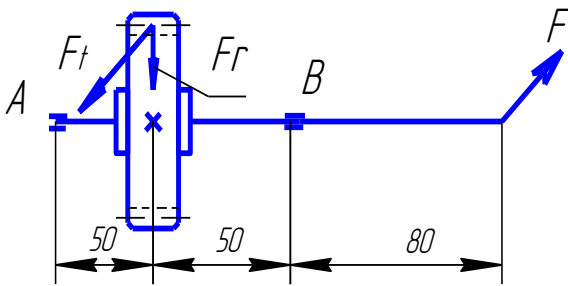
Задача 143

По данным задачи 141 вычислить срок службы (в часах) подшипников качения, установленные на опорах вала. Принять $K_G = 1,2$, $K_T = 1$.

Таблица 143 - Исходные данные подшипников к задаче 143

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№подш	36207	36207	36207	36208	36208	36208	36208	36208	36208	36208
C , кН	30,8	30,8	30,8	38,9	38,9	38,9	38,9	53,9	53,9	53,9
C_o , кН	17,8	17,8	17,8	23,2	23,2	23,2	23,2	32,8	32,8	32,8

Задача 144



На выходном валу редуктора (диаметр под ступицей колеса 60 мм, под опорными подшипниками 55мм) закреплено прямозубое цилиндрическое колесо (делительный диаметр d) и звездочка цепной передачи. Давление на вал от звездочки F . Передаваемая мощность P при частоте вращения вала n . Вычислить максимальное эквивалентное напряжение изгиба с кручением в сечении вала.

Рисунок к задаче 144

Таблица 144 - Исходные данные к задаче 144

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	3,2	3,5	3,8	4	4,2	4,5	4,8	5	5,2	5,5
n , мин ⁻¹	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95
d , мм	300	296	290	284	280	276	272	264	260	250
F , кН	7,5	7,4	7,3	7,2	7,2	7	6,9	6,8	6,7	6,6

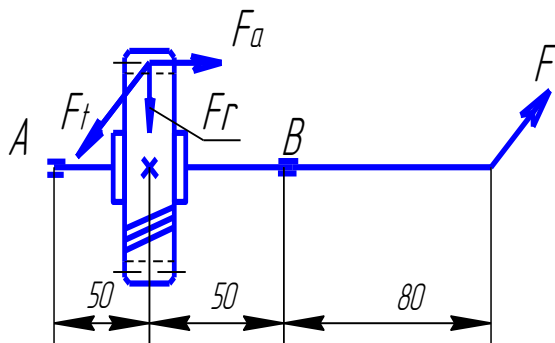
Задача 145

По данным задачи 144 вычислить запас усталостной прочности S в сечении вала под опорой В, приняв: $\sigma_{-1} = 300$ МПа, $\tau_{-1} = 180$ МПа, $\psi_{\sigma} = 0,1$, $\psi_{\tau} = 0,05$, $K_{\sigma} = 1,7$, $K_{\tau} = 1,4$, $K_d = 0,8$, $K_F = 0,9$.

Задача 146

По данным задачи 144 вычислить срок службы (в часах) подшипников качения №211 ($C = 43600$ Н, $C_o = 25000$ Н), установленные на опорах вала. Принять $K_{\sigma} = 1,2$, $K_{\tau} = 1$.

Задача 147



На выходном валу редуктора (диаметр под ступицей колеса 65 мм, под опорными подшипниками 60 мм) закреплено косозубое цилиндрическое колесо (делительный диаметр d , угол наклона зубьев β) и звездочка цепной передачи. Давление на вал от звездочки F . Передаваемая мощность P при частоте вращения вала n . Вычислить максимальное эквивалентное напряжение изгиба с кручением в сечении вала.

Рисунок к задаче 147

Таблица 147 - Исходные данные к задаче 147

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	5	5,4	5,8	6,2	6,3	6,5	6,8	7,2	7,5	8
n , мин ⁻¹	65	70	75	80	85	85	90	95	95	100
d , мм	380	370	360	350	340	330	320	310	300	290
β (градус)	17	16,5	16	15,5	15	14,5	14	13,5	13	12,5
F , кН	8	7,9	7,8	7,7	7,6	7,5	7,4	7,3	7,2	7,1

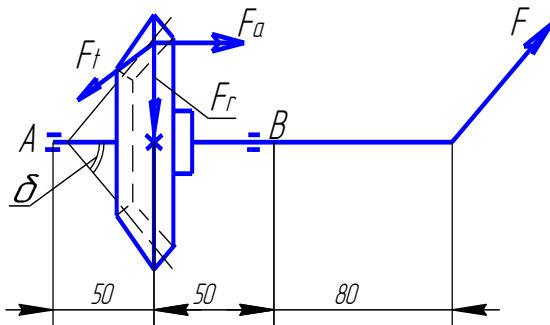
Задача 148

По данным задачи 147 вычислить запас усталостной прочности S в сечении вала под опорой В, приняв: $\sigma_{-1} = 300$ МПа, $\tau_{-1} = 180$ МПа, $\psi_{\sigma} = 0,1$, $\psi_{\tau} = 0,05$, $K_{\sigma} = 1,7$, $K_{\tau} = 1,4$, $K_d = 0,8$, $K_F = 0,9$.

Задача 149

По данным задачи 147 вычислить срок службы (в часах) подшипников качения №36212 ($C = 61500$ Н, $C_0 = 39300$ Н), установленные на опорах вала. Принять $K_G = 1,2$, $K_T = 1$.

Задача 150



На выходном валу редуктора (диаметр под ступицей колеса 60 мм, под опорными подшипниками 55мм) закреплено коническое прямозубое колесо (средний делительный диаметр d_m , угол начального конуса δ) и звездочка цепной передачи. Давление на вал от звездочки F . Передаваемая мощность P при частоте вращения вала n . Вычислить максимальное эквивалентное напряжение изгиба с кручением в сечении вала.

Рисунок к задаче 150

Таблица 150 - Исходные данные к задаче 150

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	4	4,4	4,8	5,2	5,4	5,6	5,8	6	6,2	6,5
n , мин ⁻¹	50	55	60	65	65	70	72	75	75	80
d_m , мм	400	380	360	350	340	320	310	300	290	280
δ (градус)	70	70,5	71	71,5	72	77,5	73	73,5	74	74,5
F , кН	7	7,1	7,2	7,3	7,4	7,5	7,6	7,7	7,8	7,9

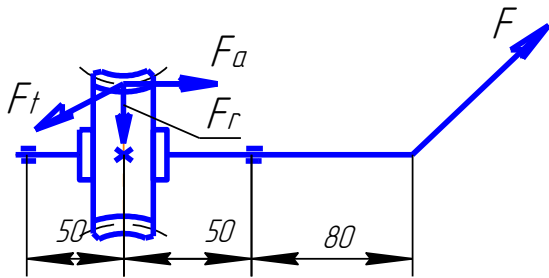
Задача 151

По данным задачи 150 вычислить запас усталостной прочности S в сечении вала под опорой В, приняв: $\sigma_{-1} = 300$ МПа, $\tau_{-1} = 180$ МПа, $\psi_\sigma = 0,1$, $\psi_\tau = 0,05$, $K_\sigma = 1,7$, $K_\tau = 1,4$, $K_d = 0,8$, $K_F = 0,9$.

Задача 152

По данным задачи 150 вычислить срок службы (в часах) подшипников качения №211 ($C = 43600$ Н, $C_0 = 25000$ Н), установленные на опорах вала. Принять $K_0 = 1,2$, $K_T = 1$.

Задача 153



На выходном валу редуктора (диаметр под ступицей колеса 75 мм, под опорными подшипниками 70мм) закреплено червячное колесо (делительный диаметр d , осевая нагрузка F_a) и звездочка цепной передачи. Давление на вал от звездочки F . Передаваемая мощность P при частоте вращения вала n . Вычислить максимальное эквивалентное напряжение изгиба с кручением в сечении вала.

Рисунок к задаче 153

Таблица 153 - Исходные данные к задаче 153

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	6	6,4	6,8	7,2	7,6	8	8,4	8,8	9,1	9,5
n , мин ⁻¹	50	52	55	55	58	60	64	65	65	70
d , мм	350	340	330	320	310	304	296	288	280	272
F_a , кН	1	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4	1,45
F , кН	8	7,9	7,8	7,7	7,6	7,5	7,4	7,3	7,2	7,1

Задача 154

По данным задачи 153 вычислить запас усталостной прочности S в сечении вала под опорой В, приняв: $\sigma_{-1} = 300$ МПа, $\tau_{-1} = 180$ МПа, $\psi_\sigma = 0,1$, $\psi_\tau = 0,05$, $K_\sigma = 1,7$, $K_\tau = 1,4$, $K_d = 0,8$, $K_F = 0,9$.

Задача 155

По данным задачи 153 вычислить срок службы (в часах) подшипников качения №36214 ($C = 80200$ Н, $C_0 = 54800$ Н), установленные на опорах вала. Принять $K_\sigma = 1,2$, $K_\tau = 1$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин [Текст]: - М.: 2013. - 408 с.
- 2 Детали машин и основы конструирования [Текст]: /Под ред. М.Н. Ерохина. – М.: 2004. – 462 с.
- 3 Чернилевский Д.В. Детали машин [Текст]: – М.: 2001. – 412 с.
- 4 Детали машин [Текст]: Учебник для вузов/Под ред. О.А.Ряховского. – М.: 2002. – 544 с.
- 5 Колпаков А.П., Карнаухов И.Е. Проектирование и расчет механических передач [Текст]: - М.: 2000. - 328 с.
- 6 Стандарт организации [Текст]: Самостоятельная работа студента. СТО 0493582-003-2006. - Уфа: БГАУ, 2006.- 31 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ (справочные)

Приложение 1

Таблица П1 - Механические характеристики некоторых углеродистых сталей в состоянии поставки

Марка стали	σ_b , МПа	σ_T , МПа	σ_{-1} , МПа	τ_{-1} , МПа	δ , %
08(Ст1)	340...420	210	-	-	34
10(Ст2)	360...450	220	-	-	32
15(Ст3)	400...490	240	170...220	100...130	29
20(Ст4)	440...540	260	-	-	26
30(Ст5)	520...620	300	220...300	130...180	22
12А	450...600	240	180	-	-
35	560...620	320	230...320	140...190	21
40	600...720	340	250...310	150...200	19
45	640...760	360	270...350	160...210	17
50	680...800	380	290...360	170...220	15
20Г	480...580	280	-	-	25
40Г	640...760	360	-	-	18
50Г	730...850	400	290...360	-	14
40Г2	750...870	460	310...400	180...220	13

Приложение 2

Таблица П2 - Механические характеристики некоторых легированных сталей после термообработки (закалка + отпуск)

Марка ста- ли	σ_B , МПа	σ_T , МПа	σ_{-1} , МПа	τ_{-1} , Мпа	δ , %
15Х	750	600	-	-	14
20Х	800	650	310...380	170...230	12
40Х	1000	850	350...420	210...260	10
40ХС	1250	1100	-	-	12
35ХГСА	1650	1400	480...700	280...400	10
40ХФА	900	750	380...490	-	10
30ХЮ	950	800	-	-	12
38ХМЮА	100	850	-	-	15
30ХН	900...1000	700	420	-	-
40ХН	1000	850	460...600	-	11
12ХНЗА	1000	850	420...640	220...300	12
20ХНЗА	1400	1200	-	-	9
40ХНВА	1100	950	500	-	12
40ХНМА	1000	850	500...700	270...380	12
15ХР	800	600	-	-	12
40ХР	1000	800	-	-	12

Приложение 3

Таблица П3 - Основные параметры метрической резьбы с крупным шагом (СТ СЭВ 182-75)

Диаметр, мм			Шаг p , мм	Диаметр, мм			Шаг p , мм
d	d_2	d_1		d	d_2	d_1	
4	3.546	3.242	0.7	24	22.051	20.752	3
5	4.48	4.134	0.8	27	25.051	23.752	3
6	5.35	4.918	1	30	27.727	26.211	3.5
7	6.35	5.918	1	33	30.727	29.211	3.5
8	7.188	6.647	1.25	36	33.727	31.67	4
9	8.188	7.647	1.25	39	36.727	34.67	4
10	9.026	8.376	1.5	42	39.077	37.129	4.5
11	10.026	9.376	1.5	45	42.077	40.129	4.5
12	10.863	10.106	1.75	48	44.752	42.587	5
14	12.701	11.835	2	52	48.752	46.587	5
16	14.701	13.835	2	56	52.428	50.046	5.5
18	16.376	15.294	2.5	60	56.428	54.046	5.5
20	18.376	17.294	2.5	64	60.103	57.505	6
22	20.376	19.294	2.5	68	64.103	61.505	6

Приложение 4

Таблица П4 - Допускаемые осевые силы для затянутых болтов при неконтролируемой затяжке, кН

Резьба	Материал			Резьба	Материал		
	Ст3	Сталь 35	Сталь 45		Ст3	Сталь 35	Сталь 45
M6	0,8	1,2	1,35	M22	20	31	35
M8	1,45	2,2	2,5	M24	23,5	36	40
M10	2,55	3,9	4,4	M27	37	56	63
M12	3,7	5,7	6,4	M30	45	69	77
M14	5,75	8,8	9,9	M36	73	110	125
M16	7,9	12	13,5	M42	100	150	170
M18	9,6	14,5	16,5	M48	130	235	255
M20	14	21,5	24				

Приложение 5

Таблица П5 - Запасы прочности для резьбовых соединений при неконтролируемой затяжке и постоянной нагрузке.

Материал болта	Размер болта		
	M6...M16	M16...M30	M30 и более
Углеродистая сталь	5...4	4...2,5	2,5...1,5
Легированная сталь	6,5...5	5...3,3	3,3

Приложение 6

Таблица П6 - Значения эффективного коэффициента концентрации напряжений $K_{эф}$ при электродуговой сварке

Расчётный элемент	$K_{эф}$		Расчётный элемент	$K_{эф}$	
	Низкоуглер. сталь Ст3	Низколегир. Сталь 15ХСНА		Низкоуглер. сталь Ст3	Низколегир. Сталь 15ХСНА
Деталь в месте перехода к стыковому шву	1,5	1,9	Стыковые швы с полным проваром корня	1,2	1,4
Деталь в месте перехода к лобовому шву	2,7	3,3	Угловые лобовые швы	2,0	2,0
Деталь в месте перехода к фланговому шву	3,5	4,5	Угловые фланговые швы	3,5	4,5

Приложение 7

Таблица П7 – Значения коэффициентов радиальной (X) и осевой (Y) нагрузок при расчёте подшипников качения

Тип подшипника	α°	F_a/C_o	$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$		e
			X	Y	X	Y	
Радиальный шариковый однорядный	0	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,11				1,45	0,3
		0,17				1,31	0,34
		0,28				1,15	0,38
		0,42				1,04	0,42
Радиально-упорный шариковый однорядный	12	0,014	1	0	0,45	1,81	0,30
		0,029				1,62	0,34
		0,057				1,46	0,37
		0,086				1,34	0,41
		0,11				1,22	0,45
		0,17				1,14	0,48
		0,29				1,13	0,52
		0,43				1,01	0,54
Радиально-упорный шариковый однорядный	26	-	1	0	0,41	0,87	0,68
		-					
Радиально-упорный шариковый однорядный	36	-	1	0	0,37	0,66	0,95
Подшипники роликовые конические однорядные	-	-	1	0	0,4	$0,4 \operatorname{ctg} \alpha$	$1,5 \operatorname{ctg} \alpha$

Приложение 8

Ряд расчётных диаметров шкивов ремённых передач d , мм: 63, 71, 80, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000 и далее по ряду $Ra40$.

Приложение 8

Ряд расчётных длин клиновых ремней l , мм: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 6000.

Валеев В.Ш.

П Р А К Т И К У М
ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН И ОСНОВАМ
КОНСТРУИРОВАНИЯ
учебное пособие

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс»
Печать ризографическая. Усл.печ.л. 4,6. Уч.-изд.л. 2,4
Тираж 200 экз. Заказ № 14. Цена договорная.

Издательство ИП Галиуллин Д. А.
450105, г. Уфа, ул. Ак. Королева, 10/3-75

Отпечатано в ООО «Первая типография»
450015, г. Уфа, ул. Карла Маркса, 65
тел. +7 (347) 266-10-69
ufaprint.net@gmail.com
www.ufaprint.net