

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Детали машин»

УСИЛИЯ В ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧАХ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК НА ВАЛЫ И ПОДШИПНИКИ

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ
к курсовому проектированию по дисциплине
«Детали машин» для студентов специальностей
1-36 02 01 «Машины и технология литейного
производства», 1-36 01 05 «Машины и технология
обработки материалов давлением»,
1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных
и технологических машин»
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2016

УДК 621.81(075.8)
ББК 34.44я73
У74

*Рекомендовано научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 9 от 25.05.2015 г.)*

Составители: Н. В. Акулов, Е. М. Акулова

Рецензент: зав. каф. «Вагоны и вагонное хозяйство» БелГУТа
канд. техн. наук, доц. *А. В. Пигунов*

У74 **Усилия** в зубчатых и червячной передачах. Определение нагрузок на валы и подшипники : учеб.-метод. пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали для специальностей 1-36 02 01 «Машины и технология литейного производства», 1-36 01 05 «Машины и технология обработки материалов давлением», 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» днев. и заоч. форм обучения / Н. В. Акулов, Е. М. Акулова. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2016. – 80 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Содержит сведения по определению усилий, возникающих в зубчатых и червячной передачах, их воздействия на валы и подшипники.

Для студентов машиностроительных специальностей дневной и заочной форм обучения.

УДК 681.81(075.8)
ББК 34.33я73

© Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», 2016

ПРЕДИСЛОВИЕ

Зубчатые и червячные передачи предназначены для передачи вращательных движений и моментов сил с одного вала на другой с заданным отношением угловых скоростей, а также для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот.

Зубчатые колеса, образующие передачу, закреплены на валах, установленных в направляющих для вращательного движения – подшипниковых узлах. В качестве опор валов широко используются подшипники качения.

Определение усилий в зубчатых и червячной передачах является важным и одним из трудоемких этапов курсового проектирования по курсу «Детали машин».

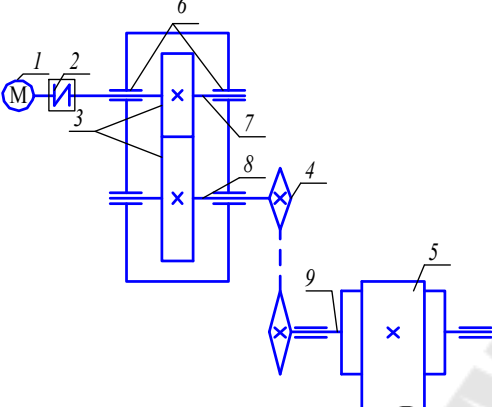
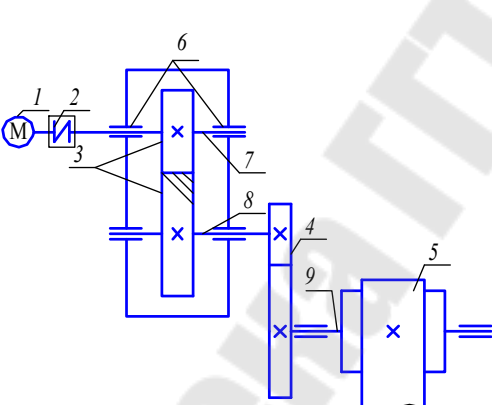
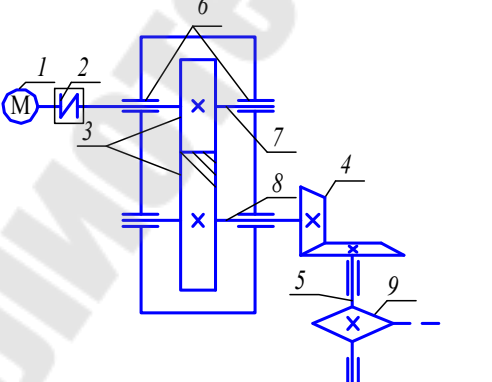
В данном пособии рассматриваются вопросы, связанные с определением усилий в зубчатых и червячном зацеплениях и их влияние на валы и опоры.

1 КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ПРИВОДОВ И ИХ КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

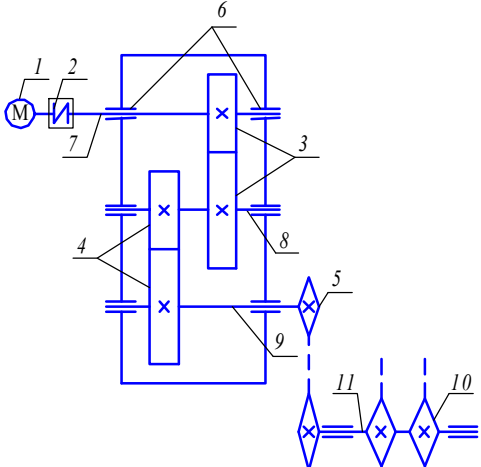
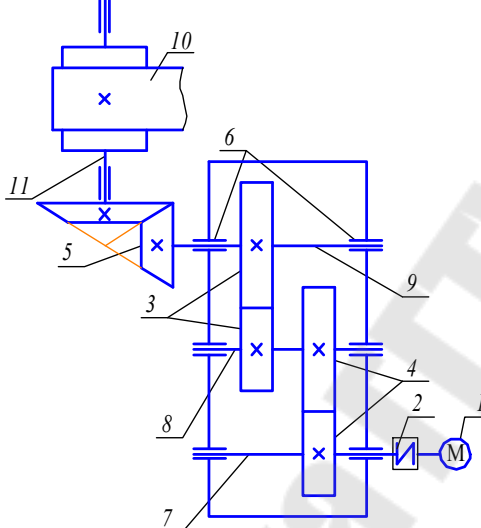
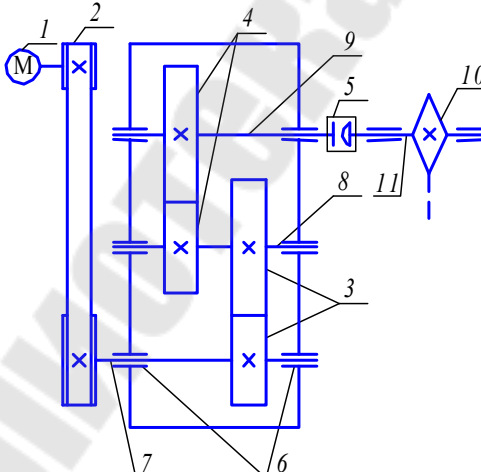
Кинематические схемы приводов и их характеристика представлены в таблице 1.1.

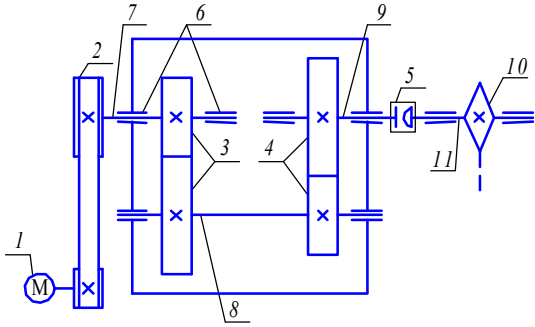
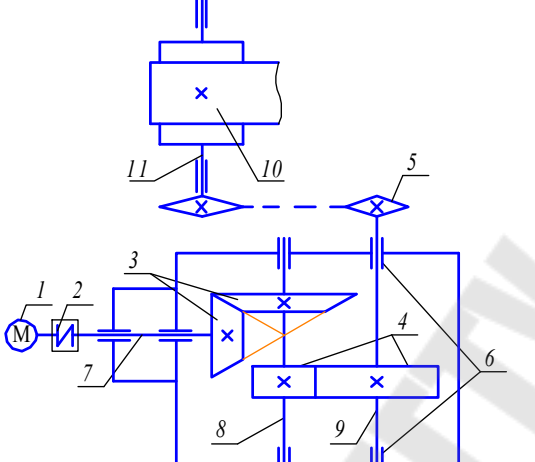
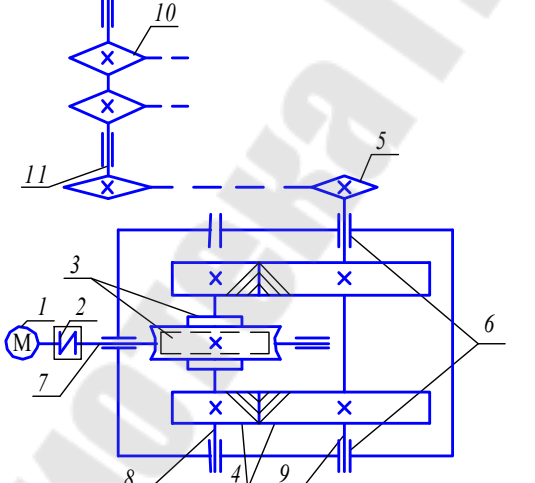
Таблица 1.1

Кинематические схемы приводов и их характеристика

Номер схемы	Схема	Характеристика
1		<p>Привод ленточного конвейера, состоящий:</p> <p>1 – электродвигатель; 2 – муфта упругая; 3 – пара зубчатых колес (цилиндрическая); 4 – открытая передача (цепная); 5 – барабан ленточного конвейера; 6 – пара подшипников качения; 7 – вал ведущий (быстроходный, входной); 8 – вал ведомый (тихоходный, выходной); 9 – вал приводной</p>
2		<p>Привод ленточного конвейера, состоящий:</p> <p>1 – электродвигатель; 2 – муфта упругая; 3 – пара зубчатых колес (цилиндрическая косозубая); 4 – открытая передача (цилиндрическая); 5 – барабан; 6 – пара подшипников качения; 7 – вал ведущий (быстроходный, входной); 8 – вал ведомый (тихоходный, выходной); 9 – вал приводной</p>
3		<p>Привод цепного конвейера, состоящий:</p> <p>1 – электродвигатель; 2 – муфта упругая; 3 – пара зубчатых колес (цилиндрическая косозубая); 4 – открытая передача (коническая); 5 – тяговая звездочка конвейера; 6 – пара подшипников качения; 7 – вал ведущий (быстроходный, входной); 8 – вал ведомый (тихоходный, выходной); 9 – вал приводной</p>

Номер схемы	Схема	Характеристика
4		<p>Привод ленточного конвейера, состоящий:</p> <p>1 – электродвигатель; 2 – открытая передача (ременная); 3 – пара зубчатых колес (цилиндрическая шевронная); 4 – муфта цепная; 5 – барабан; 6 – пара подшипников качения; 7 – вал ведущий (быстроходный, входной); 8 – вал ведомый (тихоходный, выходной); 9 – вал приводной</p>
5		<p>Привод ленточного конвейера, состоящий:</p> <p>а) 1 – электродвигатель; 2 – муфта упругая; 3 – пара зубчатых колес (коническая); 4 – открытая передача (цепная); 5 – барабан; 6 – пара подшипников качения; 7 – вал ведущий (быстроходный, входной); 8 – вал ведомый (тихоходный, выходной); 9 – вал приводной;</p> <p>б) прямозубая; в) косозубая; г) с круговым зубом;</p>
6		<p>Привод ленточного конвейера, состоящий:</p> <p>1 – электродвигатель; 2 – муфта упругая; 3 – пара червячная (червяк снизу); 4 – открытая передача (цепная); 5 – барабан; 6 – пара подшипников качения; 7 – вал ведущий (червяк); 8 – вал ведомый (тихоходный, выходной); 9 – вал приводной</p>

Номер схемы	Схема	Характеристика
7		<p>Привод цепного конвейера, состоящий:</p> <p>1 – электродвигатель; 2 – муфта упругая; 3 – пара зубчатых колес (цилиндрическая быстроходная); 4 – пара зубчатых колес (цилиндрическая тихоходная); 5 – открытая передача (цепная); 6 – пара подшипников качения; 7 – вал ведущий (быстроходный, входной); 8 – вал промежуточный; 9 – вал ведомый (тихоходный, выходной); 10 – тяговая звездочка конвейера; 11 – вал приводной</p>
8		<p>Привод ленточного конвейера, состоящий:</p> <p>1 – электродвигатель; 2 – муфта упругая; 3 – пара зубчатых колес (цилиндрическая быстроходная); 4 – пара зубчатых колес (цилиндрическая тихоходная); 5 – открытая передача (коническая); 6 – пара подшипников качения; 7 – вал ведущий (быстроходный, входной); 8 – вал промежуточный; 9 – вал ведомый (тихоходный, выходной); 10 – барабан; 11 – вал приводной</p>
9		<p>Привод цепного конвейера, состоящий:</p> <p>1 – электродвигатель; 2 – открытая передача (ременная); 3 – пара зубчатых колес (цилиндрическая быстроходная); 4 – пара зубчатых колес (цилиндрическая тихоходная); 5 – муфта цепная; 6 – пара подшипников качения; 7 – вал ведущий (быстроходный, входной); 8 – вал промежуточный; 9 – вал ведомый (тихоходный, выходной); 10 – тяговая звездочка; 11 – вал приводной</p>

<p>10</p>		<p>Привод цепного конвейера, состоящий:</p> <p>1 – электродвигатель; 2 – открытая передача (ременная); 3 – пара зубчатых колес (цилиндрическая быстроходная); 4 – пара зубчатых колес (цилиндрическая тихоходная); 5 – муфта цепная; 6 – пара подшипников качения; 7 – вал ведущий (быстроходный, входной); 8 – вал промежуточный; 9 – вал ведомый (тихоходный, выходной); 10 – тяговая звездочка; 11 – вал приводной</p>
<p>11</p>		<p>Привод ленточного конвейера, состоящий:</p> <p>1 – электродвигатель; 2 – муфта упругая; 3 – пара зубчатых колес (коническая быстроходная); 4 – пара зубчатых колес (цилиндрическая тихоходная); 5 – открытая передача (цепная); 6 – пара подшипников качения; 7 – вал ведущий (быстроходный, входной); 8 – вал промежуточный; 9 – вал ведомый (тихоходный, выходной); 10 – барабан; 11 – вал приводной</p>
<p>12</p>		<p>Привод цепного конвейера, состоящий:</p> <p>1 – электродвигатель; 2 – муфта упругая; 3 – пара червячная (червяк снизу); 4 – пара зубчатых колес (цилиндрическая тихоходная раздвоенная); 5 – открытая передача (цепная); 6 – пара подшипников качения; 7 – вал ведущий (быстроходный, входной); 8 – вал промежуточный; 9 – вал ведомый (тихоходный, выходной); 10 – тяговая звездочка конвейера; 11 – вал приводной</p>
<p>Примечание. Для схем 7, 8, 9 может быть раздвоенной как быстроходная, так и тихоходная ступень. Для схемы 11 может быть раздвоенной тихоходная ступень. Для всех схем может использоваться в качестве открытой передачи – клиноременная, цилиндрическая, коническая, цепная; в качестве конвейера – ленточный, цепной или любой другой.</p>		

2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ В ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧАХ

Для поддержания и установки вращающихся деталей машин применяют валы, которые подвергаются изгибу от сил, возникающих в деталях передач, от веса этих деталей и собственного веса (у мощных передач). Они также передают вращающие моменты и испытывают кручение.

Валы передач несут зубчатые и червячные колеса, звездочки, шкивы и муфты. Силы взаимодействия между зубьями сцепляющихся колес или между зубьями червячных колес и витками червяка представлены тремя взаимно перпендикулярными составляющими F_t , F_r и F_a .

Окружная сила F_t направлена по касательной к начальным окружностям зубчатых колес; радиальная сила F_r – по радиусу к центру колеса и осевая сила F_a – параллельно оси вала.

Силы взаимодействия между зубьями принято определять в полюсе зацепления. Распределенную по контактным линиям нагрузку в зацеплении заменяют равнодействующей, которая направлена по линии зацепления.

На некоторых схемах, где показаны силы, валы раздвинуты и зацепление показано условно «разомкнутым». Усилия смещены в плоскость эллипса. Это сделано для того, чтобы векторы сил не накладывались друг на друга.

Направление вращения ведущего вала редуктора задают, а направления вращения последующих валов определяют в зависимости от направления вращения ведущего вала.

При определении усилий нечетные индексы (1, 3, 5) соответствуют шестерне (червяку), а четные (2, 4, 6) – зубчатому колесу (червячному колесу).

На ведущий вал, кроме сил в зацеплении, действует на консоли сила, под действием которой вал изгибается. Это может быть усилие от ременной передачи (F_{on}) или неуравновешенная составляющая силы, передаваемая муфтой (F_m), а также силы, предусмотренные конструкцией привода (действующие в открытых зубчатых передачах). Направление силы F_m принимаем: в сторону окружной силы F_{t1} – для подбора подшипников, противоположно F_{t1} – для расчета вала на прочность.

2.1 Цилиндрическая зубчатая передача

В цилиндрической прямозубой зубчатой передаче действуют (рис. 2.1, а):

– окружная сила F_{t1} на шестерне, равная окружной силе на колесе F_{t2} (силами трения пренебрегаем), т.е. $F_{t1} = F_{t2}$:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}, \quad (2.1)$$

где T_1 – вращающий момент на ведущем валу, Н·мм;

d_1 – делительный диаметр шестерни (в некорригированных передачах делительные и начальные диаметры равны), мм;

– радиальная сила $F_{r1} = F_{r2}$:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.2)$$

где α – угол зацепления; $\alpha = 20^\circ$.

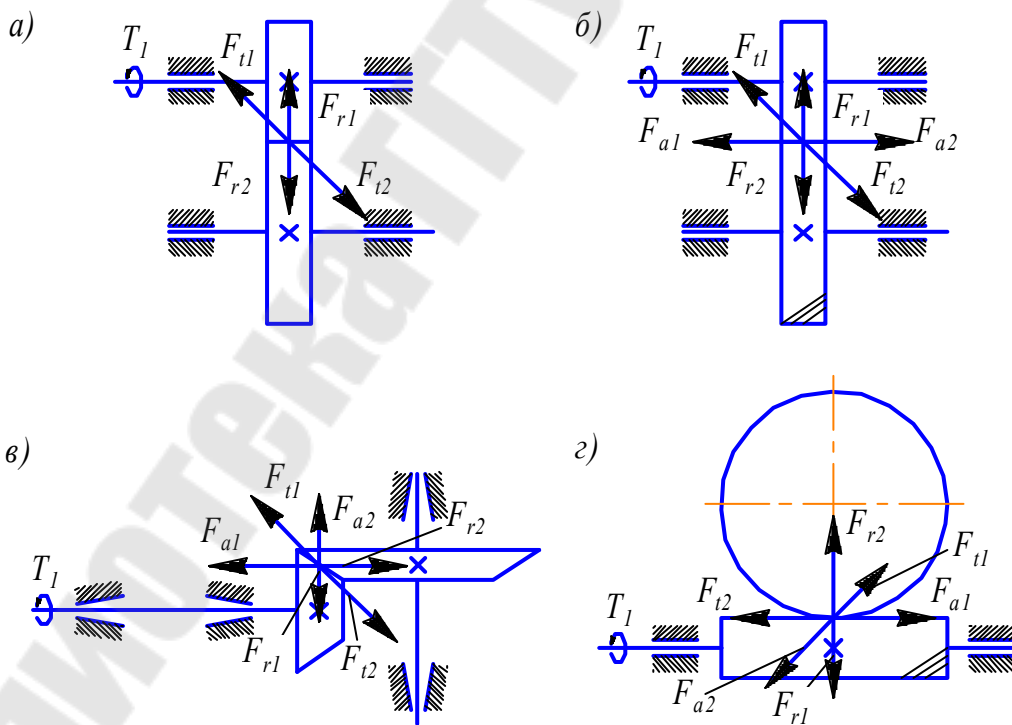


Рис. 2.1. Схема усилий в зубчатых и червячной передачах

В цилиндрической косозубой (рис.2.1, б) и шевронной (рис.2.1, а; осевые усилия компенсируются) зубчатых передачах действуют:

– окружная сила $F_{t1} = F_{t2}$ – определяется по формуле (2.1);

– радиальная сила $F_{r1} = F_{r2}$:

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \quad (2.3)$$

где β – угол наклона зубьев;

– осевая сила $F_{a1} = F_{a2}$:

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (2.4)$$

Во второй ступени передачи индексы 1 и 2 заменяются соответственно индексами 3 и 4.

Для уменьшения результирующей осевой нагрузки на промежуточных валах цилиндрических передач с косозубыми колесами следует выбирать одинаковым направление зубьев колеса первой ступени и шестерни второй ступени. При таком выборе наклона зубьев осевые силы на промежуточном валу F_{a2} и F_{a3} направлены в разные стороны.

В передаче с раздвоенной ступенью осевые силы уравновешены.

2.2 Коническая зубчатая передача

В конической прямозубой передаче (рис. 2.1, в) действуют:

– окружная сила $F_{t1} = F_{t2}$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}}, \quad (2.5)$$

где d_{m1} – средний делительный диаметр шестерни, мм;

– радиальная сила на шестерне F_{r1} и осевая на колесе F_{a2} равны, но направлены в противоположные стороны; аналогично осевая сила на шестерне F_{a1} равна радиальной силе на колесе F_{r2} :

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_2; \quad (2.6)$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1, \quad (2.7)$$

где δ_1, δ_2 – соответственно углы делительных конусов шестерни и колеса.

В передачах коническими колесами с косыми или круговыми зубьями (рис. 2.1, в) действуют:

- окружная сила F_{t1} , определяемая по формуле (2.5);
- радиальная сила на шестерни F_{r1} равна осевой силе на колесе F_{a2}

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta} \cdot (u \cdot \operatorname{tg} \alpha \mp \sin \beta); \quad (2.8)$$

- осевая сила на шестерни F_{a1} равна радиальной силе на колесе F_{r2} :

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta} \cdot (\operatorname{tg} \alpha \pm \sin \beta). \quad (2.9)$$

В формулах (2.8) и (2.9) α – угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$; β – угол наклона линии зуба в середине ширины зубчатого венца. Знак перед вторым слагаемым в скобках выбирают по табл. 2.1.

Таблица 2.1

Выбор знаков в формулах (2.8) и (2.9)

Направление вращения шестерни (если смотреть со стороны основания конуса к его вершине)	Направление наклона зуба	Знак перед вторым слагаемым в формуле	
		(2.8)	(2.9)
По часовой стрелке	Правое	+	–
	Левое	–	+
Против часовой стрелки	Правое	–	+
	Левое	+	–

Если усилие F_{a1} получается со знаком минус, то вектор этой силы следует направить к вершине конуса. При положительном значении силы F_{r1} ее вектор надо направить от точки контакта зубьев к центру шестерни. Вектор F_{r2} должен быть направлен противоположно вектору F_{a1} , а вектор F_{a2} – противоположно вектору F_{r1} .

2.3 Червячная передача

В червячной передаче (рис.2.1, г) действуют: окружная сила на червяке F_{t1} и осевая сила на колесе F_{a2} равны, но противоположно направлены; такое же соотношение окружной силы на колесе F_{t2} и осевой силы на червяке F_{a1} ; радиальная сила на червяке F_{r1} равна радиальной силе на червячном колесе F_{r2} .

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}; \quad (2.10)$$

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}; \quad (2.11)$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.12)$$

где T_1, T_2 – вращающие моменты на валах соответственно червяка и червячного колеса, Н·мм;

d_1, d_2 – делительные диаметры червяка и червячного колеса, мм.

α – угол зацепления; $\alpha = 20^\circ$.

Для разгрузки промежуточного вала двухступенчатой червячной передачи от осевых воздействий направление нарезки червяка второй ступени и направление зубьев колеса первой ступени должны совпадать.

3 ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Подшипники качения подбирают по динамической и статической грузоподъемности. Выбор рационального типоразмера подшипника зависит от характера нагрузки, ее величины и направления; частоты вращения; условий эксплуатации; особых требований, предъявляемых конструкцией узла; стоимости подшипника. При выборе подшипника необходимо учитывать следующее:

- шариковые подшипники дешевле роликовых;
- в опорах, подверженных действию ударных нагрузок, предпочтение нужно отдавать роликоподшипникам;
- при действии на опору чисто радиальной нагрузки следует ставить радиальные подшипники (шариковые, роликовые);
- более тяжелые подшипники характеризуются пониженной быстроходностью;
- при одинаковых размерах и нагрузках перекосы, обусловленные деформацией опор, в роликовых подшипниках меньше, чем в шариковых, однако начальный радиальный зазор у шариковых подшипников примерно в два раза меньше, чем у роликовых;
- с увеличением класса точности подшипника повышается нагрузочная способность, но одновременно возрастает его цена.

В курсовом проектировании обычно используются подшипники нулевого класса.

По динамической грузоподъемности подшипники выбирают при частоте $n \geq 1$ мин⁻¹.

В ходе составления компоновочного чертежа редуктора подшипники уже были предварительно выбраны по диаметру вала. Поэтому расчеты сводятся к проверке выбранного подшипника и уточнению его типа, диаметра и серии.

Выбор подшипника по динамической грузоподъемности состоит в проверке его расчетной долговечности при заданных условиях работы.

Номинальная долговечность подшипника L , млн. об., определяется по формуле

$$L = \left(\frac{C}{P_9} \right)^p, \quad (3.1)$$

где C – динамическая грузоподъемность данного типоразмера подшипника, кН (выбирается по каталогу);

P_9 – эквивалентная нагрузка на подшипник, кН;

p – показатель степени; $p = 3$ – для шарикоподшипников; $p = 10/3$ – для роликоподшипников.

Номинальная долговечность подшипника L_h , в часах, определяется по формуле

$$L_h = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n}, \quad (3.2)$$

где a_1 – коэффициент надежности; при безотказной работе подшипников $a_1 = 1$;

a_{23} – коэффициент, учитывающий влияние качества подшипника и качества его эксплуатации; при обычных условиях работы подшипника $a_{23} = 0,7 \dots 0,8$ – для шариковых подшипников; $a_{23} = 0,6 \dots 0,7$ – для роликовых конических подшипников; $a_{23} = 0,5 \dots 0,6$ – для роликовых цилиндрических и шариковых сферических двухрядных подшипников.

Формула (3.1) справедлива при частоте $n \geq 10$ мин⁻¹, не превышающей предельной частоты вращения для данного подшипника. При $n = 1 \dots 10$ мин⁻¹ расчет ведут по $n = 10$ мин⁻¹.

Эквивалентная нагрузка для радиальных и радиально-упорных подшипников – это постоянная радиальная нагрузка, которая в случае приложения ее к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом обеспечивает такую долговечность, какую подшипник будет иметь при действительных условиях нагружения и вращения.

Для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников эквивалентная нагрузка определяется по формуле

$$P_9 = (XVF_r + YF_a)K_6 K_T, \quad (3.3)$$

где F_r – радиальная нагрузка на подшипник, Н;

F_a – осевая нагрузка на подшипник, Н;

X – коэффициент радиальной нагрузки (табл. П1, П2);

Y – коэффициент осевой нагрузки (табл. П1, П2);

V – коэффициент вращения; $V = 1$ – при вращении внутреннего кольца подшипника; $V = 1,2$ – при вращении наружного кольца;

K_G – коэффициент безопасности (табл. П3);

K_T – температурный коэффициент (табл. П4).

Выбор коэффициентов X и Y при расчете эквивалентной нагрузки P_9 производится с учетом следующих соображений: по мере увеличения F_a выбираются зазоры в подшипнике, и распределение нагрузки между телами качения становится все более благоприятным (возрастает дуга контакта, в пределах которой тела качения воспринимают нагрузку), в работу вступает большее число тел качения. При этом увеличение силы F_a до определенного значения не приводит к снижению работоспособности подшипника, поэтому расчет эквивалентной нагрузки ведется только по радиальной нагрузке F_r , а осевая F_a не учитывается.

При дальнейшем возрастании F_a увеличение дуги контакта уже не может компенсировать повышение нагрузки на подшипник, и работоспособность его снижается.

Предельное значение осевой нагрузки F_a (в долях F_r), в случае превышения которой F_a должна учитываться при расчете эквивалентной нагрузки P_9 , которая оценивается параметром e .

Определяя эквивалентную нагрузку шарикового радиального подшипника (угол контакта $\alpha = 0$), вначале находим отношение F_a / C_0 , где C_0 – статическая грузоподъемность подшипника (принимается по каталогу). По соотношению F_a / C_0 определяем вспомогательный параметр e . Затем в зависимости от соотношений F_a / C_0 и $F_a / (V \cdot F_r)$, т.е.

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e \quad \text{или} \quad \frac{F_a}{V \cdot F_r} > e \quad (3.4)$$

находим X и Y .

Если в шариковых радиальных, однорядных шариковых или роликовых радиально-упорных подшипниках $F_a / (V \cdot F_r) \leq e$, осевую нагрузку не учитывают, т.е. принимают $X = 1$, $Y = 0$.

При определении расчетной осевой нагрузки, действующей на радиально-упорный подшипник, кроме внешней осевой нагрузки F_{ab} учитываются также осевые составляющие F_{sI} и F_{sII} от радиальных нагрузок, возникающие в подшипниках вследствие наклона линии контакта.

Расчетные осевые нагрузки на подшипники F_{aI} и F_{aII} опор I и II в этом случае в зависимости от направления силы F_{ab} и относительного расположения подшипников приведены на рис.3.1 и в табл. П5.

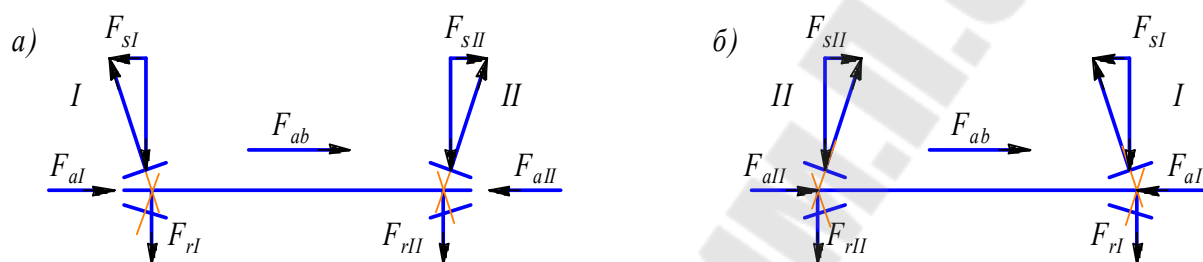


Рис. 3.1. Определение расчетных осевых нагрузок для радиально-упорных подшипников, установленных:
а – враспор; б – врасяжку

Осевые составляющие F_s для конических роликоподшипников

$$F_s = 0,83 \cdot e \cdot F_r, \quad (3.5)$$

где значение параметра e приведено в табл. П1 в зависимости от угла α .

Для радиально-упорных шарикоподшипников

$$F_s = e \cdot F_r, \quad (3.6)$$

где параметр e принимается по табл. П1, при углах $\alpha > 15^\circ$.

4 ПРОВЕРКА ВАЛА НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

Проверка вала выполняется после предварительного оформления его чертежа. Это вызвано тем, что усталостная прочность детали определяется рядом факторов, устанавливаемых в процессе проектирования: радиусами галтелей, перепадом диаметров между соседними ступенями вала, шероховатостью поверхности, диаметрами, натягом между валом и деталями и т.д.

Проверяют наиболее опасные сечения, в которых имеется концентрация напряжений. При проверке определяется расчетный коэффициент запаса по выносливости (усталостной прочности) и сопоставляется с допускаемым. Проверочный расчет вала на выносливость является окончательным и основным.

Принимаем, что нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения по отнулевому.

Прочность вала считается обеспеченной при условии [5]

$$s \geq [s], \quad (4.1)$$

где $[s]$ – допускаемая величина коэффициента запаса прочности; $[s] = 1,5 \dots 2,5$.

Коэффициент запаса прочности в опасном сечении определяется по формуле

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}, \quad (4.2)$$

где s_σ – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_v + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (4.3)$$

σ_{-1} – предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба, МПа;

$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_g$ – для углеродистых сталей;

$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot \sigma_g + (70 \dots 120)$ МПа – для углеродистых сталей;

k_σ – эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений (табл. П7);

ε_σ – масштабный фактор для нормальных напряжений (табл. П9);

β – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности;

σ_v – амплитуда цикла нормальных напряжений, равная наибольшему напряжению изгиба σ_u в рассматриваемом сечении;

σ_m – среднее напряжение цикла нормальных напряжений; если осевая нагрузка F_a на вал отсутствует или пренебрежимо мала, то принимают $\sigma_m = 0$; в противном случае $\sigma_m = F_a / (\pi \cdot d^2 / 4)$;

ψ_σ – коэффициент; для углеродистых сталей, имеющих $\sigma_s = 650 \dots 750$ МПа, принимаю $\psi_\sigma = 0,2$; для легированных сталей $\psi_\sigma = 0,25 \dots 0,3$;

s_τ – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям;

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} \tau_v + \psi_\tau \tau_m}, \quad (4.4)$$

τ_{-1} – предел выносливости стали при симметричном цикле кручения; $\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1}$.

Значение коэффициента $\psi_\tau = 0,1$.

Остальные обозначения в формуле (4.4) имеют тот же смысл, что и в формуле (4.3), с той лишь разницей, что они относятся к напряжениям кручения.

В процессе расчета рассматривается два случая.

Случай 1. В месте установки зубчатого колеса. Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки.

Амплитуда нормальных напряжений изгиба определяется по формуле

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{M_\Sigma}{W_{\text{нетто}}}, \quad (4.5)$$

где M_Σ – суммарный изгибающий момент, Н·мм;

$W_{\text{нетто}}$ – момент сопротивления кручению, мм³;

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}; \quad (4.6)$$

d – диаметр вала в зоне установки зубчатого колеса, мм;

b – ширина призматической шпонки, мм;

t_1 – глубина паза в валу, мм.

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений определяется по формуле

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T}{2W_{k\text{нетто}}}, \quad (4.7)$$

где T – вращающий момент на рассматриваемом валу, Н·мм;

$W_{k\text{нетто}}$ – момент сопротивления изгибу, мм³;

$$W_{k\text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}. \quad (4.8)$$

Случай 2. В месте установки подшипников. Концентрация напряжений обусловлена посадкой внутреннего кольца подшипника с гарантированным натягом.

Амплитуда нормальных напряжений определяется по формуле

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{M_{\Sigma}}{W}, \quad (4.9)$$

где W – осевой момент сопротивления сечения, мм³.

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}. \quad (4.10)$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений определяется по формуле

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T}{2W_p}, \quad (4.11)$$

где $W_p = 2 \cdot W$ – полярный момент сопротивления, мм³.

5 ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

5.1 Привод с цилиндрическим редуктором

Исходные данные для расчета.

Расчет выполняем по схеме 1 (см. табл.1.1).

В результате предварительного расчета получены следующие данные:

- вращающий (крутящий) момент на ведущем валу $T_1 = 33,283$ Н·м;
- вращающий (крутящий) момент на ведомом валу $T_2 = 127,801$ Н·м;
- частота вращения ведущего вала $n_1 = 707$ мин⁻¹;
- частота вращения ведомого вала $n_2 = 176,8$ мин⁻¹;
- нагрузка, действующая на ведущий вал от муфты $F_m = 300$ Н;
- на выходной конец ведомого вала действует усилие от цепной передачи $F_6 = 1749$ Н;
- диаметр делительной окружности шестерни $d_{\omega 1} = 51$ мм.

Определение усилий.

Схема нагружения валов представлена на рис. 5.1.

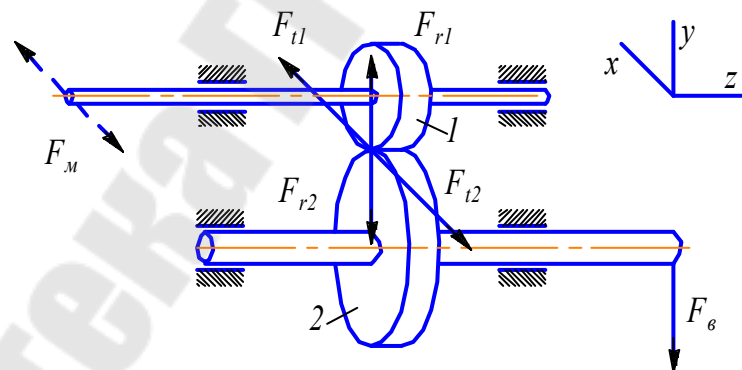


Рис. 5.1. Схема нагружения валов одноступенчатого цилиндрического редуктора

На шестерне 1 и колесе 2 прямозубой передачи действуют: окружная сила $F_{t1} = F_{t2}$ и радиальная сила $F_{r1} = F_{r2}$. Эти усилия определяются по формулам (2.1) и (2.2).

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 33283}{51} = 1305 \text{ Н};$$

$$F_{r1} = 1305 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 475 \text{ Н};$$

$$F_{t2} = 1305 \text{ Н}; \quad F_{r2} = 475 \text{ Н}.$$

В результате предварительного расчета валов и разработки компоновочного чертежа имеем:

- диаметр выходного конца ведущего вала $d_{e1} = 25 \text{ мм}$;
- диаметр вала в зоне посадки подшипников $d_{n1} = 35 \text{ мм}$;
- диаметр выходного конца ведомого вала $d_{e2} = 30 \text{ мм}$;
- диаметр вала в зоне посадки подшипников $d_{n2} = 40 \text{ мм}$;
- диаметр вала в зоне посадки зубчатого колеса $d_{к2} = 48 \text{ мм}$;
- расстояния a, b, c, d, e, f (в мм) берутся из компоновочного чертежа.

Для установки на валы принимаем радиальные подшипники средней серии: ведущего – 307, ведомого – 308.

Характеристика подшипников ([3], табл. 24.10):

307 – $C = 33,2 \text{ кН}$; $C_0 = 18,0 \text{ кН}$;

308 – $C = 41,0 \text{ кН}$; $C_0 = 22,4 \text{ кН}$.

Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах ведущего вала и проверка долговечности подшипников.

Схема нагружения ведущего вала представлена на рис. 5.2.

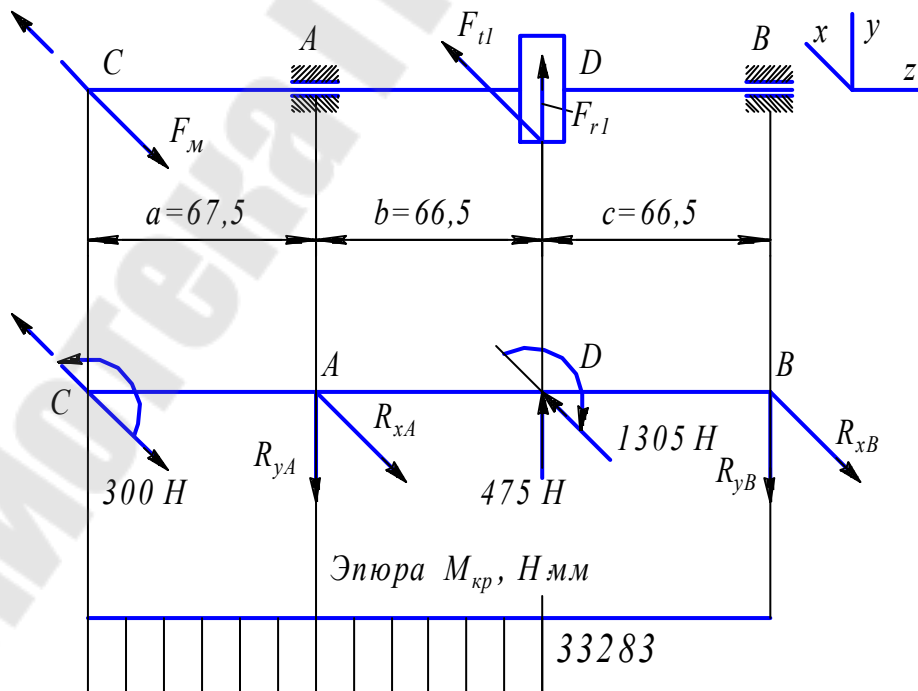


Рис. 5.2. Схема нагружения ведущего вала

Определяем опорные реакции.

Рассмотрим случай – усилие F_M направлено в сторону действия усилия F_{t1} – для подбора подшипников.

Плоскость YOZ:

$$\sum M_A = 0; -F_{r1} \cdot b + R_{yB} \cdot (b + c) = 0;$$

$$R_{yB} = \frac{F_{r1} \cdot b}{b + c}; \quad R_{yB} = \frac{475 \cdot 66,5}{66,5 + 66,5} = 237,5 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; F_{r1} \cdot c - R_{yA} \cdot (b + c) = 0;$$

$$R_{yA} = \frac{F_{r1} \cdot c}{b + c}; \quad R_{yA} = \frac{475 \cdot 66,5}{66,5 + 66,5} = 237,5 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum Y = 0; -R_{yA} + F_{r1} - R_{yB} = 0;$
 $-237,5 + 475 - 237,5 = 0;$
 $0 = 0.$

Плоскость XOZ:

$$\sum M_A = 0; F_M \cdot a - F_{t1} \cdot b + R_{xB} \cdot (b + c) = 0;$$

$$R_{xB} = \frac{F_{t1} \cdot b - F_M \cdot a}{b + c}; \quad R_{xB} = \frac{1305 \cdot 66,5 - 300 \cdot 67,5}{66,5 + 66,5} = 500,2 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; F_M \cdot (a + b + c) + F_{t1} \cdot c - R_{xA} \cdot (b + c) = 0;$$

$$R_{xA} = \frac{F_M \cdot (a + b + c) + F_{t1} \cdot c}{b + c};$$

$$R_{xA} = \frac{300 \cdot (67,5 + 66,5 + 66,5) + 1305 \cdot 66,5}{66,5 + 66,5} = 1104,8 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum X = 0; F_M - R_{xA} + F_{t1} - R_{xB} = 0;$
 $300 - 1104,8 + 1305 - 500,2 = 0;$
 $0 = 0.$

Суммарные реакции

$$R_A = \sqrt{R_{xA}^2 + R_{yA}^2} = \sqrt{1104,8^2 + 237,5^2} = 1130 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{xB}^2 + R_{yB}^2} = \sqrt{500,2^2 + 237,5^2} = 554 \text{ Н}.$$

Номинальная долговечность подшипника L , млн. об., определяется по формуле (3.1).

Номинальная долговечность L_h , в часах, определяется по формуле (3.2).

Подбор подшипников осуществляем по наиболее нагруженной опоре.

Так как осевая нагрузка отсутствует, то эквивалентная нагрузка определяется по формуле (см. табл. П5):

$$P_9 = VR_A \cdot K_\sigma \cdot K_T,$$

где $V = 1$; $K_\sigma = 1,3$ (см. табл. П3); $K_T = 1$ (см. табл. П4).

$$P_9 = 1 \cdot 1130 \cdot 1,3 \cdot 1 = 1469 \text{ Н};$$

$$L = \left(\frac{33,2}{1,469} \right)^3 = 11544 \text{ млн. об};$$

$$L_h = 0,8 \cdot \frac{11544 \cdot 10^6}{60 \cdot 707} = 217709 \text{ ч} > [L_h] = 10000 \text{ ч}.$$

Значение динамической грузоподъемности C , кН, берется из каталогов для подшипников.

Долговечность подшипников ведущего вала обеспечена.

Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах ведомого вала и проверка долговечности подшипников.

Расчетная схема нагружения ведомого вала представлена на рис. 5.3.

Определяем опорные реакции.

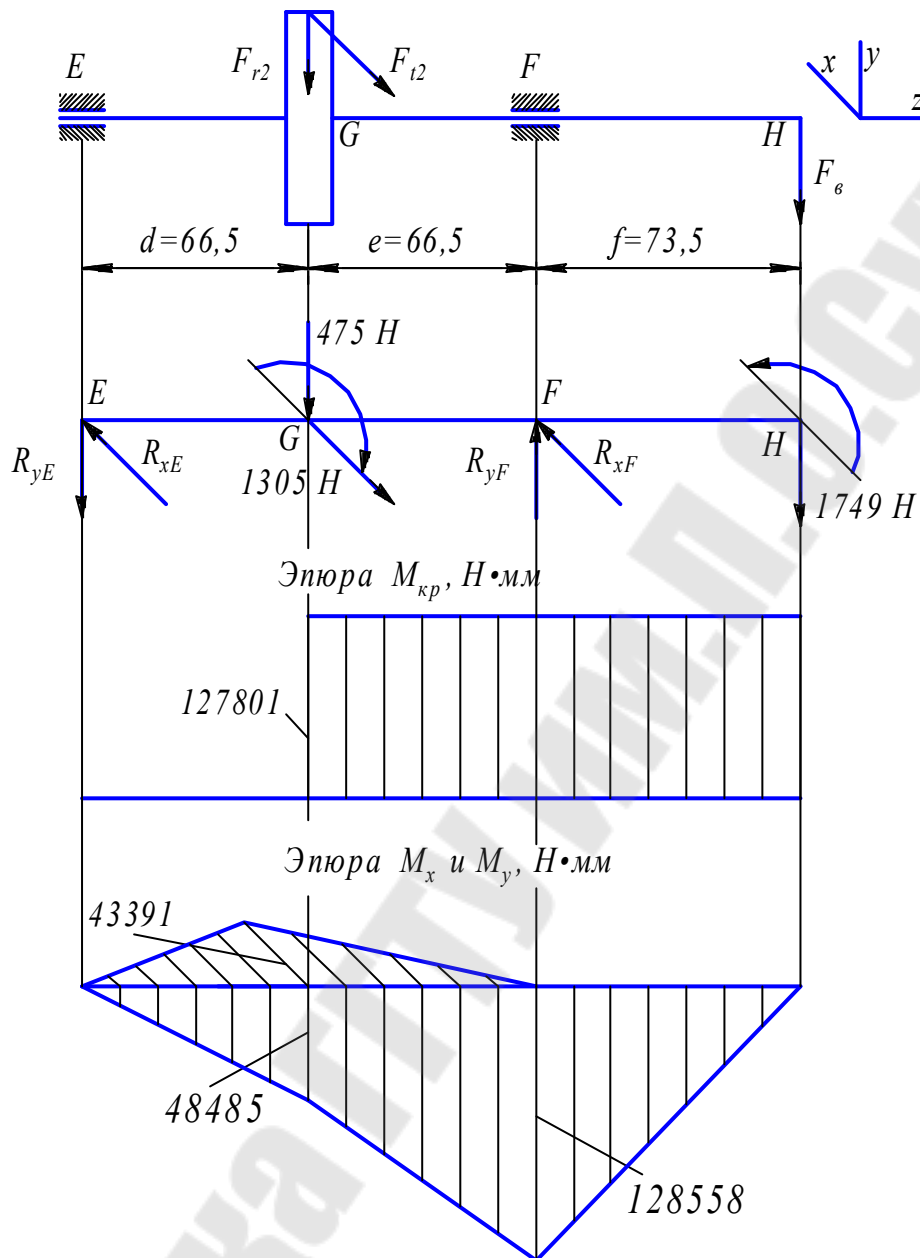


Рис. 5.3. Схема нагружения ведомого вала

Плоскость YOZ:

$$\sum M_E = 0; F_{r2} \cdot d + F_6(d + e + f) - R_{yF} \cdot (d + e) = 0;$$

$$R_{yF} = \frac{F_6(d + e + f) + F_{r2} \cdot d}{d + e};$$

$$R_{yF} = \frac{1749 \cdot (66,5 + 66,5 + 73,5) + 475 \cdot 66,5}{66,5 + 66,5} = 2953,1 \text{ Н};$$

$$\sum M_F = 0; -F_{r2} \cdot e + F_g \cdot f - R_{yE} \cdot (d + e) = 0;$$

$$R_{yE} = \frac{-F_{r2} \cdot e + F_g \cdot f}{d + e}; \quad R_{yE} = \frac{-475 \cdot 66,5 + 1749 \cdot 73,5}{66,5 + 66,5} = 729,1 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum Y = 0; -R_{yE} - F_{r2} + R_{yF} - F_g = 0;$
 $-729,1 - 475 + 2953,1 - 1749 = 0;$
 $0 = 0.$

Плоскость XOZ:

$$\sum M_E = 0; F_{t2} \cdot d - R_{xF} \cdot (d + e) = 0;$$

$$R_{xF} = \frac{F_{t2} \cdot d}{d + e}; \quad R_{xF} = \frac{1305 \cdot 66,5}{66,5 + 66,5} = 652,5 \text{ Н.}$$

$$\sum M_F = 0; -F_{t2} \cdot e + R_{xE} \cdot (d + e) = 0;$$

$$R_{xE} = \frac{F_{t2} \cdot e}{d + e}; \quad R_{xE} = \frac{1305 \cdot 66,5}{66,5 + 66,5} = 652,5 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum X = 0; R_{xE} - F_{t2} + R_{xF} = 0;$
 $652,5 - 1305 + 652,5 = 0;$
 $0 = 0.$

Суммарные реакции

$$R_E = \sqrt{R_{xE}^2 + R_{yE}^2} = \sqrt{652,5^2 + 729,1^2} = 978 \text{ Н.}$$

$$R_F = \sqrt{R_{xF}^2 + R_{yF}^2} = \sqrt{652,5^2 + 2953,1^2} = 3024 \text{ Н.}$$

Эквивалентная нагрузка

$$P_g = VR_F \cdot K_\delta \cdot K_T;$$

$$P_g = 1 \cdot 3024 \cdot 1,3 \cdot 1 = 3931 \text{ Н.}$$

$$L = \left(\frac{41,0}{3,931} \right)^3 = 1135 \text{ млн.об.};$$

$$L_h = 0,8 \cdot \frac{10^6 \cdot 1135}{60 \cdot 176,8} = 85596 \text{ ч} > [L_h] = 10000 \text{ ч}.$$

Долговечность подшипников ведомого вала обеспечена.

Проверка вала на выносливость (уточненный расчет).

Рассмотрим ведомый вал.

Определяем величины изгибающих моментов.

Вертикальная плоскость YOZ:

$$M_E^e = M_H^e = 0;$$

$$M_G^e = -R_{yE} \cdot d = -729,1 \cdot 66,5 = -48485 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$\begin{aligned} M_F^e &= -R_{yE} \cdot (d + e) - F_{r2} \cdot e = -729,1 \cdot (66,5 + 66,5) - 475 \cdot 66,5 = \\ &= -128558 \text{ Н}\cdot\text{мм}. \end{aligned}$$

Горизонтальная плоскость XOZ:

$$M_E^z = M_F^z = M_H^z = 0;$$

$$M_G^z = R_{xE} \cdot d = 652,5 \cdot 66,5 = 43391 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

Суммарный изгибающий момент в характерных точках:

$$M_{\Sigma G} = \sqrt{(M_G^e)^2 + (M_G^z)^2} = \sqrt{(-48485)^2 + 43391^2} = 65066 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{\Sigma F} = 128558 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Эпюры изгибающих и крутящих моментов представлены на рис. 5.3.

Прочность вала считается обеспеченной при условии (4.1).

Коэффициент запаса прочности в опасном сечении определяется по формуле (4.2).

Рассмотрим место установки зубчатого колеса G .
Материала вала – сталь 45 нормализованная:

$$\begin{aligned}\sigma_s &= 570 \text{ МПа}; \\ \sigma_{-1} &= 0,43 \cdot 570 = 245 \text{ МПа}; \\ \tau_{-1} &= 0,58 \cdot 245 = 142 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки:

$$\begin{aligned}k_\sigma &= 1,59; \quad k_\tau = 1,49 \text{ (см. табл. П7);} \\ \varepsilon_\sigma &= 0,832; \quad \varepsilon_\tau = 0,712 \text{ (см. табл. П9);} \\ \psi_\sigma &= 0,15; \quad \psi_\tau = 0,1.\end{aligned}$$

Момент сопротивления кручению определяется по формуле (4.8)

$$W_{k_{\text{нетто}}} = \frac{3,14 \cdot 48^3}{16} - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (48 - 5,5)^2}{2 \cdot 48} = 20255 \text{ мм}^3.$$

Момент сопротивления изгибу определяется по формуле (4.6)

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 48^3}{32} - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (48 - 5,5)^2}{2 \cdot 48} = 9403 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений определяется по формуле (4.7)

$$\tau_v = \frac{127801}{2 \cdot 20255} = 3,2 \text{ МПа}.$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба определяется по формуле (4.5)

$$\begin{aligned}\sigma_v &= \frac{65066}{9403} = 6,9 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = 0. \\ s_\sigma &= \frac{245}{\frac{1,59}{0,832} \cdot 6,9} = 18,6;\end{aligned}$$

$$s_{\tau} = \frac{142}{\frac{1,49}{0,712} \cdot 3,2 + 0,1 \cdot 3,2} = 20,2;$$

$$s = \frac{18,6 \cdot 20,2}{\sqrt{18,6^2 + 20,2^2}} = 13,7 > [s].$$

Условие прочности выполняется.

Рассмотрим опору F .

Концентрация напряжений обусловлена посадкой внутреннего кольца подшипника с гарантированным натягом.

$$\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} = 2,6; \quad \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = 0,6 \cdot \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + 0,4 = 0,6 \cdot 2,6 + 0,4 = 1,96 \quad (\text{см. табл. П8}).$$

Принимаем $\psi_{\sigma} = 0,15$; $\psi_{\tau} = 0,1$.

Осевой момент сопротивления определяется по формуле (4.10)

$$W = \frac{3,14 \cdot 40^3}{32} = 6280 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений определяется по формуле (4.9)

$$\sigma_v = \frac{128558}{6280} = 20,5 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = 0.$$

Полярный момент сопротивления

$$W_p = 2 \cdot W = 2 \cdot 6280 = 12560 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений определяется по формуле (4.11)

$$\tau_v = \frac{127801}{2 \cdot 12560} = 5,1 \text{ МПа};$$

$$s_{\sigma} = \frac{245}{2,6 \cdot 20,5} = 4,6;$$

$$s_{\tau} = \frac{142}{1,96 \cdot 5,1 + 0,1 \cdot 5,1} = 13,5;$$

$$s = \frac{4,6 \cdot 13,5}{\sqrt{4,6^2 + 13,5^2}} = 4,4 > [s].$$

Условие прочности выполняется

5.2 Привод с шевронным редуктором

Исходные данные для расчета.

Расчет выполняем по схеме 4 (см. табл.1.1).

В результате предварительного расчета получены следующие данные:

- вращающий (крутящий) момент на ведущем валу $T_1 = 149,617$ Н·м;
- вращающий (крутящий) момент на ведомом валу $T_2 = 431,028$ Н·м;
- частота вращения ведущего вала $n_1 = 426$ мин⁻¹;
- частота вращения ведомого вала $n_2 = 142$ мин⁻¹;
- нагрузка, действующая на ведомый вал от муфты $F_m = 2500$ Н;
- на выходной конец ведущего вала действует усилие от клиноременной передачи $F_{on} = 1607$ Н;
- диаметр делительной окружности шестерни $d_{\omega 1} = 72,7$ мм.

Определение усилий.

Схема нагружения валов представлена на рис. 5.4.

На шестерне 1 и колесе 2 шевронной передачи действуют: окружная сила $F_{t1} = F_{t2}$ и радиальная сила $F_{r1} = F_{r2}$. Эти усилия определяются по формулам (2.1) и (2.3).

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 149617}{72,7} = 4116 \text{ Н};$$

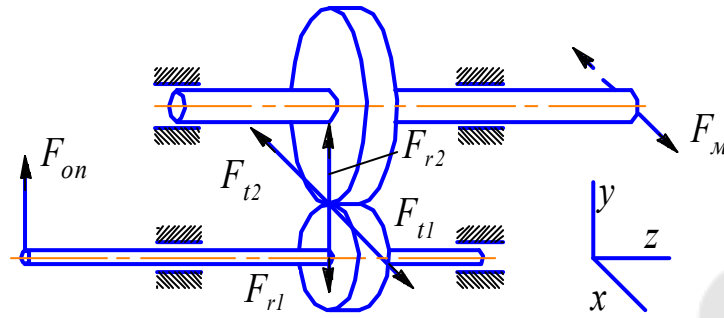


Рис. 5.4. Схема нагружения валов одноступенчатого шевронного редуктора

$$F_{r1} = \frac{4116 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 30^\circ} = 1730 \text{ Н};$$

$$F_{t2} = 4116 \text{ Н}; \quad F_{r2} = 1730 \text{ Н}.$$

В результате предварительного расчета валов и разработки компоновочного чертежа имеем:

- диаметр выходного конца ведущего вала $d_{e1} = 32$ мм;
- диаметр вала в зоне посадки подшипников $d_{n1} = 40$ мм;
- диаметр выходного конца ведомого вала $d_{e2} = 50$ мм;
- диаметр вала в зоне посадки подшипников $d_{n2} = 60$ мм;
- диаметр вала в зоне посадки зубчатого колеса $d_{к2} = 72$ мм;
- расстояния a, b, c, d, e, f (в мм) берутся из компоновочного чертежа.

Принимаем: радиальные роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами легкой серии 2208 для ведущего вала и шарикоподшипники средней серии 312 для ведомого вала.

Характеристика подшипников ([3], табл. 24.15 и 24.10):

2208 – $C = 41,8$ кН; $C_0 = 24,0$ кН;

312 – $C = 81,9$ кН; $C_0 = 48,0$ кН.

Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах ведущего вала и проверка долговечности подшипников.

Схема нагружения ведущего вала представлена на рисунке 5.5.

Определяем опорные реакции.

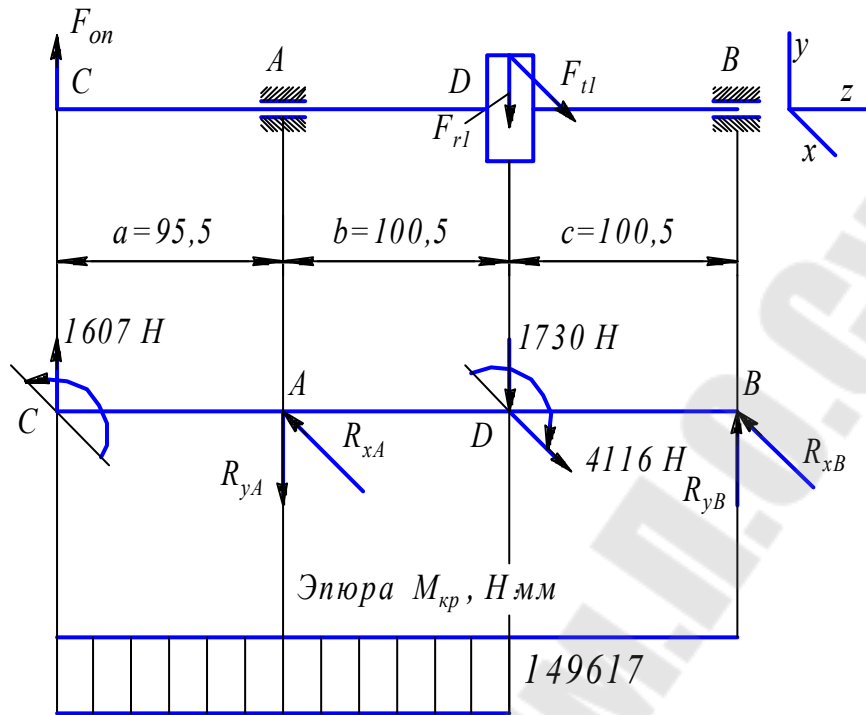


Рис. 5.5. Схема нагружения ведущего вала

Плоскость YOZ:

$$\sum M_A = 0; \quad F_{on} \cdot a + F_{r1} \cdot b - R_{yB} \cdot (b + c) = 0;$$

$$R_{yB} = \frac{F_{on} \cdot a + F_{r1} \cdot b}{b + c};$$

$$R_{yB} = \frac{1607 \cdot 95,5 + 1730 \cdot 100,5}{100,5 + 100,5} = 1628,5 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; \quad F_{on} \cdot (a + b + c) - F_{r1} \cdot c - R_{yA} \cdot (b + c) = 0;$$

$$R_{yA} = \frac{F_{on} \cdot (a + b + c) - F_{r1} \cdot c}{b + c};$$

$$R_{yA} = \frac{1607 \cdot (95,5 + 100,5 + 100,5) - 1730 \cdot 100,5}{100,5 + 100,5} = 1505,5 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum Y = 0; \quad F_{on} - R_{yA} - F_{r1} + R_{yB} = 0;$

$$1607 - 1505,5 - 1730 + 1628,5 = 0; \quad 0 = 0.$$

Плоскость XOZ: $\sum M_A = 0; F_{t1} \cdot b - R_{xB} \cdot (b + c) = 0;$

$$R_{xB} = \frac{F_{t1} \cdot b}{b + c}; R_{xB} = \frac{4116 \cdot 100,5}{100,5 + 100,5} = 2058 \text{ Н};$$

$\sum M_B = 0; -F_{t1} \cdot c + R_{xA} \cdot (b + c) = 0;$

$$R_{xA} = \frac{F_{t1} \cdot c}{b + c}; R_{xA} = \frac{4116 \cdot 100,5}{100,5 + 100,5} = 2058 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum X = 0; -R_{xA} + F_{t1} - R_{xB} = 0;$
 $-2058 + 4116 - 2058 = 0;$
 $0 = 0.$

Суммарные реакции

$$R_A = \sqrt{R_{xA}^2 + R_{yA}^2} = \sqrt{2058^2 + 1505,5^2} = 2550 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{xB}^2 + R_{yB}^2} = \sqrt{2058^2 + 1628,5^2} = 2624 \text{ Н}.$$

Номинальная долговечность подшипника L , млн. об., определяется по формуле (3.1).

Номинальная долговечность L_h , в часах, определяется по формуле (3.2).

Подбор подшипников осуществляем по наиболее нагруженной опоре.

Так как осевая нагрузка отсутствует, то эквивалентная нагрузка определяется по формуле (см. табл. П5):

$$P_g = VR_B \cdot K_\sigma \cdot K_T,$$

где $V = 1; K_\sigma = 1,3$ (см. табл. П3); $K_T = 1$ (см. табл. П4).

$$P_g = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 2624 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 3411 \text{ Н};$$

$$L = \left(\frac{41,8}{3,411} \right)^{10/3} = 4243 \text{ млн. об};$$

$$L_h = 0,6 \cdot \frac{10^6 \cdot 4243}{60 \cdot 426} = 99601 \text{ ч} > [L_h] = 10000 \text{ ч.}$$

Долговечность подшипников ведущего вала обеспечена.

Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах ведомого вала и проверка долговечности подшипников.

Расчетная схема нагружения ведомого вала представлена на рисунке 5.6.

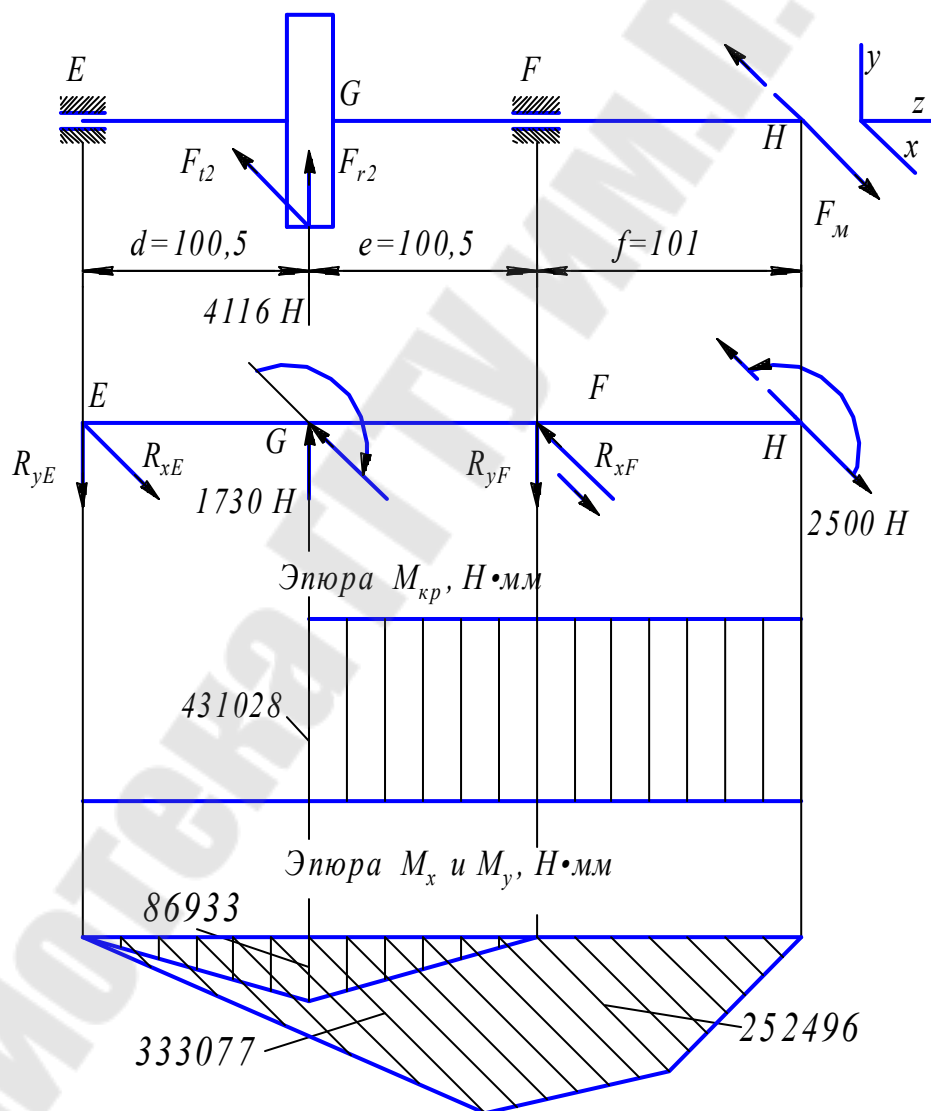


Рис. 5.6. Схема нагружения ведомого вала

Определяем опорные реакции.

Рассмотрим два случая.

Случай 1 – усилие F_m направлено противоположно усилию F_{t2} – для расчета вала.

$$\text{Плоскость YOZ: } \sum M_E = 0; \quad -F_{r2} \cdot d + R_{yF} \cdot (d + e) = 0;$$

$$R_{yF} = \frac{F_{r2} \cdot d}{d + e}; \quad R_{yF} = \frac{1730 \cdot 100,5}{100,5 + 100,5} = 865 \text{ Н};$$

$$\sum M_F = 0; \quad F_{r2} \cdot e - R_{yE} \cdot (d + e) = 0;$$

$$R_{yE} = \frac{F_{r2} \cdot e}{d + e}; \quad R_{yE} = \frac{1730 \cdot 100,5}{100,5 + 100,5} = 865 \text{ Н}.$$

$$\begin{aligned} \text{Проверка: } \sum Y = 0; \quad & -R_{yE} + F_{r2} - R_{yF} = 0; \\ & -865 + 1730 - 865 = 0; \\ & 0 = 0. \end{aligned}$$

Плоскость XOZ:

$$\sum M_E = 0; \quad -F_{t2} \cdot d + F_m \cdot (d + e + f) - R_{xF} \cdot (d + e) = 0;$$

$$R_{xF} = \frac{F_m \cdot (d + e + f) - F_{t2} \cdot d}{d + e};$$

$$R_{xF} = \frac{2500 \cdot (101 + 100,5 + 100,5) - 4116 \cdot 100,5}{100,5 + 100,5} = 1698,2 \text{ Н};$$

$$\sum M_F = 0; \quad F_{t2} \cdot e + F_m \cdot f - R_{xE} \cdot (d + e) = 0;$$

$$R_{xE} = \frac{F_{t2} \cdot e + F_m \cdot f}{d + e}; \quad R_{xE} = \frac{4116 \cdot 100,5 + 2500 \cdot 101}{100,5 + 100,5} = 3314,2 \text{ Н}.$$

$$\begin{aligned} \text{Проверка: } \sum Y = 0; \quad & R_{xE} - F_{t2} - R_{xF} + F_m = 0; \\ & 3314,2 - 4116 - 1698,2 + 2500 = 0; \\ & 0 = 0. \end{aligned}$$

Случай 2 – усилие F_M направлено в сторону F_{t2} – для подбора подшипников.

Плоскость YOZ:

$$R_{yE} = 865 \text{ Н}; \quad R_{yF} = 865 \text{ Н}.$$

Плоскость XOZ: $\sum M_E = 0;$
 $-F_{t2} \cdot d - F_M \cdot (d + e + f) + R_{xF} \cdot (d + e) = 0;$

$$R_{xF} = \frac{F_M \cdot (d + e + f) + F_{t2} \cdot d}{d + e};$$

$$R_{xF} = \frac{2500 \cdot (100,5 + 100,5 + 101) + 4116 \cdot 100,5}{100,5 + 100,5} = 5814,2 \text{ Н};$$

$$\sum M_F = 0; \quad F_{t2} \cdot e - F_M \cdot f - R_{xE} \cdot (d + e) = 0;$$

$$R_{xE} = \frac{F_{t2} \cdot e - F_M \cdot f}{d + e}; \quad R_{xE} = \frac{4116 \cdot 100,5 - 2500 \cdot 101}{100,5 + 100,5} = 801,8 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum Y = 0; \quad R_{xE} - F_{t2} + R_{xF} - F_M = 0;$
 $801,8 - 4116 + 5814,2 - 2500 = 0;$
 $0 = 0.$

Суммарные реакции (случай 2)

$$R_E = \sqrt{R_{xE}^2 + R_{yE}^2} = \sqrt{801,8^2 + 865^2} = 1179 \text{ Н};$$

$$R_F = \sqrt{R_{xF}^2 + R_{yF}^2} = \sqrt{5814,2^2 + 865^2} = 5878 \text{ Н}.$$

Эквивалентная нагрузка

$$P_3 = V \cdot R_F \cdot K_6 \cdot K_T;$$

$$P_3 = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 5878 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 7641 \text{ Н};$$

$$L = \left(\frac{81,9}{7,641} \right)^3 = 1231 \text{ млн. об};$$

$$L_h = 0,6 \cdot \frac{10^6 \cdot 1231}{60 \cdot 142} = 86690 \text{ ч} > [L_h] = 10000 \text{ ч}.$$

Долговечность подшипников ведомого вала обеспечена.

Проверка вала на выносливость (уточненный расчет).

Рассмотрим ведомый вал.

Определяем величины изгибающих моментов.

Вертикальная плоскость YOZ:

$$M_E^y = M_F^y = M_H^y = 0;$$

$$M_G^y = -R_{yE} \cdot d = -865 \cdot 100,5 = -86933 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Горизонтальная плоскость XOZ:

$$M_E^z = M_H^z = 0;$$

$$M_G^z = -R_{xE} \cdot d = -3314,2 \cdot 100,5 = -333077 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_F^z = -R_{xE} \cdot (d + e) + F_{t2} \cdot e = -3314,2 \cdot (100,5 + 100,5) + 4116 \cdot 100,5 = -252496 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Суммарный изгибающий момент в характерных точках:

$$M_{\Sigma F} = 252496 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{\Sigma G} = \sqrt{(M_G^y)^2 + (M_G^z)^2} = \sqrt{(-86933)^2 + (-333077)^2} = 344235 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Эпюры изгибающих и крутящих моментов представлены на рис. 5.6.

Прочность вала считается обеспеченной при условии (4.1).

Коэффициент запаса прочности в опасном сечении определяется по формуле (4.2).

Рассмотрим место установки зубчатого колеса G .

Материала вала – сталь 45 нормализованная:

$$\begin{aligned}\sigma_s &= 570 \text{ МПа}; \\ \sigma_{-1} &= 0,43 \cdot 570 = 245 \text{ МПа}; \\ \tau_{-1} &= 0,58 \cdot 245 = 142 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки:

$$\begin{aligned}k_\sigma &= 1,59; \quad k_\tau = 1,49 \text{ (см. табл. П7);} \\ \varepsilon_\sigma &= 0,759; \quad \varepsilon_\tau = 0,649 \text{ (см. табл. П9);} \\ \psi_\sigma &= 0,15; \quad \psi_\tau = 0,1.\end{aligned}$$

Момент сопротивления кручению определяется по формуле (4.8)

$$W_{k_{\text{нетто}}} = \frac{3,14 \cdot 72^3}{16} - \frac{20 \cdot 7,5 \cdot (72 - 7,5)^2}{2 \cdot 72} = 68916 \text{ мм}^3.$$

Момент сопротивления изгибу определяется по формуле (4.6)

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 72^3}{32} - \frac{20 \cdot 7,5 \cdot (72 - 7,5)^2}{2 \cdot 72} = 32291 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений определяется по формуле (4.7)

$$\tau_v = \frac{431028}{2 \cdot 68916} = 3,1 \text{ МПа}.$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба определяется по формуле (4.5)

$$\sigma_v = \frac{344235}{32291} = 10,7 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = 0;$$

$$s_\sigma = \frac{245}{\frac{1,59}{0,759} \cdot 10,7} = 10,9; \quad s_\tau = \frac{142}{\frac{1,49}{0,649} \cdot 3,1 + 0,1 \cdot 3,1} = 19,1;$$

$$s = \frac{10,9 \cdot 19,1}{\sqrt{10,9^2 + 19,1^2}} = 9,5 > [s].$$

Условие прочности выполняется.

Рассмотрим опору F .

Концентрация напряжений обусловлена посадкой внутреннего кольца подшипника с гарантированным натягом.

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3,3; \quad \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \cdot \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4 = 0,6 \cdot 3,3 + 0,4 = 2,38 \quad (\text{см. табл. П8}).$$

Принимаем $\psi_\sigma = 0,15$; $\psi_\tau = 0,1$.

Осевой момент сопротивления определяется по формуле (4.10)

$$W = \frac{3,14 \cdot 60^3}{32} = 21195 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений определяется по формуле (4.9)

$$\sigma_v = \frac{252496}{21195} = 11,9 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = 0;$$

Полярный момент сопротивления

$$W_p = 2 \cdot W = 2 \cdot 21195 = 42390 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений определяется по формуле (4.11)

$$\tau_v = \frac{431028}{2 \cdot 42390} = 5,1 \text{ МПа.}$$

$$s_\sigma = \frac{245}{3,3 \cdot 11,9} = 6,2;$$

$$s_\tau = \frac{142}{2,38 \cdot 5,1 + 0,1 \cdot 5,1} = 11,2;$$

$$s = \frac{6,2 \cdot 11,2}{\sqrt{6,2^2 + 11,2^2}} = 5,4 > [s].$$

Условие прочности выполняется.

5.3 Привод с коническим редуктором

Исходные данные для расчета.

Расчет выполняем по схеме 5 (см. табл.1.1).

В результате предварительного расчета получены следующие данные:

- вращающий (крутящий) момент на ведущем валу $T_1 = 76,410$ Н·м;
- вращающий (крутящий) момент на ведомом валу $T_2 = 290,486$ Н·м;
- частота вращения ведущего вала $n_1 = 968$ мин⁻¹;
- частота вращения ведомого вала $n_2 = 242$ мин⁻¹;
- нагрузка, действующая на ведущий вал от муфты $F_m = 670$ Н;
- на выходной конец ведомого вала действует усилие от цепной передачи $F_g = 2945$ Н;
- средний делительный диаметр шестерни $d_{m1} = 74,8$ мм.

Определение усилий.

Схема нагружения валов представлена на рис. 5.7.

На шестерне 1 и колесе 2 косозубой передачи действуют: окружная сила $F_{t1} = F_{t2}$, радиальная сила $F_{r1} = F_{a2}$ и осевая сила $F_{a1} = F_{r2}$. Эти усилия определяются по формулам (2.5), (2.8) и (2.9).

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 76410}{74,8} = 2043 \text{ Н;}$$

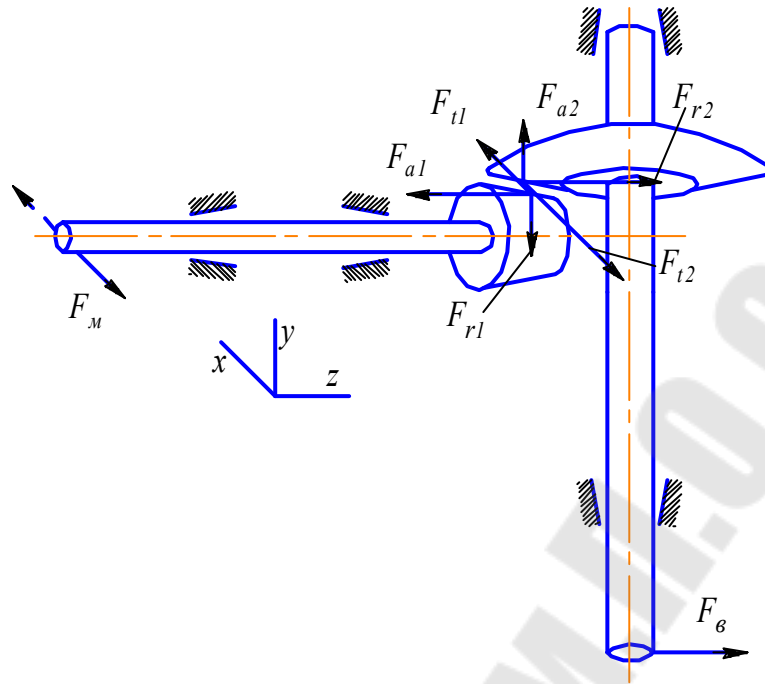


Рис. 5.7. Схема нагружения валов одноступенчатого конического редуктора

$$F_{r1} = F_{a2} = 2043 \cdot \frac{\sin 14^{\circ}02'10''}{\cos 27^{\circ}} \cdot (4 \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ} - \sin 27^{\circ}) = 557 \text{ Н};$$

$$F_{a1} = F_{r2} = 2043 \cdot \frac{\sin 14^{\circ}02'10''}{\cos 27^{\circ}} (\operatorname{tg} 20^{\circ} + \sin 27^{\circ}) = 455 \text{ Н}.$$

В результате предварительного расчета валов и разработки компоновочного чертежа имеем:

- диаметр выходного конца ведущего вала $d_{e1} = 32$ мм;
- диаметр вала в зоне посадки подшипников $d_{n1} = 45$ мм;
- диаметр выходного конца ведомого вала $d_{e2} = 40$ мм;
- диаметр вала в зоне посадки подшипников $d_{n2} = 50$ мм;
- диаметр вала в зоне посадки зубчатого колеса $d_{к2} = 60$ мм;
- расстояния a, b, c, d, e, f (в мм) берутся из компоновочного чертежа.

Для установки на валы принимаем роликоподшипники однорядные конические легкой серии: ведущего – 7209А, ведомого – 7210А.

Характеристика подшипников ([3], табл.24.16):

7209А – $C = 62,7$ кН; $C_0 = 50,0$ кН; $e = 0,4$;

7210А – $C = 70,4$ кН; $C_0 = 55,0$ кН; $e = 0,43$.

Подшипники установлены по схеме «враспор» (см. рис. 3.1).

Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах ведущего вала и проверка долговечности подшипников.

Схема нагружения ведущего вала представлена на рис. 5.8.

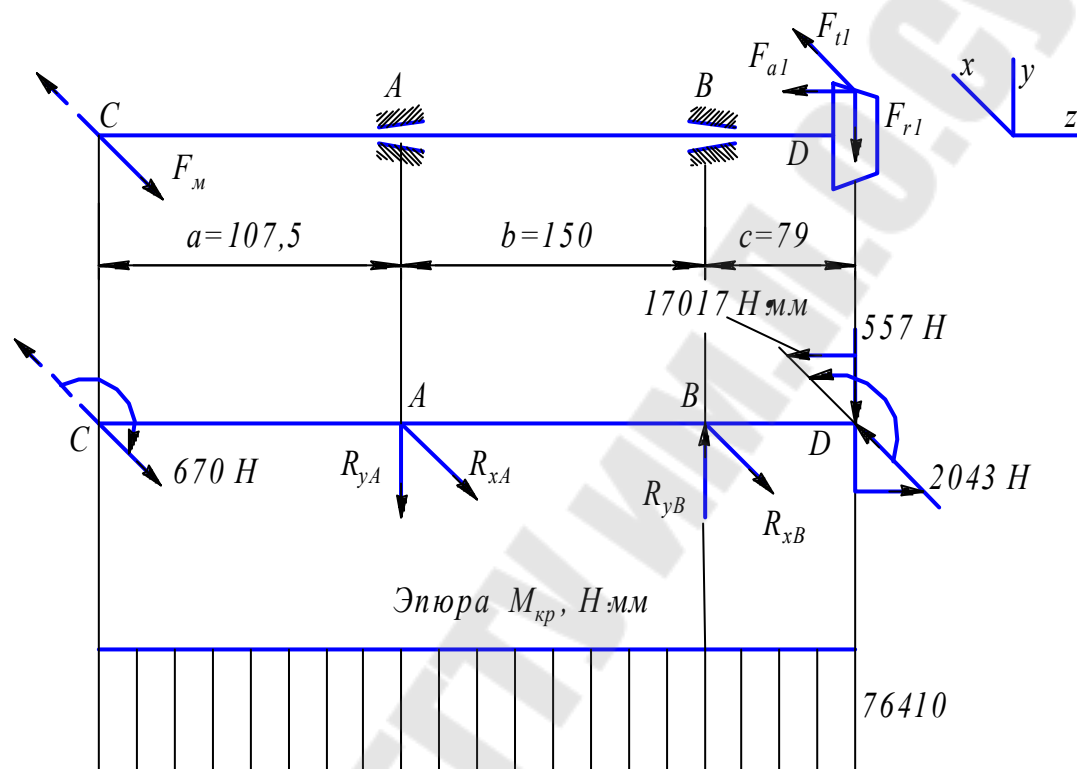


Рис. 5.8. Схема нагружения ведущего вала

Определяем опорные реакции.

Усилие F_m направлено в сторону F_{t1} .

Плоскость YOZ:

$$\sum M_A = 0; F_{r1} \cdot (b + c) - F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} - R_{yB} \cdot b = 0;$$

$$R_{yB} = \frac{F_{r1} \cdot (b + c) - F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2}}{b};$$

$$R_{yB} = \frac{557 \cdot (150 + 79) - 17017}{150} = 736,9 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; F_{r1} \cdot c - F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} - R_{yA} \cdot b = 0;$$

$$R_{yA} = \frac{F_{r1} \cdot c - F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2}}{b}; R_{yA} = \frac{557 \cdot 79 - 17017}{150} = 179,9 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum Y = 0; -R_{yA} + R_{yB} - F_{r1} = 0;$
 $-179,9 + 736,9 - 557 = 0;$
 $0 = 0.$

Плоскость XOZ:

$$\sum M_A = 0; F_M \cdot a - F_{t1} \cdot (b + c) + R_{xB} \cdot b = 0;$$

$$R_{xB} = \frac{F_{t1} \cdot (b + c) - F_M \cdot a}{b};$$

$$R_{xB} = \frac{2043 \cdot (150 + 79) - 670 \cdot 107,5}{150} = 2638,8 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0; F_M \cdot (a + b) - F_{t1} \cdot c - R_{xA} \cdot b = 0;$$

$$R_{xA} = \frac{-F_{t1} \cdot c + F_M \cdot (a + b)}{b};$$

$$R_{xA} = \frac{-2043 \cdot 79 + 670 \cdot (107,5 + 150)}{150} = 74,2 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum X = 0; -F_M + R_{xA} + R_{xB} - F_{t1} = 0;$
 $-670 + 74,2 + 2638,8 - 2043 = 0;$
 $0 = 0.$

Суммарные реакции

$$R_A = \sqrt{R_{xA}^2 + R_{yA}^2} = \sqrt{74,2^2 + 179,9^2} = 195 \text{ Н.}$$

$$R_B = \sqrt{R_{xB}^2 + R_{yB}^2} = \sqrt{2638,8^2 + 736,9^2} = 2740 \text{ Н.}$$

Осевые составляющие, действующие на подшипники определяются по формуле (3.5):

$$F_{sA} = 0,83 \cdot 0,4 \cdot 195 = 65 \text{ Н};$$

$$F_{sB} = 0,83 \cdot 0,4 \cdot 2740 = 910 \text{ Н}.$$

Так как $F_{sA} < F_{sB}$, $F_{ab} = F_a < F_{sB} - F_{sA} = 910 - 65 = 845 \text{ Н}$, то (см. табл. П6):

$$F_{aA} = F_{sB} - F_{ab} = 910 - 455 = 455 \text{ Н};$$

$$F_{aB} = F_{sB} = 910 \text{ Н}.$$

Подбор подшипников осуществляем по наиболее нагруженной опоре.

Номинальная долговечность подшипника L , млн. об., определяется по формуле (3.1).

Номинальная долговечность L_h , в часах, определяется по формуле (3.2).

Определяем отношение

$$\frac{F_{aB}}{V \cdot R_B} = \frac{910}{1 \cdot 2740} = 0,33 < e = 0,4.$$

Осевые силы при определении эквивалентной нагрузки не учитываем.

Так как осевая нагрузка не учитывается, то эквивалентная нагрузка определяется по формуле (см. табл. П5):

$$P_э = V \cdot R_B \cdot K_б \cdot K_T,$$

где $V = 1$; $K_б = 1,3$ (см. табл. П3); $K_T = 1$ (см. табл. П4).

$$P_э = 1 \cdot 2740 \cdot 1,3 \cdot 1 = 3562 \text{ Н};$$

$$L = \left(\frac{62,7}{3,562} \right)^{10/3} = 14188 \text{ млн.об.}$$

$$L_h = 0,7 \cdot \frac{10^6 \cdot 14188}{60 \cdot 968} = 170999 \text{ ч} > [L_h] = 10000 \text{ ч.}$$

Долговечность подшипников ведущего вала обеспечена.

Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах ведомого вала и проверка долговечности подшипников.

Расчетная схема нагружения ведомого вала представлена на рис. 5.9.

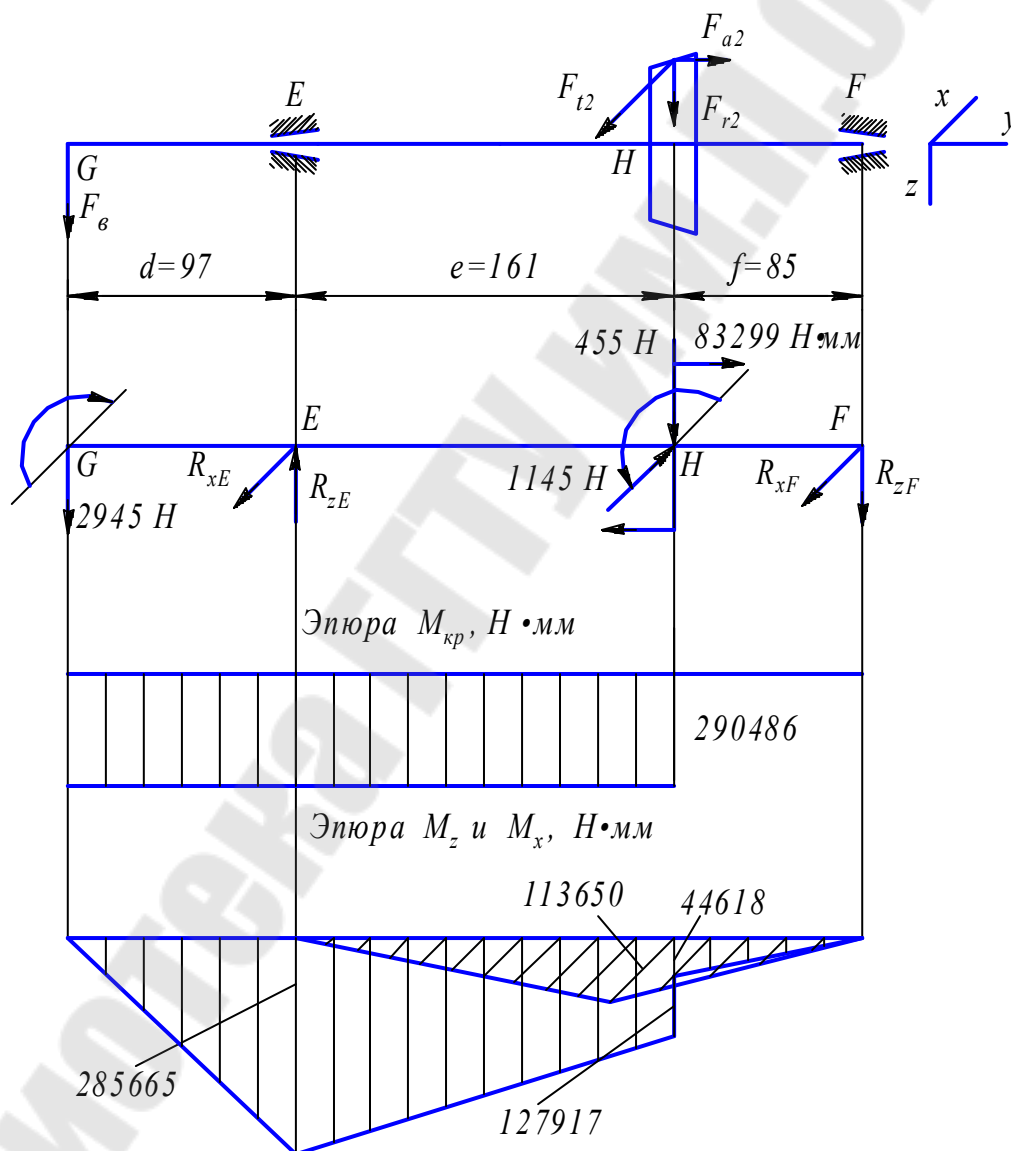


Рис. 5.9. Схема нагружения ведомого вала

Определяем опорные реакции.

Плоскость ZOY:

$$\sum M_E = 0; -F_6 \cdot d + F_{r2} \cdot e + F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + R_{zF} \cdot (e + f) = 0;$$

$$R_{zF} = \frac{F_6 \cdot d - F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} - F_{r2} \cdot e}{e + f};$$

$$R_{zF} = \frac{2945 \cdot 97 - 83299 - 455 \cdot 161}{161 + 85} = 524,8 \text{ Н};$$

$$\sum M_F = 0; -F_6 \cdot (d + e + f) - F_{r2} \cdot f + F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + R_{zE} \cdot (e + f) = 0;$$

$$R_{zE} = \frac{F_6 \cdot (d + e + f) - F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + F_{r2} \cdot f}{e + f};$$

$$R_{zE} = \frac{2945 \cdot (97 + 161 + 85) - 83299 + 455 \cdot 85}{161 + 85} = 3924,8 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum Z = 0; F_6 - R_{zE} + F_{r2} + R_{zF} = 0;$
 $2945 - 3924,8 + 455 + 524,8 = 0;$
 $0 = 0.$

Плоскость XOY:

$$\sum M_E = 0; -F_{t2} \cdot e + R_{xF} \cdot (e + f) = 0;$$

$$R_{xF} = \frac{F_{t2} \cdot e}{e + f}; R_{xF} = \frac{2043 \cdot 161}{161 + 85} = 1337,1 \text{ Н};$$

$$\sum M_F = 0; F_{t2} \cdot f - R_{xE} \cdot (e + f) = 0;$$

$$R_{xE} = \frac{F_{t2} \cdot f}{e + f}; R_{xE} = \frac{2043 \cdot 85}{161 + 85} = 705,9 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum X = 0; -R_{xE} + F_{t2} - R_{xF} = 0;$
 $-705,9 + 2043 + 1337,1 = 0;$
 $0 = 0.$

Суммарные реакции

$$R_E = \sqrt{R_{xE}^2 + R_{zE}^2} = \sqrt{705,9^2 + 3924,8^2} = 3988 \text{ Н};$$

$$R_F = \sqrt{R_{xF}^2 + R_{zF}^2} = \sqrt{1337,1^2 + 524,8^2} = 1436 \text{ Н}.$$

Осевые составляющие, действующие на подшипники

$$F_{sE} = 0,83 \cdot 0,43 \cdot 3988 = 1423 \text{ Н};$$

$$F_{sF} = 0,83 \cdot 0,43 \cdot 1436 = 513 \text{ Н}.$$

Так как $F_{sE} > F_{sF}$, $F_{ab} = F_{a2} > 0$, то $F_{aE} = F_{sE} = 1423 \text{ Н}$;

$$F_{aF} = F_{sE} + F_{a2} = 1423 + 557 = 1980 \text{ Н}.$$

Долговечность определяем для более нагруженной опоры.

$$\text{Отношение } \frac{F_{aE}}{V \cdot R_E} = \frac{1423}{1 \cdot 3988} = 0,36 < e = 0,43.$$

Осевые силы не учитываем.

Эквивалентная нагрузка

$$P_9 = 1 \cdot 3988 \cdot 1,3 \cdot 1 = 5184 \text{ Н};$$

$$L = \left(\frac{70,4}{5,184} \right)^{10/3} = 5975 \text{ млн.об.}$$

$$L_h = 0,7 \cdot \frac{10^6 \cdot 5975}{60 \cdot 242} = 288051 \text{ ч} > [L_h] = 10000 \text{ ч}.$$

Долговечность подшипников ведомого вала обеспечена.

Проверка вала на выносливость (уточненный расчет).

Рассмотрим ведомый вал.

Определяем величины изгибающих моментов.

Вертикальная плоскость ZOY:

$$M_G^e = M_F^e = 0;$$

$$M_E^e = -F_e \cdot d = -2945 \cdot 97 = -285665 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_H^{e(n)} = -F_e \cdot (d + e) + R_{zE} \cdot e = -2945 \cdot (97 + 161) + 3924,8 \cdot 161 = -127917 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_H^{e(n)} = M_H^{e(n)} + 83299 = -127917 + 83299 = -44618 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

Горизонтальная плоскость XOY:

$$M_G^z = M_E^z = M_F^z = 0;$$

$$M_H^z = -R_{xE} \cdot e = -705,9 \cdot 161 = -113650 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Суммарный изгибающий момент

$$M_{\Sigma E} = 285665 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{\Sigma H} = \sqrt{(M_H^{e(n)})^2 + (M_H^z)^2} = \sqrt{(-127917)^2 + (-113650)^2} = 171111 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Эпюры изгибающих и крутящих моментов представлены на рис. 5.9.

Рассмотрим место установки зубчатого колеса H .

Материала вала – сталь 45 нормализованная:

$$\sigma_e = 570 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 570 = 245 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 245 = 142 \text{ МПа}.$$

Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки:

$$k_\sigma = 1,59; \quad k_\tau = 1,49 \text{ (см. табл. П7);}$$

$$\varepsilon_\sigma = 0,79; \quad \varepsilon_\tau = 0,675; \text{ (см. табл. П9);}$$

$$\psi_\sigma = 0,15; \quad \psi_\tau = 0,1.$$

Момент сопротивления кручению

$$W_{k\text{ нетто}} = \frac{3,14 \cdot 60^3}{16} - \frac{18 \cdot 7 \cdot (60 - 7)^2}{2 \cdot 60} = 39441 \text{ мм}^3.$$

Момент сопротивления изгибу

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 60^3}{32} - \frac{18 \cdot 7 \cdot (60 - 7)^2}{2 \cdot 60} = 18246 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \frac{290486}{2 \cdot 39441} = 3,7 \text{ МПа.}$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба

$$\sigma_v = \frac{171111}{18246} = 9,4 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = 0;$$

$$s_\sigma = \frac{245}{\frac{1,59}{0,79} \cdot 9,4} = 12,9;$$

$$s_\tau = \frac{142}{\frac{1,49}{0,675} \cdot 3,7 + 0,1 \cdot 3,7} = 16,6;$$

$$s = \frac{12,9 \cdot 16,6}{\sqrt{12,9^2 + 16,6^2}} = 10,2 > [s].$$

Условие прочности выполняется.

Рассмотрим опору E .

Концентрация напряжений обусловлена посадкой внутреннего кольца подшипника с гарантированным натягом.

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3,2; \quad \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \cdot \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4 = 0,6 \cdot 3,2 + 0,4 = 2,32 \text{ (см. табл. П8).}$$

Принимаем $\psi_\sigma = 0,15$; $\psi_\tau = 0,1$.

Осевой момент сопротивления

$$W = \frac{3,14 \cdot 50^3}{32} = 12266 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_v = \frac{285665}{12266} = 23,3 \text{ МПа}; \sigma_m = 0.$$

Полярный момент сопротивления

$$W_p = 2W; W_p = 2 \cdot 12266 = 24532 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \frac{290486}{2 \cdot 24532} = 5,9 \text{ МПа};$$

$$s_\sigma = \frac{245}{3,2 \cdot 23,3} = 3,3; s_\tau = \frac{142}{2,32 \cdot 5,9 + 0,1 \cdot 5,9} = 9,9;$$

$$s = \frac{3,3 \cdot 9,9}{\sqrt{3,3^2 + 9,9^2}} = 3,1 > [s].$$

Условие прочности выполняется

5.4 Привод с червячным редуктором

Исходные данные для расчета.

Расчет выполняем по схеме 6 (см. табл.1.1).

В результате предварительного расчета получены следующие данные:

- вращающий (крутящий) момент на ведущем валу $T_1 = 36,244$ Н·м;
- вращающий (крутящий) момент на ведомом валу $T_2 = 419,981$ Н·м;
- частота вращения ведущего вала $n_1 = 1445$ мин⁻¹;
- частота вращения ведомого вала $n_2 = 96,3$ мин⁻¹;
- нагрузка, действующая на ведущий вал от муфты $F_m = 320$ Н;
- на выходной конец ведомого вала действует усилие от цепной передачи $F_6 = 3595$ Н;
- делительный диаметр червяка $d_1 = 80$ мм;
- диаметр окружности вершин червяка $d_{a1} = 100$ мм;
- диаметр окружности впадин червяка $d_{f1} = 56$ мм;
- делительный диаметр червячного колеса $d_2 = 300$ мм;
- модуль зацепления $m = 10$ мм.

Определение усилий.

Схема нагружения валов представлена на рис. 5.10.

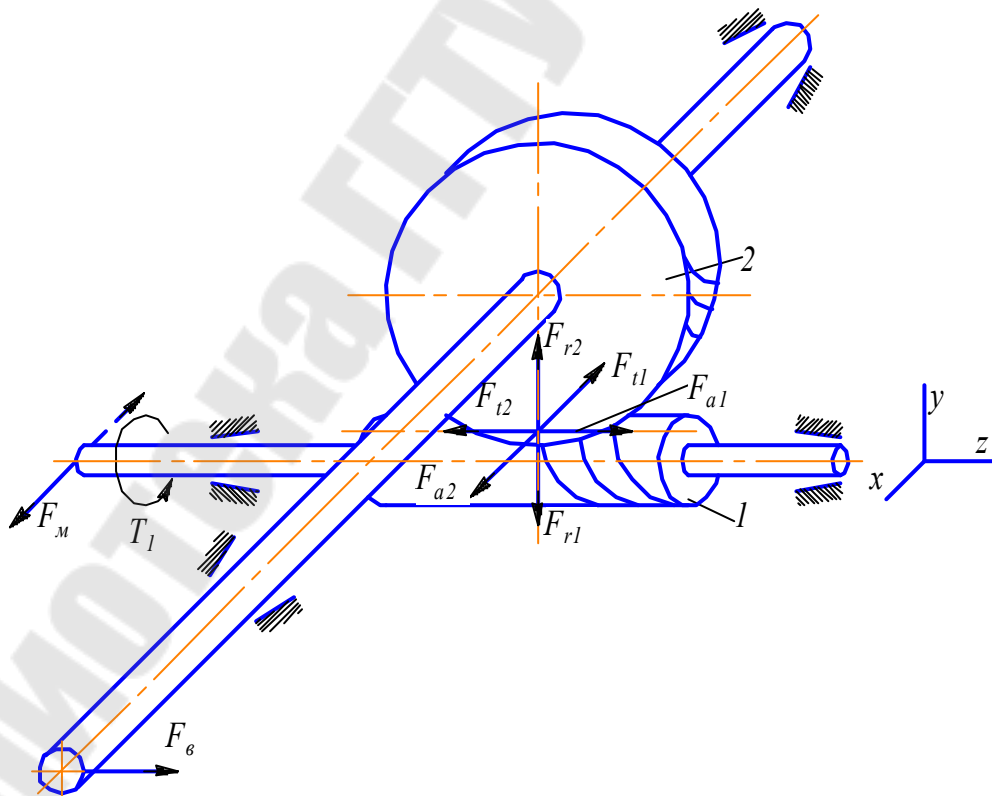


Рис. 5.10. Схема нагружения валов одноступенчатого червячного редуктора

На червяке 1 и червячном колесе 2 передачи действуют: окружная сила $F_{t1} = F_{a2}$, радиальная сила $F_{r1} = F_{r2}$ и осевая сила $F_{a1} = F_{t2}$. Эти усилия определяются по формулам (2.10), (2.11) и (2.12).

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot 36244}{80} = 906 \text{ Н};$$

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot 419981}{300} = 2800 \text{ Н};$$

$$F_{r1} = F_{r2} = 2800 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1019 \text{ Н}.$$

В результате предварительного расчета валов и разработки компоновочного чертежа имеем:

- диаметр выходного конца ведущего вала (червяка) $d_{e1} = 32$ мм;
- диаметр вала в зоне посадки подшипников $d_{n1} = 40$ мм;
- диаметр выходного конца ведомого вала $d_{e2} = 45$ мм;
- диаметр вала в зоне посадки подшипников $d_{n2} = 55$ мм;
- диаметр вала в зоне посадки зубчатого колеса $d_{к2} = 65$ мм;
- расстояния a, b, c, d, e, f (в мм) берутся из компоновочного чертежа.

Для установки на валы принимаем роликоподшипники однорядные конические средней серии для ведущего – 7308А; легкой серии для ведомого – 7211А.

Характеристика подшипников ([3], табл.24.16):

7308А – $C = 80,9$ кН; $C_0 = 56,0$ кН; $e = 0,35$;

7211А – $C = 84,2$ кН; $C_0 = 61,0$ кН; $e = 0,4$.

Подшипники установлены по схеме «враспор» (см. рис. 3.1).

Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах ведущего вала и проверка долговечности подшипников.

Схема нагружения ведущего вала (червяка) представлена на рис. 5.11.

Определяем опорные реакции.

Усилие F_m направлено в сторону F_{t1} .

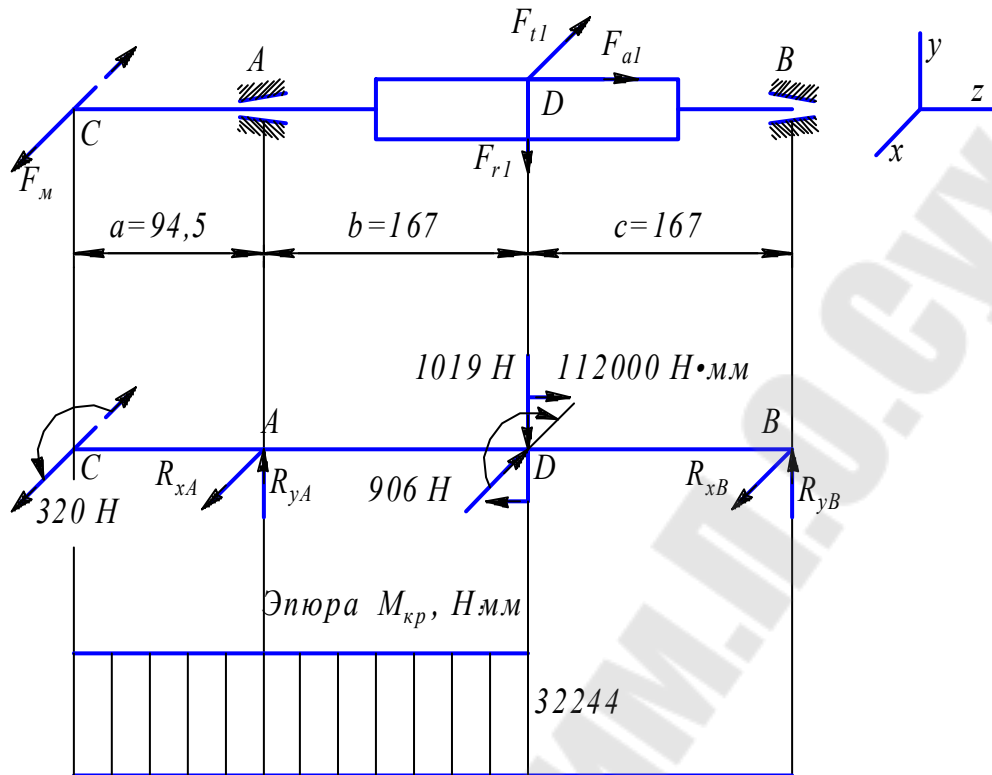


Рис. 5.11. Схема нагружения ведущего вала

Плоскость YOZ: $\sum M_A = 0; F_{r1} \cdot b + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - R_{yB} \cdot (b + c) = 0;$

$$R_{yB} = \frac{F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{r1} \cdot b}{b + c}; \quad R_{yB} = \frac{112000 + 1019 \cdot 167}{167 + 167} = 844,8 \text{ H};$$

$$\sum M_B = 0; \quad -F_{r1} \cdot c + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + R_{yA} \cdot (b + c) = 0;$$

$$R_{yA} = \frac{-F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{r1} \cdot c}{b + c}; \quad R_{yA} = \frac{-112000 + 1019 \cdot 167}{167 + 167} = 174,2 \text{ H};$$

Проверка: $\sum Y = 0; R_{yA} - F_{r1} + R_{yB} = 0;$
 $174,2 - 1019 + 844,8 = 0;$
 $0 = 0;$

Плоскость XOZ: $\sum M_A = 0; F_M \cdot a - F_{t1} \cdot b + R_{xB} \cdot (b + c) = 0$

$$R_{xB} = \frac{-F_m \cdot a + F_{t1} \cdot b}{b + c}; \quad R_{xB} = \frac{-320 \cdot 94,5 + 906 \cdot 167}{167 + 167} = 362,5 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; \quad F_m \cdot (a + b + c) + F_{t1} \cdot c - R_{xA} \cdot (b + c) = 0.$$

$$R_{xA} = \frac{F_m \cdot (a + b + c) + F_{t1} \cdot c}{b + c};$$

$$R_{xA} = \frac{320 \cdot (94,5 + 167 + 167) + 906 \cdot 167}{167 + 167} = 863,5 \text{ Н};$$

Проверка: $\sum X = 0$;

$$\begin{aligned} -F_m + R_{xA} - F_{t1} + R_{xB} &= 0; \\ -320 + 863,5 - 906 + 362,5 &= 0; \\ 0 &= 0. \end{aligned}$$

Суммарные реакции

$$R_A = \sqrt{R_{xA}^2 + R_{yA}^2} = \sqrt{863,5^2 + 174,2^2} = 881 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{xB}^2 + R_{yB}^2} = \sqrt{362,5^2 + 844,8^2} = 919 \text{ Н}.$$

Осевые составляющие, действующие на подшипники определяются по формуле (3.5):

$$F_{sA} = 0,83 \cdot 0,35 \cdot 881 = 256 \text{ Н};$$

$$F_{sB} = 0,83 \cdot 0,35 \cdot 919 = 267 \text{ Н}.$$

Так как $F_{sA} < F_{sB}$, $F_{ab} = F_{a1} = 2800 > F_{sB} - F_{sA} = 267 - 256 = 11 \text{ Н}$, то (см. табл. П6):

$$F_{aA} = F_{sA} = 256 \text{ Н};$$

$$F_{aB} = F_{sA} + F_{ab} = 256 + 2800 = 3056 \text{ Н}.$$

Подбор подшипников осуществляем по наиболее нагруженной опоре.

Номинальная долговечность подшипника L , млн. об., определяется по формуле (3.1).

Номинальная долговечность L_h , в часах, определяется по формуле (3.2).

Определяем отношение

$$\frac{F_{aB}}{V \cdot R_B} = \frac{3056}{1 \cdot 919} = 3,33 > e = 0,35.$$

Учитываем осевые силы при определении эквивалентной нагрузки.

Эквивалентная нагрузка определяется по формуле (3.3) с учетом сведений табл. П2 и П5:

$$P_9 = (0,4 \cdot V \cdot R_B + Y \cdot F_{aB}) \cdot K_\sigma \cdot K_T,$$

где $V = 1$; $Y = 1,7$; $K_\sigma = 1,3$ (см. табл. П3); $K_T = 1$ (см. табл. П4);

$$P_9 = (0,4 \cdot 1 \cdot 919 + 1,7 \cdot 3056) \cdot 1,3 \cdot 1 = 7232 \text{ Н};$$

$$L = \left(\frac{80,9}{7,232} \right)^{10/3} = 3131 \text{ млн.об.}$$

$$L_h = 0,7 \cdot \frac{10^6 \cdot 3131}{60 \cdot 1445} = 25279 \text{ ч} > [L_h] = 5000 \text{ ч.}$$

Долговечность подшипников ведущего вала обеспечена.

Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах ведомого вала и проверка долговечности подшипников.

Расчетная схема нагружения ведомого вала представлена на рис. 5.12.

Определяем опорные реакции.

$$\text{Плоскость YOX: } \sum M_E = 0; \quad -F_{r2} \cdot d - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + R_{yF} \cdot (d + e) = 0;$$

$$R_{yF} = \frac{F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{r2} \cdot d}{d + e};$$

$$R_{yF} = \frac{135900 + 1019 \cdot 66}{66 + 66} = 1539 \text{ Н};$$

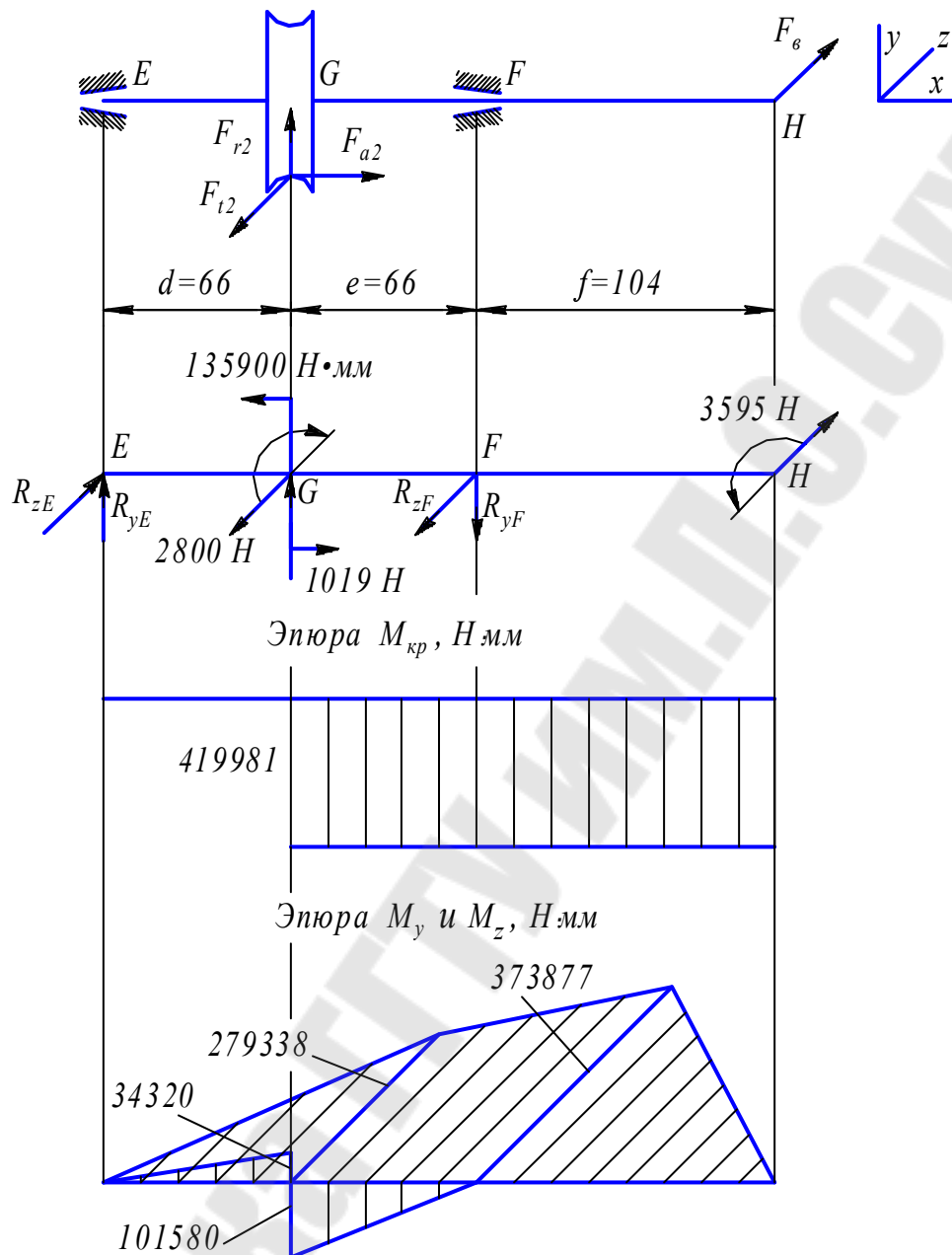


Рис. 5.12. Схема нагружения ведомого вала

$$\sum M_F = 0; \quad F_{r2} \cdot e - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + R_{yE} \cdot (d + e) = 0;$$

$$R_{yE} = \frac{F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{r2} \cdot e}{d + e}; \quad R_{yE} = \frac{135900 - 1019 \cdot 66}{66 + 66} = 520 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum Y = 0; \quad R_{yE} + F_{r2} - R_{yF} = 0;$
 $520 + 1019 - 1539 = 0; \quad 0 = 0.$

Плоскость XOZ:

$$\sum M_E = 0; \quad F_{t2} \cdot d - F_6 \cdot (d + e + f) + R_{zF} \cdot (d + e) = 0;$$

$$R_{zF} = \frac{-F_{t2} \cdot d + F_6 \cdot (d + e + f)}{d + e};$$
$$R_{zF} = \frac{-2800 \cdot 66 + 3595 \cdot (66 + 66 + 104)}{66 + 66} = 5027,4 \text{ Н};$$

$$\sum M_F = 0; \quad -F_{t2} \cdot e - F_6 \cdot f + R_{zE} \cdot (d + e) = 0;$$
$$R_{zE} = \frac{F_6 \cdot f + F_{t2} \cdot e}{d + e}; \quad R_{zE} = \frac{3595 \cdot 104 + 2800 \cdot 66}{66 + 66} = 4232,4 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum Z = 0; \quad R_{zE} - F_{t2} - R_{zF} + F_6 = 0;$

$$4232,4 - 2800 - 5027,4 + 3595 = 0;$$
$$0 = 0;$$

Суммарные реакции

$$R_E = \sqrt{R_{zE}^2 + R_{yE}^2} = \sqrt{4232,4^2 + 520^2} = 4264 \text{ Н};$$

$$R_F = \sqrt{R_{zF}^2 + R_{yF}^2} = \sqrt{5027,4^2 + 1539^2} = 5258 \text{ Н}.$$

Осевые составляющие радиальных реакций подшипника

$$F_{sE} = 0,83 \cdot 0,4 \cdot 4264 = 1416 \text{ Н};$$

$$F_{sF} = 0,83 \cdot 0,4 \cdot 5258 = 1746 \text{ Н}.$$

Так как $F_{sE} < F_{sF}$, $F_{ab} = F_{a2} = 906 > F_{sF} - F_{sE} = 1746 - 1416 = 330$ Н, то (см. табл. П6):

$$F_{aE} = F_{sE} = 1416 \text{ Н};$$
$$F_{aF} = F_{sE} + F_{ab} = 1416 + 906 = 2322 \text{ Н}.$$

Подбор подшипников осуществляем по наиболее нагруженной опоре.

Номинальная долговечность подшипника L , млн. об., определяется по формуле (3.1).

Номинальная долговечность L_h , в часах, определяется по формуле (3.2).

Определяем отношение

$$\frac{F_{aF}}{V \cdot R_F} = \frac{2322}{1 \cdot 5258} = 0,44 > e = 0,4.$$

Эквивалентная нагрузка определяется по формуле (3.3) с учетом сведений табл. П2 и П5:

$$P_9 = (0,4 \cdot V \cdot R_F + Y \cdot F_{aF}) \cdot K_\sigma \cdot K_T,$$

где $V = 1$; $Y = 1,5$; $K_\sigma = 1,3$ (см. табл. П3); $K_T = 1$ (см. табл. П4);

$$P_9 = (0,4 \cdot 1 \cdot 5258 + 1,5 \cdot 2322) \cdot 1,3 \cdot 1 = 7262 \text{ Н};$$

$$L = \left(\frac{84,2}{7,262} \right)^{10/3} = 3528 \text{ млн.об};$$

$$L_h = 0,7 \cdot \frac{10^6 \cdot 3528}{60 \cdot 96,3} = 427414 \text{ ч} > [L_h] = 5000 \text{ ч}.$$

Долговечность подшипников ведомого вала.

Проверка вала на выносливость (уточненный расчет).

Червячный вал проверять на прочность не следует, так как размеры его поперечных сечений, принятые при конструировании после расчета геометрических характеристик, значительно превосходят те, которые могли быть получены расчетом на кручение.

Проверим стрелу прогиба червяка.

Приведенный момент инерции поперечного сечения червяка определяется по формуле ([5], с.383)

$$J_{np} = \frac{\pi \cdot d_{f1}^4}{64} \cdot \left(0,375 + 0,625 \cdot \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right);$$

$$J_{np} = \frac{3,14 \cdot 56^4}{64} \cdot \left(0,375 + 0,625 \cdot \frac{100}{56} \right) = 71,9 \cdot 10^4 \text{ мм}^4.$$

Стрела прогиба определяется по формуле ([5], с.383)

$$f = \frac{l_1^3 \cdot \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48 \cdot E \cdot J_{np}}.$$

Здесь E – модуль упругости, МПа; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; l_1 – величина берется из компоновочного чертежа, мм; $l_1 = 334$ мм;

$$f = \frac{344^3 \cdot \sqrt{906^2 + 1019^2}}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 71,9 \cdot 10^4} = 0,0077 \text{ мм.}$$

Допускаемый прогиб ([5], с. 383)

$$[f] = (0,005 \dots 0,01) \cdot m;$$

$$[f] = (0,005 \dots 0,01) \cdot 10 = 0,05 \dots 0,1 \text{ мм.}$$

Таким образом, жесткость обеспечена, так как

$$f = 0,0077 < [f].$$

Рассмотрим ведомый вал.

Определяем величины изгибающих моментов и строим эпюры.

Вертикальная плоскость YOX:

$$M_E^e = M_F^e = M_H^e = 0;$$

$$M_G^{e(l)} = R_{yE} \cdot d = 520 \cdot 66 = 34320 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_G^{e(n)} = R_{yE} \cdot d - 77520 = 34320 - 135900 = -101580 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Горизонтальная плоскость XOZ:

$$M_E^z = M_H^z = 0;$$

$$M_G^z = R_{zE} \cdot d = 4232,4 \cdot 66 = 279338 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_F^z = R_{zE} \cdot (d + e) - F_{t2} \cdot e = 4232,4 \cdot (66 + 66) - 2800 \cdot 66 = 373877 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Суммарный изгибающий момент

$$M_{\Sigma F} = 373877 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{\Sigma G} = \sqrt{(M_G^{e(n)})^2 + (M_G^z)^2} = \sqrt{(-101580)^2 + 279338^2} = 297234 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Рассмотрим место установки червячного колеса G .

Материала вала – сталь 45 нормализованная:

$$\sigma_s = 570 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 570 = 245 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 245 = 142 \text{ МПа}.$$

Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки:

$$k_\sigma = 1,59; \quad k_\tau = 1,49 \text{ (см. табл. П7);}$$

$$\varepsilon_\sigma = 0,775; \quad \varepsilon_\tau = 0,663 \text{ (см. табл. П9);}$$

$$\psi_\sigma = 0,15; \quad \psi_\tau = 0,1.$$

Момент сопротивления кручению

$$W_{k \text{ нетто}} = \frac{3,14 \cdot 65^3}{16} - \frac{18 \cdot 7 \cdot (65 - 7)^2}{2 \cdot 65} = 50635 \text{ мм}^3.$$

Момент сопротивления изгибу

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 65^3}{32} - \frac{18 \cdot 7 \cdot (65 - 7)^2}{2 \cdot 65} = 23687 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \frac{419981}{2 \cdot 50635} = 4,1 \text{ МПа.}$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба

$$\sigma_v = \frac{297234}{23687} = 12,5 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = 906 / (3,14 \cdot 65^2 / 4) = 0,27 \text{ МПа};$$

$$s_\sigma = \frac{245}{\frac{1,59}{0,755} \cdot 12,5 + 0,15 \cdot 0,27} = 9,3;$$

$$s_\tau = \frac{142}{\frac{1,49}{0,663} \cdot 4,1 + 0,1 \cdot 4,1} = 14,8;$$

$$s = \frac{9,3 \cdot 14,8}{\sqrt{9,3^2 + 14,8^2}} = 7,8 > [s].$$

Условие прочности выполняется.

Рассмотрим опору F .

Концентрация напряжений обусловлена посадкой внутреннего кольца подшипника с гарантированным натягом.

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3,3; \quad \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \cdot \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4 = 0,6 \cdot 3,3 + 0,4 = 2,38 \quad (\text{см. табл. П8}).$$

Принимаем $\psi_\sigma = 0,15$; $\psi_\tau = 0,1$.

Осевой момент сопротивления

$$W = \frac{3,14 \cdot 55^3}{32} = 16326 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_v = \frac{373877}{16326} = 22,9 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = 906 / (3,14 \cdot 55^2 / 4) = 0,38.$$

Полярный момент сопротивления

$$W_p = 2 \cdot 16326 = 32652 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \frac{419981}{2 \cdot 32652} = 6,4 \text{ МПа};$$

$$s_\sigma = \frac{245}{3,3 \cdot 22,9 + 0,15 \cdot 0,38} = 3,2;$$

$$s_\tau = \frac{142}{2,38 \cdot 6,4 + 0,1 \cdot 6,4} = 8,9;$$

$$s = \frac{3,2 \cdot 8,9}{\sqrt{3,2^2 + 8,9^2}} = 3,0 > [s].$$

Условие прочности выполняется.

5.5 Привод с коническо–цилиндрическим редуктором

Исходные данные для расчета.

Расчет выполняем по схеме 11 (см. табл.1.1).

В результате предварительного расчета получены следующие данные:

– вращающий (крутящий) момент на ведущем валу $T_1 = 33,019$ Н·м;

– вращающий момент на промежуточном валу $T_2 = 101,735$ Н·м;

– вращающий момент на ведомом валу $T_3 = 395,891$ Н·м;

– частота вращения ведущего вала $n_1 = 1445$ мин⁻¹;

– частота вращения промежуточного вала $n_2 = 445,7$ мин⁻¹;

– частота вращения ведомого вала $n_3 = 110$ мин⁻¹;

- нагрузка, действующая на ведущий вал от муфты $F_M = 290$ Н;
- на выходной конец ведомого вала действует усилие от цепной передачи $F_6 = 3426$ Н;
- средний делительный диаметр шестерни $d_{m1} = 57,7$ мм;
- средний делительный диаметр колеса $d_{m2} = 186,3$ мм;
- углы делительных конусов шестерни 1 и колеса 2:
 $\delta_1 = 17^\circ 13' 03''$; $\delta_2 = 72^\circ 46' 57''$;
- диаметр делительной окружности шестерни $d_{\omega 3} = 72,5$ мм;
- диаметр делительной окружности колеса $d_{\omega 4} = 295$ мм.

Определение усилий.

Схема нагружения валов представлена на рис. 5.13.

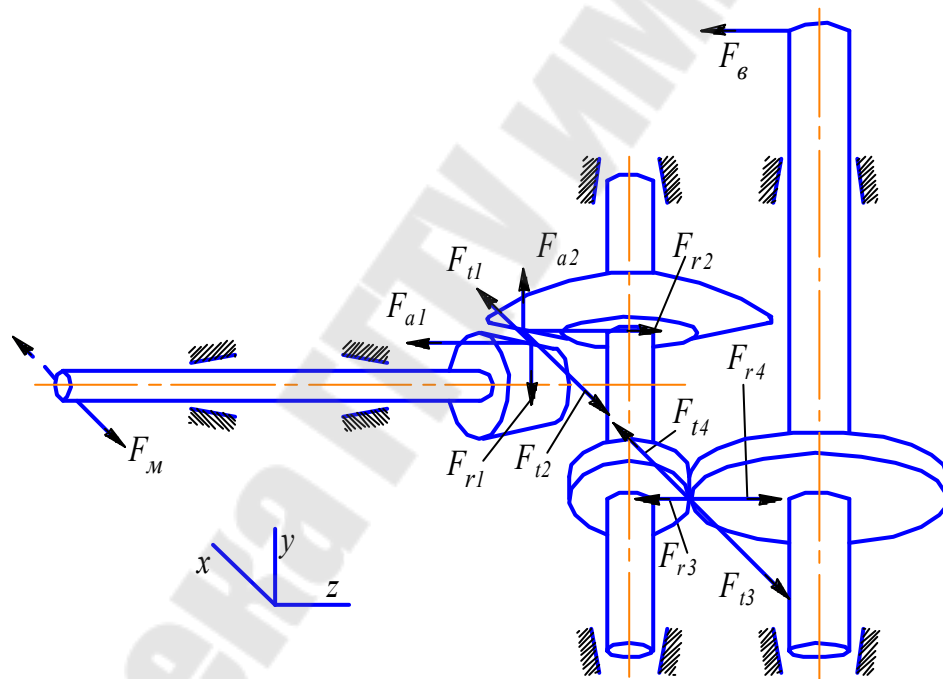


Рис. 5.13. Схема нагружения валов коническо-цилиндрического редуктора

На зубчатые колеса конической косозубой передачи действуют: окружная сила $F_{t1} = F_{t2}$, радиальная сила $F_{r1} = F_{a2}$ и осевая сила $F_{a1} = F_{r2}$. Эти усилия определяются по формулам (2.5), (2.8) и (2.9).

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 33019}{57,7} = 1145 \text{ Н};$$

$$F_{r1} = F_{a2} = 1145 \cdot \frac{\sin 17^{\circ}13'03''}{\cos 25^{\circ}} (3,227 \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ} - \sin 25^{\circ}) = 281 \text{ Н};$$

$$F_{a1} = F_{r2} = 1145 \cdot \frac{\sin 17^{\circ}13'03''}{\cos 25^{\circ}} (\operatorname{tg} 20^{\circ} + \sin 25^{\circ}) = 294 \text{ Н}.$$

На шестерне 3 и колесе 4 прямоугольной цилиндрической передачи действуют: окружная сила $F_{t3} = F_{t4}$ и радиальная сила $F_{r3} = F_{r4}$. Эти усилия определяются по формулам (2.1) и (2.2).

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot 101735}{72,5} = 2806 \text{ Н};$$

$$F_{r3} = 2806 \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ} = 1021 \text{ Н};$$

$$F_{t4} = 2806 \text{ Н}; \quad F_{r4} = 1021 \text{ Н}.$$

В результате предварительного расчета валов и разработки компоновочного чертежа имеем:

- диаметр выходного конца ведущего вала $d_{e1} = 32$ мм;
- диаметр вала в зоне посадки подшипников $d_{n1} = 45$ мм;
- диаметр вала в зоне посадки шестерни и зубчатого конического колеса (промежуточный вал) $d_{np2} = 38$ мм;
- диаметр вала в зоне посадки подшипников (промежуточный вал) $d_{n2} = 35$ мм;
- диаметр выходного конца ведомого вала $d_{e3} = 48$ мм;
- диаметр вала в зоне посадки подшипников $d_{n3} = 60$ мм;
- диаметр вала в зоне посадки зубчатого колеса $d_{к3} = 72$ мм;
- расстояния $a, b, c, d, e, f, g, h, l$ (в мм) берутся из компоновочного чертежа.

Для установки на валы принимаем роликоподшипники однорядные конические легкой серии: ведущего – 7209А, промежуточного – 7207А.

Характеристика подшипников ([3], табл.24.16):

7209А – $C = 62,7$ кН; $C_0 = 50,0$ кН; $e = 0,4$;

7207А – $C = 48,4$ кН; $C_0 = 32,5$ кН; $e = 0,37$.

Подшипники установлены по схеме «враспор» (см. рис. 3.1).

Для установки на ведомый вал принимаем радиальные шариковые подшипники средней серии: 312.

Характеристика подшипников ([3], табл. 24.10):

312 – $C = 81,9$ кН; $C_0 = 48,0$ кН.

Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах ведущего вала и проверка долговечности подшипников.

Схема нагружения ведущего вала представлена на рис. 5.14.

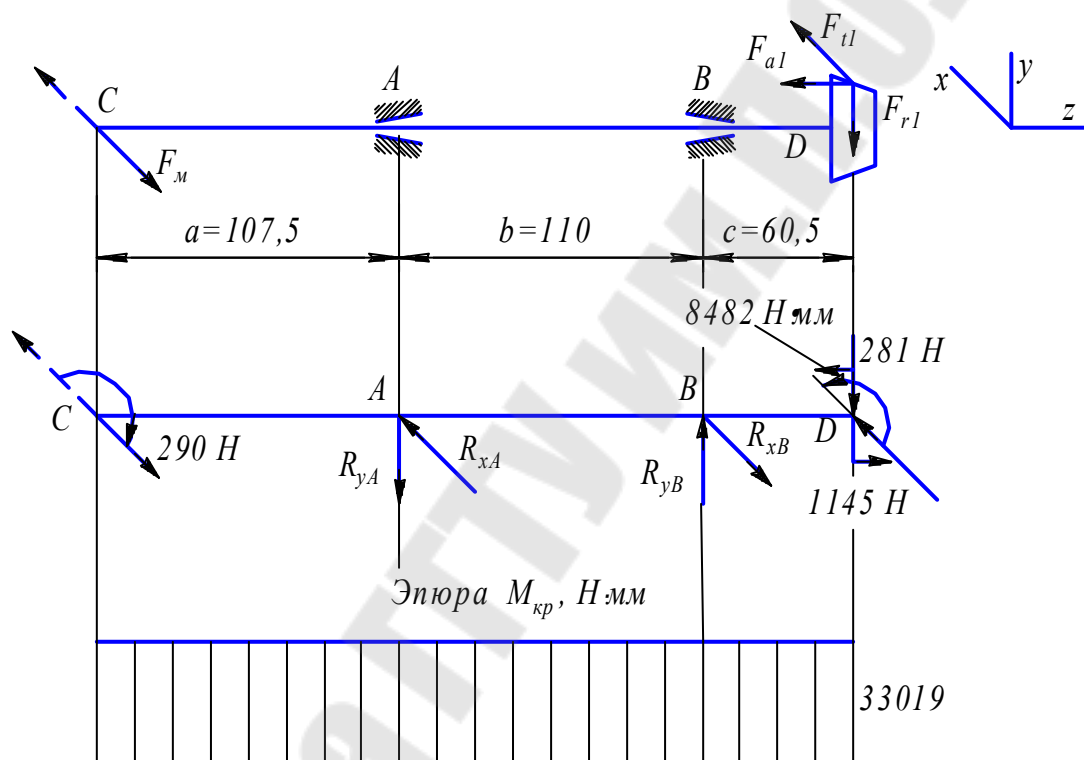


Рис. 5.14. Схема нагружения ведущего вала

Определяем опорные реакции.

Усилие F_M направлено в сторону F_{t1} .

Плоскость YOZ:

$$\sum M_A = 0; F_{r1} \cdot (b + c) - F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} - R_{yB} \cdot b = 0;$$

$$R_{yB} = \frac{F_{r1} \cdot (b + c) - F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2}}{b};$$

$$R_{yB} = \frac{281 \cdot (110 + 60,5) - 8482}{110} = 358,4 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; F_{r1} \cdot c - F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} - R_{yA} \cdot b = 0;$$

$$R_{yA} = \frac{F_{r1} \cdot c - F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2}}{b}; R_{yA} = \frac{281 \cdot 60,5 - 8482}{110} = 77,4 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum Y = 0; -R_{yA} + R_{yB} - F_{r1} = 0;$
 $-77,4 + 358,4 - 281 = 0; 0 = 0.$

Плоскость XOZ: $\sum M_A = 0; F_M \cdot a - F_{t1} \cdot (b + c) + R_{xB} \cdot b = 0;$

$$R_{xB} = \frac{F_{t1} \cdot (b + c) - F_M \cdot a}{b};$$

$$R_{xB} = \frac{1145 \cdot (110 + 60,5) - 290 \cdot 107,5}{110} = 1491,3 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; F_M \cdot (a + b) - F_{t1} \cdot c + R_{xA} \cdot b = 0;$$

$$R_{xA} = \frac{-F_M \cdot (a + b) + F_{t1} \cdot c}{b};$$

$$R_{xA} = \frac{-290 \cdot (107,5 + 110) + 1145 \cdot 60,5}{110} = 56,3 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum X = 0; F_M + R_{xA} - R_{xB} + F_{t1} = 0;$
 $290 + 56,3 - 1491,3 + 1145 = 0; 0 = 0.$

Опорные реакции определены верно.

Суммарные реакции

$$R_A = \sqrt{R_{xA}^2 + R_{yA}^2} = \sqrt{56,3^2 + 77,4^2} = 96 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{xB}^2 + R_{yB}^2} = \sqrt{1491,3^2 + 358,4^2} = 1534 \text{ Н}.$$

Осевые составляющие, действующие на подшипники:

$$F_{sA} = 0,83 \cdot 0,4 \cdot 96 = 32 \text{ Н};$$

$$F_{sB} = 0,83 \cdot 0,4 \cdot 1534 = 509 \text{ Н}.$$

Так как $F_{sA} < F_{sB}$, $F_{ab} = F_{a1} = 294 < F_{sB} - F_{sA} = 509 - 32 = 477$ Н,
то

$$F_{aA} = F_{sB} - F_{ab} = 509 - 294 = 215 \text{ Н};$$

$$F_{aB} = F_{sB} = 509 \text{ Н}.$$

Подбор подшипников осуществляем по наиболее нагруженной опоре.

Номинальная долговечность подшипника L , млн. об., определяется по формуле (3.1).

Номинальная долговечность L_h , в часах, определяется по формуле (3.2).

Определяем отношение

$$\frac{F_{aB}}{V \cdot R_B} = \frac{509}{1 \cdot 1534} = 0,33 < e = 0,4.$$

Осевые силы при определении эквивалентной нагрузки не учитываем.

Так как осевая нагрузка не учитывается, то эквивалентная нагрузка определяется по формуле (см. табл. П5):

$$P_{\text{э}} = V \cdot R_B \cdot K_{\sigma} \cdot K_T,$$

где $V = 1$; $K_{\sigma} = 1,3$ (см. табл. П3); $K_T = 1$ (см. табл. П4).

$$P_{\text{э}} = 1 \cdot 1534 \cdot 1,3 \cdot 1 = 1994 \text{ Н};$$

$$L = \left(\frac{62,7}{1,994} \right)^{10/3} = 98130 \text{ млн. об.}$$

$$L_h = 0,7 \cdot \frac{10^6 \cdot 98130}{60 \cdot 1445} = 792284 \text{ ч} > [L_h] = 12500 \text{ ч}.$$

Долговечность подшипников ведущего вала обеспечена.

Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах промежуточного вала и проверка долговечности подшипников.

Расчетная схема нагружения промежуточного вала представлена на рис. 5.15.

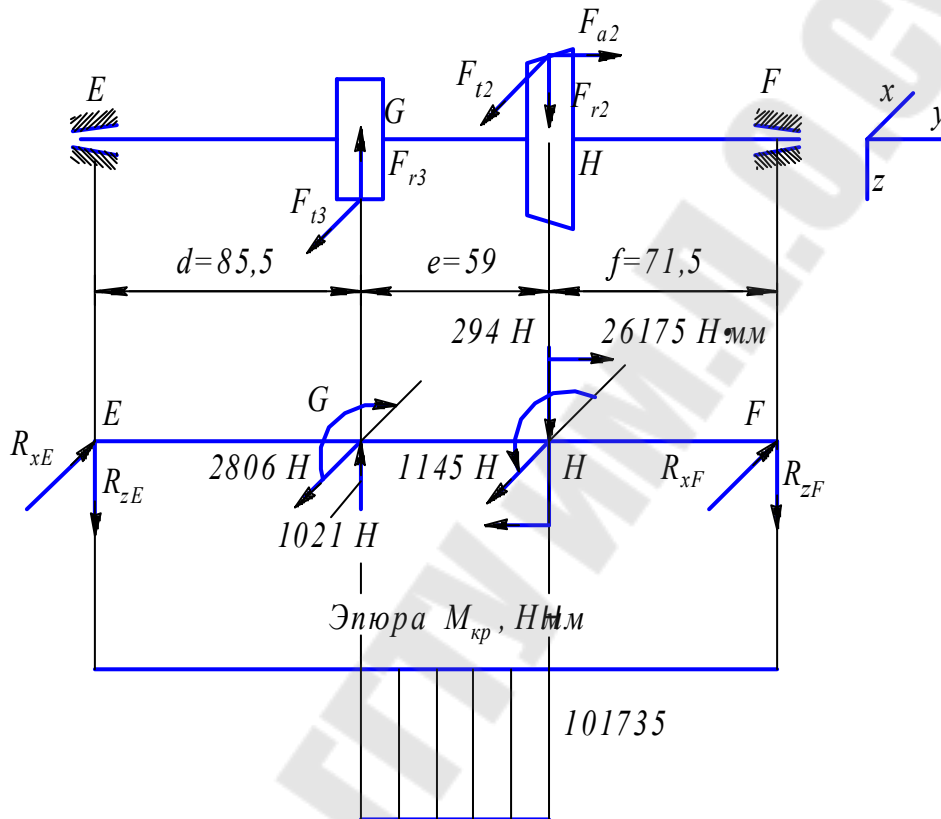


Рис. 5.15. Схема нагружения промежуточного вала

Определяем опорные реакции.

Плоскость YOZ:

$$\sum M_E = 0; -F_{r3} \cdot d + F_{r2} \cdot (d + e) + F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + R_{zF} \cdot (d + e + f) = 0;$$

$$R_{zF} = \frac{F_{r3} \cdot d - F_{r2} \cdot (d + e) - 26175}{d + e + f};$$

$$R_{zF} = \frac{1021 \cdot 85,5 - 294 \cdot (85,5 + 59) - 26175}{85,5 + 59 + 71,5} = 86,3 \text{ Н};$$

$$\sum M_F = 0; F_{r3} \cdot (e + f) - F_{r2} \cdot f + F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} - R_{zE} \cdot (d + e + f) = 0;$$

$$R_{zE} = \frac{F_{r3} \cdot (e + f) + 26175 - F_{r2} \cdot f}{d + e + f};$$

$$R_{zE} = \frac{1021 \cdot (59 + 71,5) + 26175 - 294 \cdot 71,5}{85,5 + 59 + 71,5} = 640,7 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum Z = 0; R_{zE} - F_{r3} + F_{r2} + R_{zF} = 0;$
 $640,7 - 1021 + 294 + 86,3 = 0; 0=0.$

Плоскость XOZ:

$$\sum M_E = 0; F_{t3} \cdot d + F_{t2} \cdot (d + e) - R_{xF} \cdot (d + e + f) = 0;$$

$$R_{xF} = \frac{F_{t3} \cdot d + F_{t2} \cdot (d + e)}{d + e + f};$$

$$R_{xF} = \frac{2806 \cdot 85,5 + 1145 \cdot (85,5 + 59)}{85,5 + 59 + 71,5} = 1876,7 \text{ Н};$$

$$\sum M_F = 0; -F_{t3} \cdot (e + f) - F_{t2} \cdot f + R_{xE} \cdot (d + e + f) = 0;$$

$$R_{xE} = \frac{F_{t3} \cdot (e + f) + F_{t2} \cdot f}{d + e + f};$$

$$R_{xE} = \frac{2806 \cdot (59 + 71,5) + 1145 \cdot 71,5}{85,5 + 59 + 71,5} = 2074,3 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum X = 0; R_{xE} - F_{t3} - F_{t2} + R_{xF} = 0;$
 $2074,3 - 2806 - 1145 + 1876,7 = 0; 0=0.$

Суммарные реакции

$$R_E = \sqrt{R_{xE}^2 + R_{zE}^2} = \sqrt{2074,3^2 + 640,7^2} = 2171 \text{ Н};$$

$$R_F = \sqrt{R_{xF}^2 + R_{zF}^2} = \sqrt{1876,7^2 + 86,3^2} = 1879 \text{ Н.}$$

Осевые составляющие, действующие на подшипники:

$$F_{sE} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 2171 = 667 \text{ Н};$$

$$F_{sF} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 1879 = 577 \text{ Н.}$$

Так как $F_{sE} > F_{sF}$, $F_{ab} = F_{a2} > 0$, то

$$F_{aE} = F_{sE} = 667 \text{ Н};$$

$$F_{aF} = F_{sE} + F_{a2} = 667 + 281 = 948 \text{ Н}.$$

Долговечность определим для более нагруженной опоры.

$$\text{Отношение } \frac{F_{sE}}{V \cdot R_E} = \frac{667}{2171} = 0,31 < e = 0,37.$$

Осевые силы не учитываем.

Эквивалентная нагрузка

$$P_9 = 1 \cdot 2171 \cdot 1,3 \cdot 1 = 2822 \text{ Н}.$$

$$L = \left(\frac{48,4}{2,822} \right)^{10/3} = 13010 \text{ млн.об.}$$

Номинальная долговечность

$$L_h = 0,7 \cdot \frac{10^6 \cdot 13010}{60 \cdot 445,7} = 340551 \text{ ч} > [L_h] = 12500 \text{ ч}.$$

Долговечность подшипников промежуточного вала обеспечена.

Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах ведомого вала и проверка долговечности подшипников.

Расчетная схема нагружения ведомого вала представлена на рис. 5.16.

Определяем опорные реакции.

Плоскость YOZ:

$$\sum M_K = 0; \quad F_{r4} \cdot g - F_s \cdot (g + h + l) + R_{zL} (g + h) = 0;$$

$$R_{zL} = \frac{F_s \cdot (g + h + l) - F_{r4} \cdot g}{g + h};$$

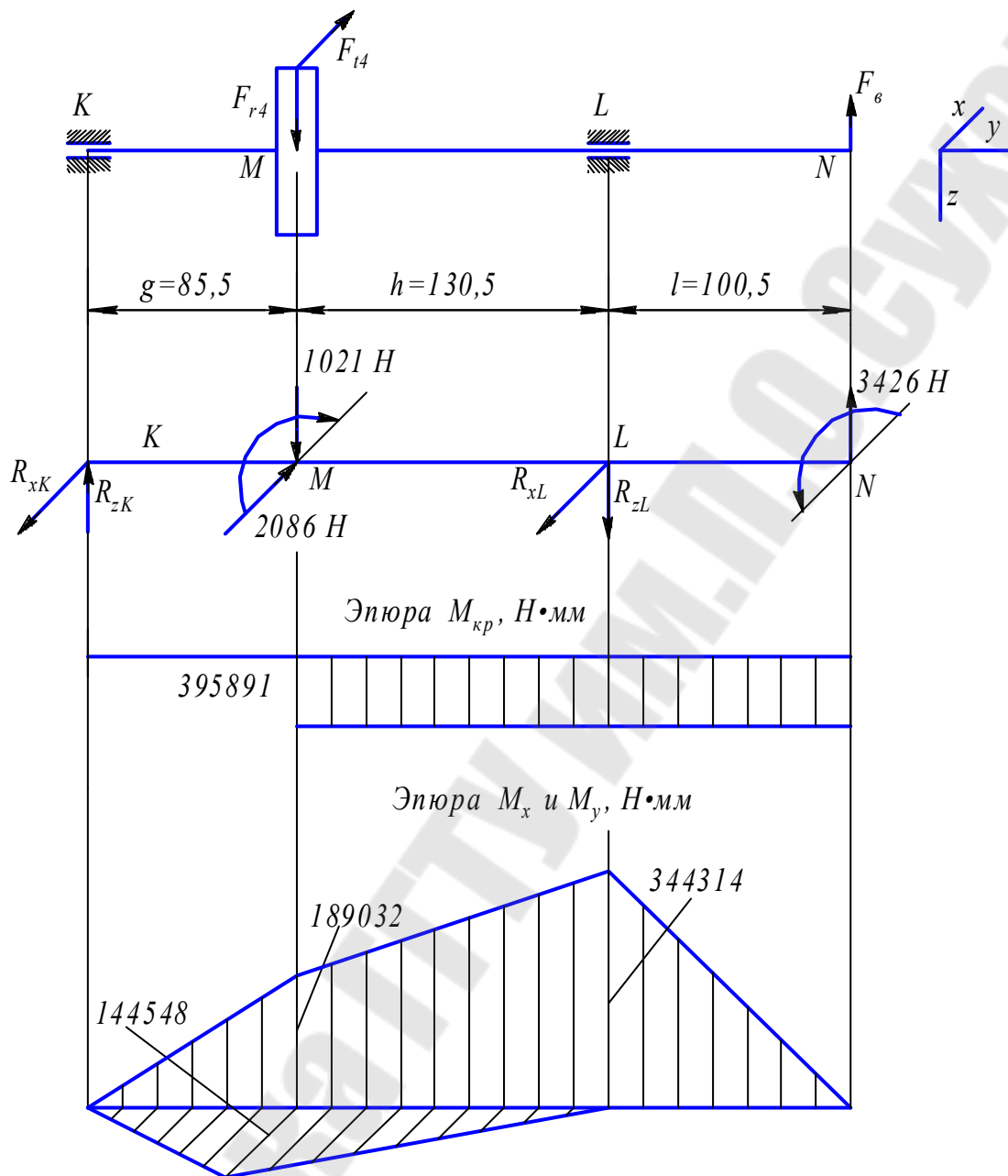


Рис. 5.16. Схема нагружения ведомого вала

$$R_{zL} = \frac{3426 \cdot (85,5 + 130,5 + 100,5) - 1021 \cdot 85,5}{85,5 + 130,5} = 4615,9 \text{ H};$$

$$\sum M_L = 0; \quad -F_{r4} \cdot h - F_e \cdot l + R_{zK} (g + h) = 0;$$

$$R_{zK} = \frac{F_{r4} \cdot h + F_e \cdot l}{g + h}; \quad R_{zK} = \frac{1021 \cdot 130,5 + 3426 \cdot 100,5}{85,5 + 130,5} = 2210,9 \text{ H}.$$

Проверка: $\sum Z = 0$; $-R_{zK} + F_{r4} + R_{zL} - F_6 = 0$;
 $-2210,9 + 1021 + 4615,9 - 3426 = 0$; $0 = 0$.

Плоскость XOY:

$$\sum M_K = 0; \quad -F_{t4} \cdot g + R_{xL} \cdot (g + h) = 0;$$

$$R_{xL} = \frac{F_{t4} \cdot g}{g + h}; \quad R_{xL} = \frac{2806 \cdot 85,5}{85,5 + 130,5} = 1110,7 \text{ Н};$$

$$\sum M_L = 0; \quad F_{t4} \cdot h - R_{xK} \cdot (g + h) = 0;$$

$$R_{xK} = \frac{F_{t4} \cdot h}{g + h}; \quad R_{xK} = \frac{2806 \cdot 130,5}{85,5 + 130,5} = 1695,3 \text{ Н};$$

Проверка: $\sum X = 0$; $-R_{xK} + F_{t4} - R_{xL} = 0$;
 $-1695,3 + 2806 - 1110,7 = 0$;
 $0 = 0$.

Суммарные реакции

$$R_K = \sqrt{R_{xK}^2 + R_{zK}^2} = \sqrt{1695,3^2 + 2210,9^2} = 2786 \text{ Н};$$

$$R_L = \sqrt{R_{xL}^2 + R_{zL}^2} = \sqrt{1110,7^2 + 4615,9^2} = 4748 \text{ Н}.$$

Эквивалентная нагрузка

$$P_9 = 1 \cdot 4748 \cdot 1,3 \cdot 1 = 6172 \text{ Н};$$

$$L = \left(\frac{81,9}{6,172} \right)^{10/3} = 5532 \text{ млн.об.};$$

$$L_h = 0,8 \cdot \frac{10^6 \cdot 5532}{60 \cdot 110} = 670546 \text{ ч} > [L_h] = 12500 \text{ ч}.$$

Долговечность подшипников ведомого вала обеспечена.

Проверка вала на выносливость (уточненный расчет).

Рассмотрим ведомый вал.

Определяем величины изгибающих моментов.

Вертикальная плоскость ZOY:

$$M_K^e = 0;$$

$$M_M^e = R_{zK} \cdot g = 2210,9 \cdot 85,5 = 189032 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_L^e = R_{zK} \cdot (g + h) - F_{r4} \cdot h = 2210,9 \cdot (85,5 + 130,3) - 1021 \cdot 130,5 = 344314 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_N^e = 0.$$

Горизонтальная плоскость XOY:

$$M_K^z = M_L^z = M_N^z = 0;$$

$$M_M^z = -R_{xK} \cdot g = -1695,3 \cdot 85,5 = -144948 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

Суммарный изгибающий момент

$$M_{\Sigma M} = \sqrt{(M_M^e)^2 + (M_M^z)^2} = \sqrt{189032^2 + (-144948)^2} = 238208 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

$$M_{\Sigma L} = 344314 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Эпюры изгибающих и крутящих моментов представлены на рис. 5.16.

Прочность вала считается обеспеченной при условии (4.1).

Коэффициент запаса прочности в опасном сечении определяется по формуле (4.2).

Рассмотрим место установки зубчатого колеса M .

Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки:

$$k_\sigma = 1,59; \quad k_\tau = 1,49 \text{ (см. табл. П7);}$$
$$\varepsilon_\sigma = 0,756; \quad \varepsilon_\tau = 0,646 \text{ (см. табл. П9);}$$
$$\psi_\sigma = 0,15; \quad \psi_\tau = 0,1.$$

Момент сопротивления кручению

$$W_{k_{\text{нетто}}} = \frac{3,14 \cdot 72^3}{16} - \frac{20 \cdot 7,5 \cdot (72 - 7,5)^2}{2 \cdot 72} = 68916 \text{ мм}^3.$$

Момент сопротивления изгибу

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 72^3}{32} - \frac{20 \cdot 7,5 \cdot (72 - 7,5)^2}{2 \cdot 72} = 32291 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \frac{395891}{2 \cdot 68916} = 2,9 \text{ МПа}.$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба

$$\sigma_v = \frac{238208}{32291} = 7,4 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = 0;$$

$$s_\sigma = \frac{245}{\frac{1,59}{0,756} \cdot 7,4} = 15,7;$$

$$s_\tau = \frac{142}{\frac{1,49}{0,646} \cdot 2,9 + 0,1 \cdot 2,9} = 20,3;$$

$$s = \frac{7,4 \cdot 20,3}{\sqrt{7,4^2 + 20,3^2}} = 7,0 > [s].$$

Условие прочности выполняется.

Рассмотрим опору L .

Концентрация напряжений обусловлена посадкой внутреннего кольца подшипника с гарантированным натягом.

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3,4; \quad \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \cdot \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4 = 0,6 \cdot 3,4 + 0,4 = 2,44 \quad (\text{см. табл. П8}).$$

Принимаем $\psi_\sigma = 0,15$; $\psi_\tau = 0,1$.

Осевой момент сопротивления

$$W = \frac{3,14 \cdot 60^3}{32} = 21195 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_v = \frac{344314}{21195} = 16,2 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = 0.$$

Полярный момент сопротивления

$$W_p = 2 \cdot 21195 = 42390 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \frac{395891}{2 \cdot 42390} = 4,7 \text{ МПа};$$

$$s_\sigma = \frac{245}{3,4 \cdot 16,2} = 4,4;$$

$$s_\tau = \frac{142}{2,44 \cdot 4,7 + 0,1 \cdot 4,7} = 11,9;$$

$$s = \frac{4,4 \cdot 11,9}{\sqrt{4,4^2 + 11,9^2}} = 4,1 < [s].$$

Условие прочности выполняется.

ЛИТЕРАТУРА

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т./Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. Т.1 – 926 с.; Т.2 – 960 с.; Т.3 – 928 с.
2. ГОСТ 18855–2013. Подшипники качения. Динамическая грузоподъемность и номинальный ресурс. – М.: Стандартинформ, 2014. – 50 с.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. вузов. – М.: Высш. шк., 2000. 447 с.
4. Иванов М.Н. Детали машин/ Иванов М.Н., Финогенов В.А. – М.: Высшая школа, 2008. – 408 с.
5. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие/С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. – М.: ИНФРА-М, 2011. – 414 с.
6. Черменский О.Н., Федотов Н.Н. Подшипники качения: Справочник-каталог. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица III

Коэффициенты радиальной и осевой нагрузок для выбора радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников [2]

Тип подшипника			Однорядные		Двухрядные				e
			$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$		
α	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{i \cdot F_a}{C_0}$	X	Y	X	Y	X	Y	
0°	0,014		0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19
	0,028			1,99				1,99	0,22
	0,056			1,71				1,71	0,26
	0,084			1,55				1,55	0,28
	0,110			1,45				1,45	0,30
	0,170			1,31				1,31	0,34
	0,280			1,15				1,15	0,38
	0,420			1,04				1,04	0,42
	0,560			1,00				1,00	0,44
	12°	0,014		0,014				0,45	1,72
0,029		0,029	1,62	1,82	2,58	0,35			
0,057		0,057	1,43	1,64	2,33	0,39			
0,086		0,086	1,34	1,53	2,17	0,41			
0,110		0,110	1,28	1,47	2,08	0,43			
0,170		0,170	1,19	1,36	1,93	0,46			
0,290		0,290	1,07	1,22	1,74	0,51			
0,430		0,430	1,01	1,15	1,64	0,55			
0,570		0,570	1,00	1,14	1,63	0,55			
15°		0,015	0,015	0,44	1,47	1	1,65		0,72
	0,029	0,029	1,40		1,57		2,28	0,40	
	0,058	0,058	1,30		1,46		2,11	0,43	
	0,087	0,087	1,23		1,38		2,00	0,46	
	0,120	0,120	1,19		1,34		1,93	0,47	
	0,170	0,170	1,12		1,26		1,82	0,50	
	0,290	0,290	1,02		1,14		1,66	0,55	
	0,440	0,440	1,00		1,12		1,63	0,56	
	0,580	0,580	1,00		1,12		1,63	0,56	
	20°				0,43		1,00	1	
25°			0,41	0,87		0,92	0,67	1,41	0,68
26°			0,40	0,83		0,86	0,65	1,34	0,73
30°			0,39	0,76		0,78	0,63	1,24	0,80
35°			0,37	0,66		0,66	0,60	1,07	0,95
40°			0,35	0,57		0,55	0,57	0,93	1,14
55°			0,33	0,50		0,47	0,54	0,81	1,34

Продолжение табл. П1

Тип подшипника			Однорядные		Двухрядные				e
			$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$		
α	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{i \cdot F_a}{C_0}$	X	Y	X	Y	X	Y	
Шариковый сферический подшипник			0,40	$0,4ctg\alpha$	1	$0,42ctg\alpha$	0,65	$0,65ctg\alpha$	$1,5tg\alpha$
<p>Примечание. 1. Для однорядных подшипников при $\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$ принимаются $X = 1$ и $T = 0$.</p> <p>2. i – число рядов тел</p>									

Таблица П2

Коэффициенты радиальной и осевой нагрузок для выбора радиально-упорных и радиальных самоустанавливающихся роликоподшипников

$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$		e
X	Y	X	Y	
Подшипники однорядные				
1	0	0,4	$0,4ctg\alpha$	$1,5tg\alpha$
Подшипники двухрядные				
1	$0,45ctg\alpha$	0,67	$0,67ctg\alpha$	$1,5tg\alpha$

Таблица П3

Коэффициенты безопасности K_6 в зависимости от характера нагрузки [5]

Характеристика нагрузки на подшипник	K_6	Использование
Спокойная нагрузка без толчков	1	Ролики ленточных конвейеров; маломощные кинематические редукторы и приводы
Легкие толчки. Кратковременная перегрузка до 125 % номинальной расчетной нагрузки	1 ... 1,2	Прецизионные зубчатые передачи; металлорежущие станки, кроме строгальных и долбежных; блоки; электродвигатели малой и средней мощности; легкие вентиляторы и воздуходувки
Умеренные толчки. Вибрационная нагрузка. Кратковременная перегрузка до 150 % номинальной расчетной нагрузки	1,3 ... 1,5	Буксы рельсового подвижного состава; зубчатые передачи 7-й и 8-й степеней точности; редукторы всех конструкций

Продолжение табл. ПЗ

Характеристика нагрузки на подшипник	K_6	Использование
То же в условиях повышенной надежности	1,5 ... 1,8	Центрифуги; мощные электрические машины; энергетическое оборудование
Нагрузки со значительными толчками и вибрацией. Кратковременная перегрузка до 200 % номинальной расчетной нагрузки	1,8 ... 2,5	Зубчатые передачи 9-й степени точности; дробилки и копры; кривошипно-шатунные механизмы; валки прокатных станков; мощные вентиляторы и эксгаустеры
Нагрузки с сильными ударами. Кратковременная перегрузка до 300 % номинальной расчетной нагрузки	2,5 ... 3,0	Тяжелые ковочные машины; лесопильные рамы; рабочие рольганги у крупносортовых станков, блюмингов и слябингов

Таблица П4

Температурные коэффициенты K_T в зависимости от рабочей температуры подшипника [5]

C°	K_T	C°	K_T
125	1,05	200	1,25
150	1,10	225	1,35
175	1,15	250	1,40

Таблица П5

Формулы для расчета эквивалентной динамической нагрузки [3]

Тип подшипника	P_9, H	
	$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$	$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$
Радиальный шариковый	$P_9 = V \cdot F_r \cdot K_6 \cdot K_T$	$P_9 = (0,56 \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot K_T$
Радиальный сферический двухрядный	$P_9 = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot K_T$	
Радиальный с короткими цилиндрическими роликами	$P_9 = V \cdot F_r \cdot K_6 \cdot K_T$	
Радиально-упорный шариковый	$P_9 = V \cdot F_r \cdot K_6 \cdot K_T$	$P_9 = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot K_T$
Конический роликовый	$P_9 = V \cdot F_r \cdot K_6 \cdot K_T$	$P_9 = (0,4 \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot K_T$
Упорный (шариковый, роликовый)	$P_9 = F_a \cdot K_6 \cdot K_T$	

Таблица П6

Формулы для определения расчетных осевых нагрузок

Условия нагружения	Расчетные осевые нагрузки на подшипник	
	в опоре I	в опоре II
$F_{sI} \geq F_{sII}$ $F_{ab} \geq 0$	$F_{aI} = F_{sI}$	$F_{aII} = F_{sI} + F_{ab}$
$F_{sI} < F_{sII}$ $F_{ab} \geq F_{sII} - F_{sI}$		
$F_{sI} < F_{sII}$ $F_{ab} \leq F_{sII} - F_{sI}$	$F_{aI} = F_{sII} - F_{ab}$	$F_{aII} = F_{sII}$

Таблица П7

Значения K_y и K_ϕ для шпоночного паза [5]

Коэффициенты	σ_B , МПа				
	500	600	700	800	900
K_y	1,5	1,6	1,75	1,8	1,9
K_ϕ	1,4	1,5	1,6	1,7	1,9

Таблица П8

Значения K_y / ε_σ для валов с напрессованными деталями [5]

d , мм	σ_B , МПа					
	500	600	700	800	900	1000
14	1,85	2,0	2,3	2,6	3,0	3,3
22	2,15	2,35	2,6	3,0	3,4	3,8
30	2,35	2,6	2,8	3,3	3,8	4,2
40	2,6	2,7	3,2	3,65	4,2	4,6
50	2,9	3,3	3,6	4,0	4,5	4,8
100–200	3,4	3,7	3,95	4,6	5,1	5,6

Примечание. Для касательных напряжений $K_\phi / \varepsilon_\phi = 0,6 \cdot (K_y / \varepsilon_\sigma) + 0,4$.

Таблица П9

Значения ε_σ и ε_ϕ [5]

Сталь		Диаметр вала d , мм						
		20	30	40	50	70	100	200
Углеродистая	ε_σ	0,92	0,88	0,85	0,82	0,75	0,70	0,61
	ε_ϕ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
Легированная	$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\phi$	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65	0,59	0,52

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
1 Кинематические схемы приводов и их краткая характеристика	4
2 Определение усилий в зубчатых и червячной передачах	8
2.1 Цилиндрическая зубчатая передача	9
2.2 Коническая зубчатая передача	10
2.3 Червячная передача	12
3 Выбор подшипников качения	13
4 Проверка вала на выносливость	17
5 Примеры расчета	20
5.1 привод с цилиндрическим редуктором	20
5.2 Привод с шевронным редуктором	29
5.3 Привод с коническим редуктором	39
5.4 Привод с червячным редуктором	49
5.5 Привод с коническо–цилиндрическим редуктором	61
Литература	75
Приложение	76

УСИЛИЯ В ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧАХ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК НА ВАЛЫ И ПОДШИПНИКИ

**Учебно-методическое пособие
к курсовому проектированию по дисциплине
«Детали машин» для студентов специальностей
1-36 02 01 «Машины и технология литейного
производства», 1-36 01 05 «Машины и технология
обработки материалов давлением»,
1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных
и технологических машин»
дневной и заочной форм обучения**

**Составители: Акулов Николай Владимирович
Акулова Елена Михайловна**

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 16.05.16.

Рег. № 51Е.
<http://www.gstu.by>