

**Министерство образования и науки Российской Федерации**

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ И ПИЩЕВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ**



Кафедра детали машин  
и основы инженерного проектирования

**Расчет и проектирование валов  
на примере двухступенчатого  
зубчатого редуктора**

Методические указания  
по курсовому проектированию деталей машин  
для студентов направлений  
140700, 141200, 151000, 19000 очной и заочной форм обучения

Санкт-Петербург  
2011

УДК 621.81

**Глухих В.Н.** Расчет и проектирование валов на примере двухступенчатого зубчатого редуктора: Метод. указания по курсовому проектированию деталей машин для студентов всех специальностей очной и заочной форм обучения. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2011. – 46 с.

Даны методические указания по расчету и проектированию валов (на примере двухступенчатого зубчатого редуктора) для студентов, выполняющих курсовой проект по дисциплине «Детали машин и основы конструирования».

Рецензент

Доктор техн. наук, проф. В.А. Арет

Рекомендованы к изданию редакционно-издательским советом университета

© Санкт-Петербургский государственный  
университет низкотемпературных  
и пищевых технологий, 2011

## ВВЕДЕНИЕ

Валы в редукторе, как и в любом другом механизме или машине, принадлежат к числу наиболее ответственных деталей, выход из строя которых обычно представляет собой угрозу для всего привода.

Валы – это вращающиеся детали, предназначенные для передачи крутящих моментов вдоль своих геометрических осей, поддержания деталей (зубчатых колес, шкивов, звездочек, полумуфт, барабанов) и рабочих органов (пил, фрез, сверл, шлифовальных кругов и др.).

В процессе работы валы испытывают деформацию изгиба и кручения, а в некоторых случаях – растяжение или сжатие (вертикальные валы). Валы, не предназначенные для поддержания деталей, работают только на кручение (например, карданные, телескопические).

По конструктивным признакам валы могут быть гладкими, ступенчатыми, а также в виде вала-шестерни и вала-червяка. По типу сечения валы могут быть сплошными (чаще всего круглыми), полыми и комбинированными.

Для расчета валов необходимо знать размеры их участков по длине, действующие силы и крутящие моменты, допускаемые напряжения материала. Длины участков устанавливают на первом этапе эскизного проектирования редуктора. Усилия определяют на стадии расчета передач. Материал и допускаемые напряжения принимают по справочным таблицам.

Расчет и конструирование вала является началом второго этапа эскизного проектирования редуктора. Сначала выполняют предварительный расчет валов, затем их конструкторскую разработку, после этого – выполняют проверочный расчет.

В данных методических указаниях приведена методика расчета валов на примере двухступенчатого цилиндрического редуктора по данным, содержащимся в методических указаниях по расчету зубчатых передач.

В приложении помещены необходимые справочные таблицы (табл. 1П–7П).

# РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАЛОВ

## Критерии работоспособности и расчета валов

Основными критериями работоспособности валов являются их прочность и жесткость.

Под *прочностью* валов понимают их способность сопротивляться действию постоянных или переменных по величине и направлению нагрузок без разрушения. Прочность валов может оцениваться различными способами:

- сравнением фактических напряжений  $\sigma_{\text{ЭКВ}}$  с допускаемыми  $[\sigma]$ ,  $\sigma_{\text{ЭКВ}} \leq [\sigma]$ ;
- сравнением фактического запаса прочности  $n$  с допускаемым  $[n]$ ,  $n \geq [n]$ ;
- по вероятности неразрушения  $p$ , %.

Для их реализации необходимо определить наибольшее напряжение в опасной точке детали, при этом нужно знать предельное напряжение для материала детали.

В предварительном расчете, связанном с определением размеров наиболее напряженных сечений, сопоставляют наибольшее напряжение с допускаемым. По результатам этих расчетов конструируют деталь и уже после этого проверяют запас прочности с учетом геометрии детали (концентраторов напряжений), материала и технологии ее изготовления.

Валы и оси, рассчитанные по критерию прочности, не всегда обеспечивают нормальную работу машин из-за недостаточной жесткости деталей.

Жесткость валов – это способность сопротивляться образованию деформации без разрушения. При действии нагрузок в валах и осях появляются деформации изгиба (прогибы, углы поворота сечений). В валах кроме этих деформаций появляется угол закручивания от крутящего момента.

Сконструированный по результатам расчета вал проверяют на жесткость по линейным деформациям при изгибе  $y \leq [y]$ , по угловым деформациям при изгибе  $\theta \leq [\theta]$  и кручении  $\varphi \leq [\varphi]$ .

Расчетные значения деформаций (перемещений) определяют методами сопротивления материалов, а допускаемые значения приняты на основе опыта проектирования и эксплуатации подобных деталей и содержатся в справочной литературе.

Большие перемещения сечений валов при изгибе могут вызвать заклинивание подшипников. Изгибная и крутильная жесткость валов существенно влияют на частотные характеристики при появлении изгибных и крутильных колебаний. При возникновении колебаний напряжения в валах существенно возрастают и будут определяться не внешней нагрузкой, а силами инерции колеблющихся масс. Большую опасность для конструкции будет представлять резонанс напряжений и перемещений. Избежать наступления резонанса можно путем изменения частоты собственных колебаний (реже за счет изменения частоты вынужденных колебаний).

Одна из основных задач расчета вала на колебания (вибрацию) состоит в определении частоты собственных колебаний и установлении допустимого диапазона частоты его вращения в рабочих режимах. Устойчивая работа вала обеспечивается, если в докритической области частот  $n \leq 0,7 n_{кр}$ , и  $n \geq 1,3 n_{кр}$  – в закритической области.

## **Материалы для валов**

Для изготовления валов используют углеродистые стали марок 20, 30, 40, 45, 50, легированные стали марок 20Х, 40Х, 40ХН, 12Х2Н4А, 40ХН2МА и др., высокопрочные модифицированные чугуны, титановые сплавы ВТ3-1, ВТ-6, ВТ-9. Характеристики некоторых материалов приведены в прил., табл. 1П.

Выбор материала, термической и термохимической обработки определяется конструкцией вала и опор, условиями эксплуатации. Так, например, быстроходные валы, вращающиеся в подшипниках скольжения, требуют высокой твердости цапф, поэтому такие валы изготавливают из цементируемых сталей 12Х2Н4А, 18ХГТ или азотируемых сталей 38Х2МЮА и др. Валы-шестерни по этой причине изготавливают из цементируемых сталей 12ХН3А, 12Х2Н4А и др. Валы под насадные зубчатые колеса в редукторах выполняют из улучшенной стали 45 (255–285НВ) и стали 40Х (269–302НВ). Участки валов, контактирующие с уплотнительными манжетами, должны иметь твердость

поверхности не менее 30HRC. Длинные полые валы иногда изготавливают (намоткой) из композиционных материалов. Для ответственных тяжело нагруженных валов применяют легированные стали 40ХНМА, 25ХГТ и др. Для неответственных малонагруженных валов используют углеродистые стали без термообработки. В приборостроении применяют сплавы цветных металлов.

Валы без термообработки изготавливают из сталей 35, 40, ст 5, ст 6, 40Х, 40ХН, 30ХНЗА, с термообработкой – из сталей 45, 50.

### **Эскизное проектирование редуктора**

Расчет валов на изгиб и кручение без предварительного компоновочного эскизного чертежа редуктора не представляется возможным. Эскизную компоновку редуктора делают сразу же после окончания расчета передач. Эскизный чертеж следует выполнять в карандаше на миллиметровой бумаге формата А1 в масштабе 1 : 1 или в крайнем случае 1 : 2. Чертеж обычно вычерчивают в одной или двух проекциях, которые дают наиболее полное представление о внутреннем и внешнем конструктивном устройстве проектируемого объекта. Редукторы горизонтального типа с цилиндрическими и коническими зубчатыми колесами выполняют на эскизе в одной проекции в плане с открытой крышкой корпуса. Разрез у таких редукторов производят в горизонтальной осевой плоскости, проходящей через передачи и подшипниковые узлы.

Редукторы вертикального типа изображают в разрезе в вертикальной осевой плоскости.

Червячные редукторы требуют для более полного изображения не менее двух проекций с показом в разрезе передач и подшипниковых узлов в осевой плоскости валов.

Эскизный проект отличается от технического проекта тем, что при эскизном проектировании не все размеры деталей и узлов принимаются сразу окончательными. Одни размеры предопределяются расчетом, другие назначаются конструктивно с последующим уточнением тех и других. В процессе эскизного проектирования представляется широкая возможность путем взаимного увязывания, уточнения и исправления окончательно принимать наиболее рациональные конструктивные решения основных узлов проектируемой машины. При вычер-

чивании сборочного чертежа в рамках технического проекта такой широкой возможности уже не представится. Сборочные чертежи выполняют на основании тщательной предварительной эскизной разработки конструкции [1].

## 1. Первый этап эскизного проектирования

На первом этапе эскизной компоновки устанавливают примерное расположение элементов передач (шестерен, колес, червяков, шкивов, звездочек и др.) относительно валов редуктора.

На указанных осях предварительно упрощенно в виде простых фигур вычерчивают в масштабе контуры элементов передач. Все размеры передач берутся из расчета, который были ранее проделан.

Для цилиндрических зубчатых передач следует ширину ведущей шестерни в каждой ступени назначать на 4–5 мм больше, чем ширина ведомого колеса. Для того, чтобы эскизный чертеж можно было продолжить на втором этапе эскизного проектирования, его выполняют в тонких линиях. Необходимые конструктивные размеры, рекомендуемые к использованию на первом этапе эскизной компоновки различных типов редукторов, приведены в табл. 1.

Габариты подшипников качения назначаются на первом этапе ориентировочно – по ширине  $B_{\text{п}} = 18\text{--}27$  мм, по диаметру наружных колец  $D = 70\text{--}120$  мм. Меньшие размеры здесь рекомендуются для входных валов, большие – для выходных валов редукторов средних размеров общего назначения ( $a_w < 350$  мм). Для промежуточных валов двухступенчатых редукторов можно брать средние значения.

Таблица 1

**Размеры к схеме двухступенчатого зубчатого цилиндрического редуктора**

Обозначения	Наименование	Величина
$m_1$	Расстояние от торца вращающейся детали до внутренней стенки корпуса	$m_1 = 10\text{--}15$ мм
$b_2$	Рабочая ширина ведомого колеса в рассматриваемой ступени передач	Определяется из расчета зубчатой пары на прочность
$b_1$	Ширина ведущей шестерни	Определяется из расчета зубчатой пары на прочность
$b_{\text{п}}$	Ширина подшипников качения	На первом этапе эскизной компоновки $B_{\text{п}} = 18\text{--}27$ мм. На втором этапе – ширина подшипника $B_{\text{п}}$ берется согласно его номера из ГОСТа на подшипники качения
$S$	Расстояние между колесами на промежуточном валу в редукторах, выполненных по развернутой схеме	$S = 10\text{--}15$ мм
$y$	Расстояние от торца подшипника качения до внутренней стенки корпуса редуктора	$y = 10\text{--}15$ мм; при густой смазке подшипников выбирается в зависимости от конструкции мазеудерживающего кольца
$\Delta$	Расстояние от вращающейся детали до неподвижной крышки корпуса подшипника	$\Delta = 20\text{--}30$ мм в зависимости от конструкции крышки
$\Delta_1$	Наименьший размер между вершинами зубьев колеса и внутренней стенкой корпуса редуктора	$\Delta_1 \geq 1,2 \delta$ , где $\delta$ – толщина стенки корпуса редуктора

Перед размещением подшипников нужно решить вопрос об их смазке. Систему смазки выбирают в зависимости от скорости вращения зубчатых колес. Если эта скорость небольшая ( $v \leq 2,5$  м/с), смазка разбрызгиванием не обеспечивает смазку подшипников и тогда для них планируют консистентную смазку. Размер «у» (рис. 1) в этом случае определяется шириной мазеудерживающего кольца.



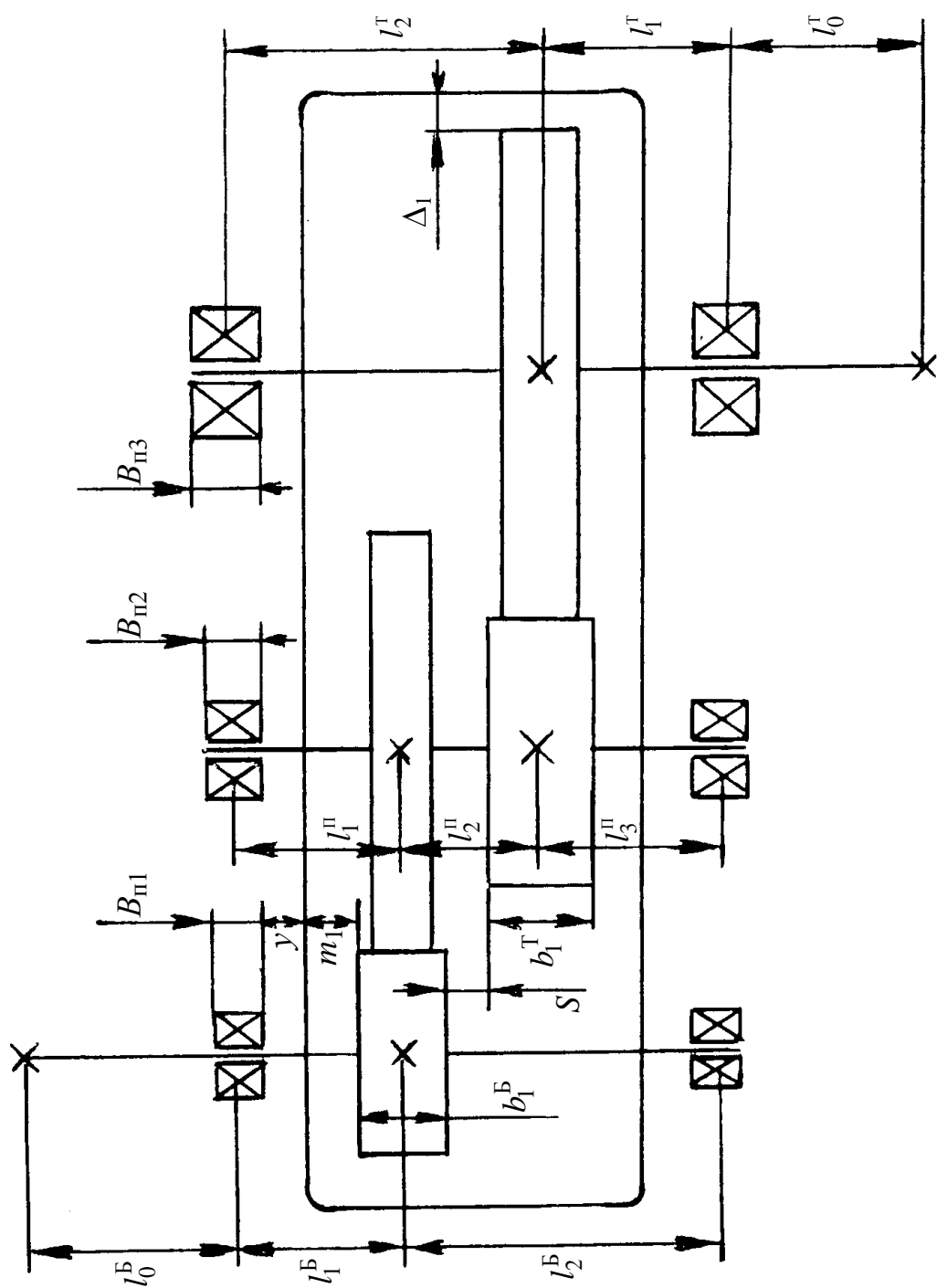


Рис. 1. Эскизная компоновка двухступенчатого цилиндрического редуктора

Результатом первого этапа эскизной разработки является получение величин расчетных размеров участков валов между центрами подшипников и местами приложения нагрузок к валам редуктора.

### 1.1. Определение расчетной длины консольного участка вала

В государственных стандартах (ГОСТ 12080-66, ГОСТ 12081-72) консольный участок предусмотрен либо цилиндрическим, либо коническим и длина его зависит от диаметра сечения вала на этом участке. На ранней стадии проектирования, когда отсутствуют данные об изгибающем моменте (неизвестны нагрузки, действующие на вал, отсутствует конструкция вала), диаметр сечения консольного участка может быть приближенно найден по известной величине крутящего момента из условия прочности при кручении;

– для быстроходного вала:

$$d_k^B \geq (7...8)\sqrt[3]{T_B} \text{ мм}, \quad (1)$$

– для тихоходного вала:

$$d_k^T \geq (5...6)\sqrt[3]{T_T}, \quad (2)$$

где  $T_B$ ,  $T_T$  – крутящие моменты на быстроходном и тихоходном валах соответственно, Н·м.

По найденному диаметру сечения консольной ступени принимают одно из двух стандартных значений ее длины, соответствующее длине ступицы насаживаемой на эту ступень детали (например, длине ступицы стандартной полумуфты при соединении вала электродвигателя с быстроходным валом редуктора с помощью выбранной муфты).

Расчетную длину консольного участка можно найти по формуле (рис. 2):

$$l_0^B = \frac{l_{ст}^B}{2} + \Delta + \frac{B_{п1}}{2}, \quad (3)$$

где  $\Delta$  – конструктивный размер, принятый нами ( $\Delta = 30$  мм;)  $B_{п1}$  – ширина подшипника быстроходного вала, принятая на первом этапе конструирования ( $B_{п1} = 18$  мм).

Используя численные значения, полученные в рассмотренном ранее примере, определим расчетную длину консольного участка, вычислив вначале диаметр  $d_k^B$ :

$$d_k^B \geq (7...8)\sqrt[3]{T_B} = (7...8)\sqrt[3]{54,37} = 26,6...30,4 \text{ мм.}$$

Согласуем полученное расчетное значение диаметра сечения консольного участка с диаметром сечения вала выбранного электродвигателя (двигатель 4А132М6,  $d_{эл} = 38 \text{ мм}$ ):

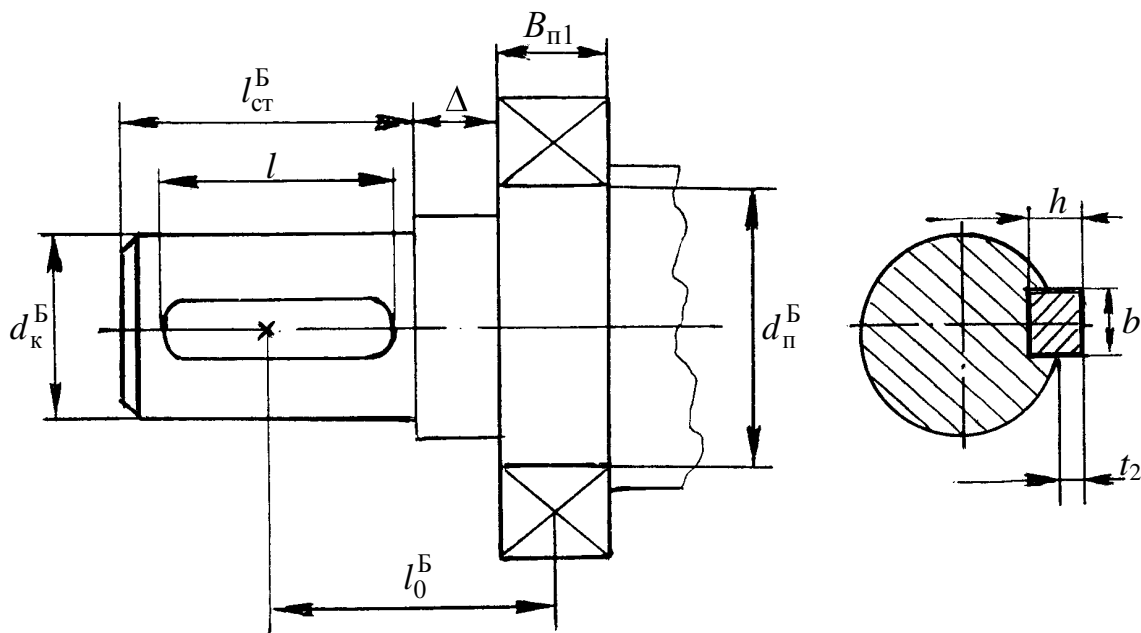


Рис. 2. Расчетная схема консольного участка быстроходного вала

$$d_k^B = (0,8...1,0)d_{эл} = (0,8...1,0)38 = 30,4...38 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_k^B = 32 \text{ мм}$ , которому согласно ГОСТ 12080-66 соответствует длина консольной ступени вала  $l_{ст}^B = 80 \text{ (58) мм}$ .

При выборе муфты МУВП-32 длина ступицы ее полумуфты составляет 80 мм [2], что и принимаем окончательно, т. е.  $l_{ст}^B = 80 \text{ мм}$ .

Тогда  $l_o^B = \frac{80}{2} + 30 + \frac{18}{2} = 79 \text{ мм.}$

Принимаем с округлением  $l_0^B = 80$  мм.

Для определения положения точек приложения радиальных реакций под подшипниками предварительно выбираем подшипники. Для этого находим диаметр сечения вала под подшипником:

$$d_{\Pi}^B \geq d_{\kappa}^B + 2t_2,$$

где  $t_2$  – высота выступающей части шпонки (см. рис. 2) на консольной ступени вала.

Для  $d_{\kappa}^B = 32$  мм согласно ГОСТ 23360-78 выбираем шпонку призматическую  $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 70$ ,  $t_2 = 3,3$  мм.

Тогда  $d_{\Pi}^B \geq 32 + 2 \cdot 3,3 = 38,6$  мм.

Ближайший больший диаметр внутреннего кольца подшипника:  $d_{\Pi}^B = 40$  мм.

Предварительно выбираем радиально-упорный шариковый однорядный подшипник средней серии № 36308 ГОСТ 831-75,  $d = 40$  мм;  $D = 90$  мм;  $B = 23$  мм;  $C_r = 53,9$  кН;  $C_{or} = 32,8$  кН.

В случае применения радиально-упорных подшипников расчетную длину консольного участка вала можно найти, используя схему на рис. 3:

$$l_0^B = \frac{l_{\text{ст}}^B}{2} + \Delta + a, \quad (4)$$

где  $a$  – расстояние от точки приложения радиальной реакции до торца подшипника;

– для шариковых радиально-упорных подшипников (рис. 4):

$$a = 0,5 [B + 0,5 (d + D) \operatorname{tg} \alpha]; \quad (5)$$

– для роликовых конических однорядных:

$$a = 0,5 [T + (d + D) e / 3]. \quad (6)$$

Ширину  $B$  кольца, монтажную высоту  $T$ , коэффициент  $e$  осевого нагружения, угол  $\alpha$  контакта, а также диаметры  $d$  и  $D$  принимают по справочным таблицам [3].

Расстояние между точками приложения радиальных реакций при установке радиально-упорных подшипников по схеме:

враспор (рис. 3, а) –  $l = l_{\Pi} - 2a$ ;

врастяжку (рис. 3, б) –  $l = l_{\Pi} + 2a$ ,

где  $l_{\Pi}$  – расстояние между широкими торцами наружных колец подшипников.

Тогда согласно формуле (5) имеем:

$$a = 0,5 [23 + 0,5 (40 + 90) \operatorname{tg} 12^{\circ}] = 18,4 \text{ мм.}$$

Расчетная длина консольного участка тогда будет равна

$$l_0^B = \frac{80}{2} + 30 + 18,4 = 88,4 \text{ мм. Принимаем } l_0^B = 89 \text{ мм.}$$

Аналогичное решение выполняем для тихоходного вала (рис. 5), учитывая при этом, что опорами его являются подшипники шариковые радиальные [4, 5]:

$$d_k^T \geq (5 \dots 6) \sqrt[3]{T_3} = (5 \dots 6) \sqrt[3]{501} = (39,75 \dots 47,7) \text{ мм.}$$

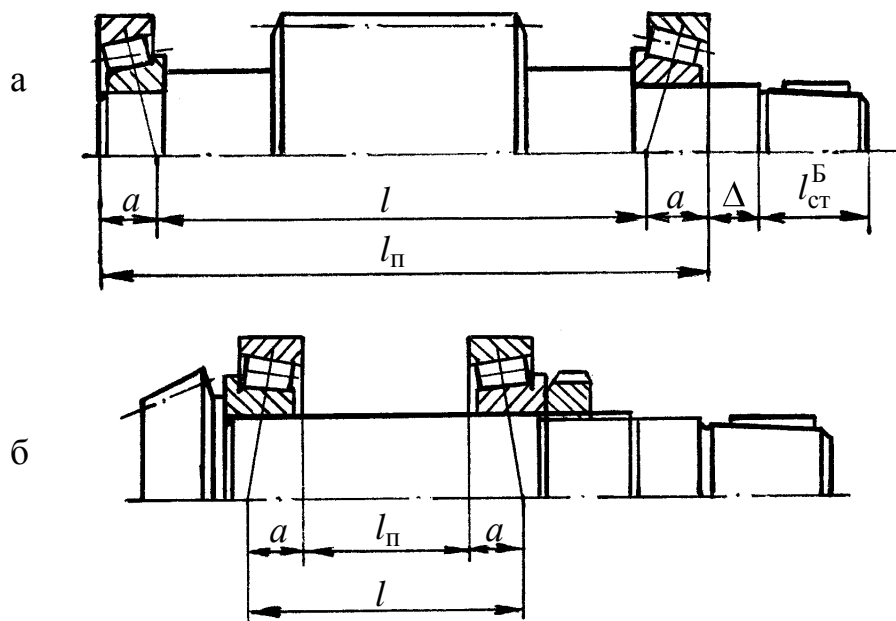


Рис. 3. Расположение радиально-упорных подшипников:  
а – враспор; б – врастяжку

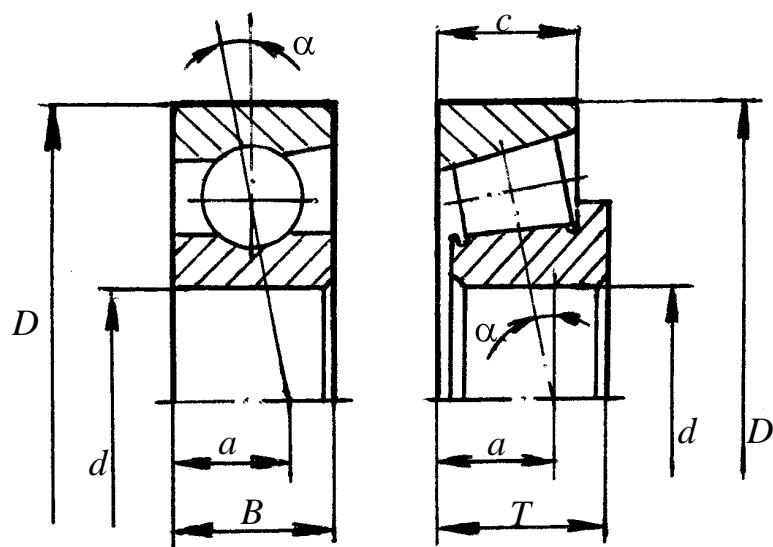


Рис. 4. Схема для определения расстояния от торца подшипника до радиальной силы

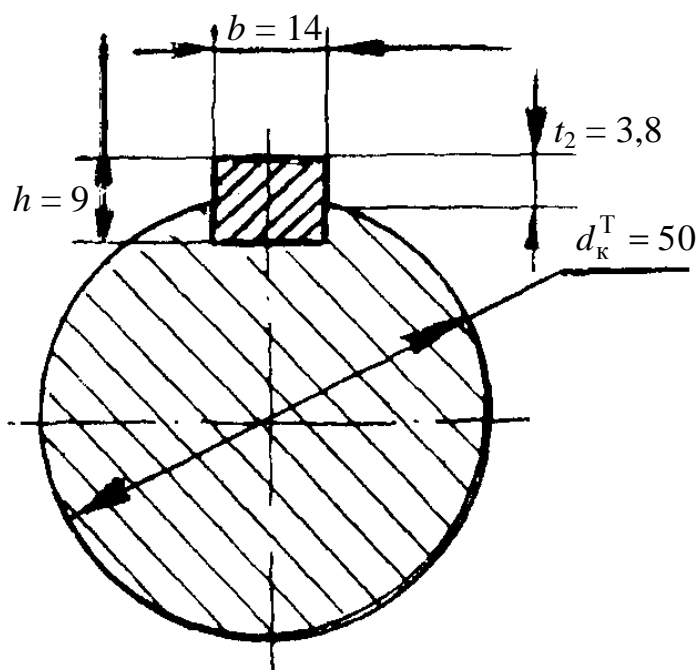


Рис. 5. Сечение тихоходного вала на консольном участке

Принимаем  $d_k^T = 50$  мм, которому соответствует  $l_{ст}^T = 110$  (82) мм. С учетом схемы привода, на консольной ступени тихоходного вала будет расположена полумуфта, например, зубчатая, у которой длина ступицы равна 110 мм. Таким образом, принимаем  $l_{ст}^T = 110$  мм.

$$\text{Тогда } l_0^T = \frac{l_{ст}^T}{2} + \Delta + \frac{B_{п3}}{2} = \frac{110}{2} + 30 + \frac{27}{2} = 98,5 \text{ мм.}$$

Принимаем с округлением  $l_0^T = 100$  мм.

## 1.2. Определение расчетной длины остальных участков валов

Для решения этой задачи потребуется схема расположения всех основных деталей в редукторе (см. рис. 1).

Принимая конструктивные размеры [6]:  $m_1 = 10$  мм;  $y = 10$  мм;  $S = 10$  мм;  $B_{п1} = 18$  мм;  $B_{п2} = 22$  мм;  $B_{п3} = 27$  мм, находим расчетную длину участков для случая радиальных подшипников:

– *быстроходного вала:*

$$l_1^B = \frac{B_{п1}}{2} + y + m_1 + \frac{b_1^B}{2} = \frac{18}{2} + 10 + 10 + \frac{34}{2} = 46 \text{ мм,}$$

принимаем  $l_1^B = 46$  мм;

$$l_2^B = \frac{b_1^B}{2} + S + b_1^T + m_1 + y + \frac{B_{п1}}{2} = \frac{34}{2} + 10 + 40 + 10 + 10 + \frac{18}{2} = 96 \text{ мм,}$$

принимаем  $l_2^B = 96$  мм;

– *промежуточного вала:*

$$l_1^П = \frac{B_{п2}}{2} + y + m_1 + \frac{b_1^B}{2} = \frac{22}{2} + 10 + 10 + \frac{34}{2} = 48 \text{ мм,}$$

принимаем  $l_1^П = 48$  мм;

$$l_2^П = \frac{b_1^B}{2} + S + \frac{b_1^T}{2} = \frac{34}{2} + 10 + \frac{40}{2} = 47 \text{ мм,}$$

принимаем  $l_2^{\Pi} = 47$  мм;

$$l_3^{\Pi} = \frac{b_1^T}{2} + m_1 + y + \frac{B_{\Pi 2}}{2} = \frac{40}{2} + 10 + 10 + \frac{22}{2} = 51 \text{ мм},$$

принимаем  $l_3^{\Pi} = 51$  мм;

– тихоходного вала:

$$l_1^T = \frac{B_{\Pi 3}}{2} + y + m + \frac{b_1^T}{2} = \frac{27}{2} + 10 + 10 + \frac{40}{2} = 53,5 \text{ мм},$$

принимаем  $l_1^T = 54$  мм;

$$l_2^T = \frac{b_1^T}{2} + S + b_1^T + m_1 + y + \frac{B_{\Pi 3}}{2} = \frac{40}{2} + 10 + 34 + 10 + 10 + \frac{27}{2} = 97,5 \text{ мм},$$

принимаем  $l_2^T = 98$  мм.

В случае использования радиально-упорных подшипников найденные расчетные значения длин участков быстроходного и промежуточного валов будут означать лишь расстояния между серединами наружных колец подшипников и серединами насаженных на вал деталей. Расстояния между точками приложения радиальных реакций в подшипниках будут отличаться от найденных выше. Например, при установке подшипников по схеме враспор расчетная длина  $l_1^B$  будет иметь значение (см. рис. 1 и 3):

$$l_1^B = \frac{b_1^B}{2} + m_1 + y + B_{\Pi 1} - a = \frac{34}{2} + 10 + 10 + 18 - 18,4 = 36,6 \text{ мм}.$$

Принимаем  $l_1^B = 36$  мм.

Аналогично находим  $l_2^B$ :

$$l_2^B = \frac{b_1^B}{2} + S + b_1^T + m_1 + y + B_{\Pi 1} - a = \frac{34}{2} + 10 + 40 + 10 + 10 + 18 - 18,4 = 86,6 \text{ мм}.$$

Принимаем  $l_2^B = 87$  мм.



То же выполним для промежуточного вала, учитывая использование в качестве опор для него роликовых конических подшипников. Для определения их предварительных размеров находим вначале диаметр сечения промежуточного вала под зубчатым колесом по формуле:

$$d_k^{\Pi} \geq (6...7)\sqrt[3]{T_2} = (6...7)\sqrt[3]{184,25} = (34,08...39,76) \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_k^{\Pi} = 40 \text{ мм.}$

Назначаем предварительно диаметр сечения этого вала под подшипником  $d_{\Pi}^{\Pi} = 30 \text{ мм}$  и выбираем роликовый конический подшипник средней серии 7306А,  $d = 30 \text{ мм}$ ,  $D = 72 \text{ мм}$ ,  $T = 21,0 \text{ мм}$ ,  $B = 19 \text{ мм}$ ,  $C = 16 \text{ мм}$ ,  $C_r = 52,8 \text{ кН}$ ,  $C_{or} = 39 \text{ кН}$ ,  $e = 0,31$ .

Тогда расстояние от точки приложения радиальной реакции до торца подшипника из (6):  $a = 0,5 [21 + (30 + 72) 0,31 / 3] = 15,67 \text{ мм}$ , и размеры длин участков будут следующими:

$$l_1^{\Pi} = \frac{b_1^B}{2} + m_1 + y + B_{\Pi 2} - a = \frac{34}{2} + 10 + 10 + 22 - 15,67 = 43,33 \text{ мм},$$

принимаем  $l_1^{\Pi} = 43 \text{ мм};$

$$l_3^{\Pi} = \frac{b_1^T}{2} + m_1 + y + B_{\Pi 2} - a = \frac{40}{2} + 10 + 10 + 22 - 15,67 = 46,33 \text{ мм},$$

принимаем  $l_3^{\Pi} = 47 \text{ мм.}$

Длина участка  $l_2^{\Pi}$  не изменится и останется прежней:  $l_2^{\Pi} = 47 \text{ мм.}$

## Расчет и конструирование валов в редукторе

### 1. Пространственная схема редуктора с действующими нагрузками

Расчетная схема редуктора изображена на рис. 6

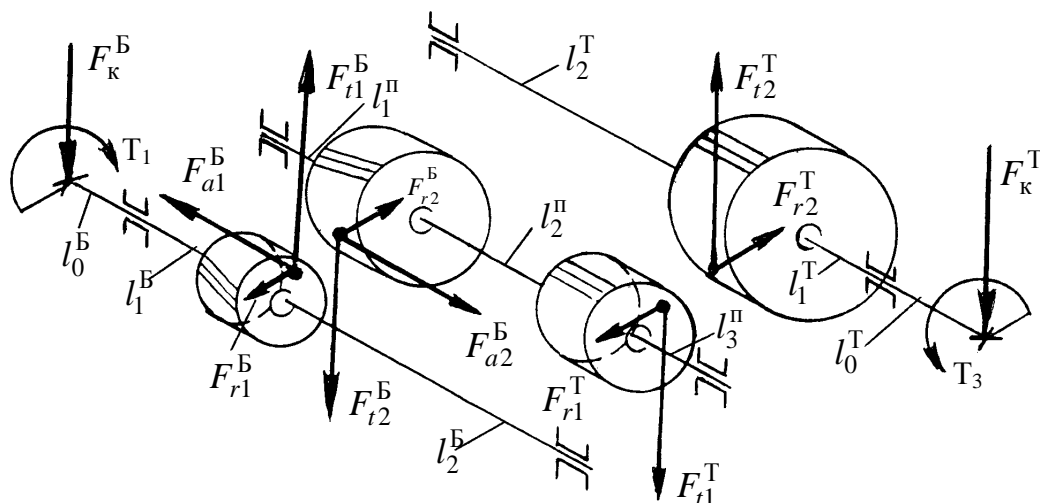


Рис. 6. Расчетная схема редуктора

Силы, действующие в зубчатых зацеплениях, определены в расчетах зубчатых передач:  $F_{t1}^B = F_{t2}^B = 2172 \text{ Н}$ ;  $F_{r1}^B = F_{r2}^B = 806 \text{ Н}$ ;  $F_{a1}^B = F_{a2}^B = 442 \text{ Н}$ ;  $F_{t1}^T = F_{t2}^T = 4817 \text{ Н}$ ;  $F_{r1}^T = F_{r2}^T = 1752 \text{ Н}$ .

Кроме этих нагрузок следует учитывать радиальную консольную нагрузку на быстроходном и тихоходном валах, регламентированную ГОСТ 16162-85Е. Эта нагрузка появляется из-за несоосности валов, соединяемых муфтой. При крутящем моменте на быстроходном валу до 25 Н·м максимальная радиальная консольная нагрузка определяется по формуле:  $F_K^B = 50\sqrt{T_B}$ ;

при  $25 \leq T_B \leq 250 \text{ Н·м}$  –  $F_K^B = 80\sqrt{T_B}$ ;

при  $T_B > 250 \text{ Н·м}$  –  $F_K^B = 125\sqrt{T_B}$ .

В нашем примере:  $F_K^B = 80\sqrt{54,37} = 590,4 \text{ Н}$ . Принимаем  $F_K^B = 590 \text{ Н}$ .

Радиальная консольная нагрузка на тихоходном валу:

$F_K^T = 250\sqrt{T_T} = 250\sqrt{501} = 5600 \text{ Н}$ . Принимаем  $F_K^T = 5600 \text{ Н}$ .

## 2. Определение опорных реакций валов редуктора

Радиальную реакцию подшипника считают приложенной к оси вала в точке пересечения с ней нормали, проведенной через середину контактной площадки. Для радиальных подшипников эта точка расположена на середине ширине подшипника.

При установке вала на двух радиальных подшипниках осевая сила  $R_a$ , нагружающая подшипник, будет равна внешней осевой силе  $F_a$ , действующей на вал. Силу  $F_a$  воспринимает тот подшипник, который ограничивает осевое перемещение вала под действием этой силы.

При установке вала на двух радиально-упорных подшипниках осевые силы  $R_{a1}$  и  $R_{a2}$ , действующие на подшипники, находят с учетом составляющих  $R_{S1}$  и  $R_{S2}$ , возникающих от действия радиальных реакций  $R_1$  и  $R_2$  вследствие наклона контактных линий [3].

Осевая составляющая для радиально-упорных шариковых подшипников с углом контакта до  $18^\circ$  определяется из соотношения:  $R_S = e'R_r$ , где  $e'$  – коэффициент минимальной осевой нагрузки, принимаемый по графику (рис. 7).

Если  $\alpha > 18^\circ$ , значения  $e' = e$  принимают по справочным таблицам для подшипников.

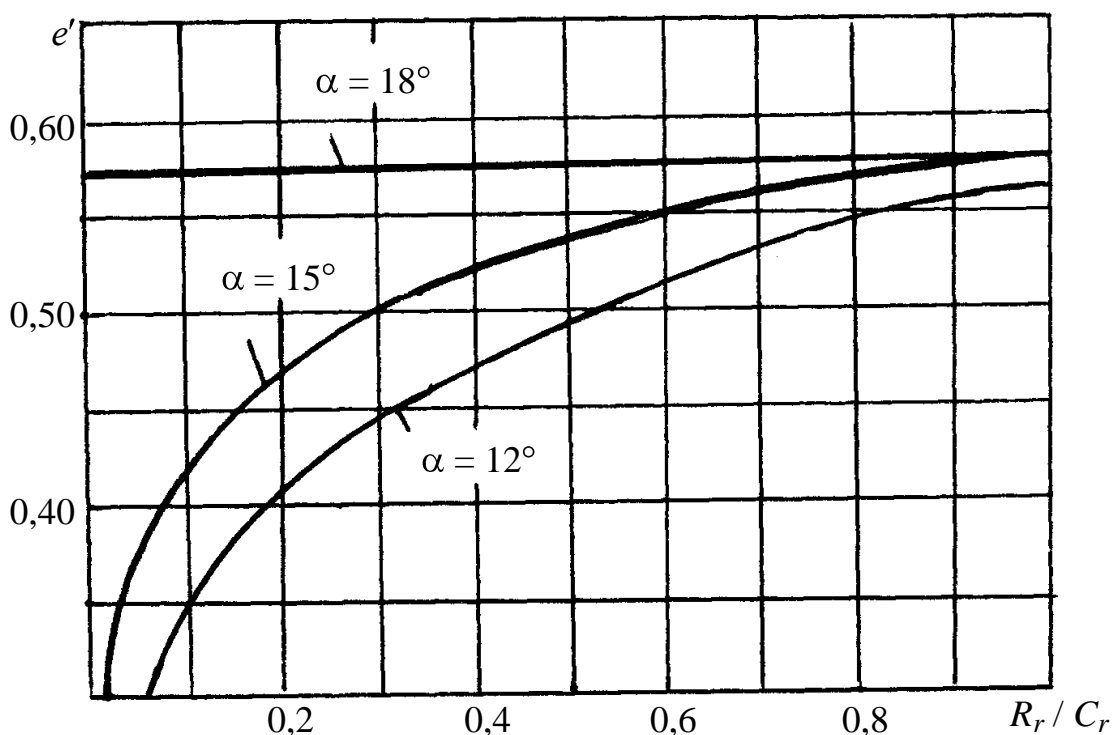


Рис. 7. График для определения коэффициента минимальной осевой нагрузки

Для роликовых конических подшипников  $e' = 0,83 e$  и  $R_s = 0,83 eR_r$ . Значения коэффициента  $e$  принимают также по таблицам для подшипников.

Для обеспечения нормальной работы подшипников необходимо, чтобы нагружающая подшипник осевая сила была не меньше осевой составляющей от действия радиальных нагрузок, т. е.  $R_{a1} \geq R_{s1}$  и  $R_{a2} \geq R_{s2}$ . Кроме этого, должно выполняться условие равновесия (рис. 8):

$$R_{a1} + F_a - R_{a2} = 0.$$

В табл. 2 приведены формулы для расчета осевых сил  $R_{a1}$  и  $R_{a2}$  в частных случаях.

Таблица 2

**Формулы для определения осевых сил,  
нагружающих радиально-упорные подшипники**

Условия нагружения	Осевые силы
$R_{s1} > R_{s2}; F_a \geq 0$	$R_{a1} = R_{s1}; R_{a2} = R_{a1} + F_a$
$R_{s1} < R_{s2}; F_a \geq R_{s2} - R_{s1}$	$R_{a2} = R_{s2}; R_{a1} = R_{a2} - F_a$
$R_{s1} < R_{s2}; F_a < R_{s2} - R_{s1}$	$R_{a2} = R_{s2}; R_{a1} = R_{a2} - F_a$

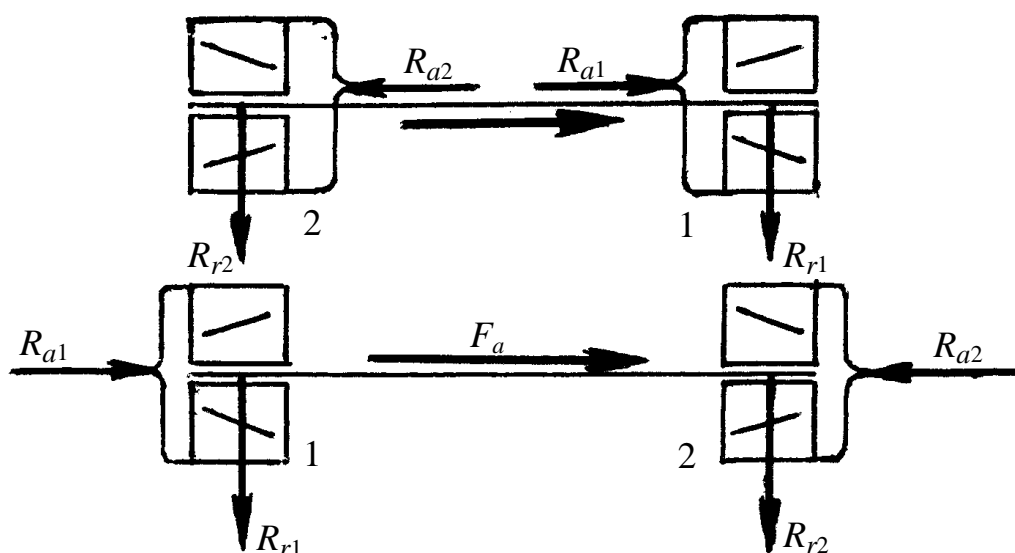


Рис. 8. Типовые схемы нагружения радиально-упорных подшипников

Приведем в качестве примера определение опорных реакций для всех трех валов редуктора, учитывая, что в качестве опор для быстроходного вала выбраны радиально-упорные шариковые однорядные подшипники, для промежуточного вала – радиально-упорные роликовые конические, для тихоходного – радиальные шариковые однорядные.

*Быстроходный вал (рис. 9)*

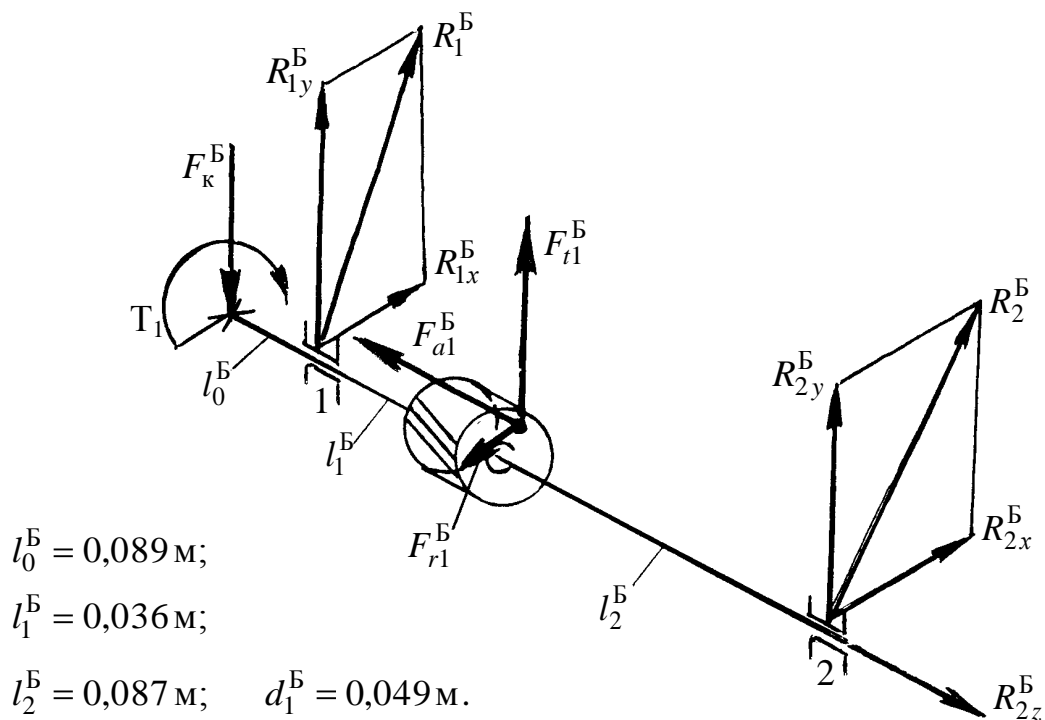


Рис. 9. Расчетная схема быстроходного вала

При составлении уравнений равновесия используем заданные нагрузки в зацеплениях (получены в расчетах зубчатых зацеплений), найденную радиальную консольную нагрузку, расчетную длину участков вала и диаметр делительной окружности шестерни первой (быстроходной) ступени.

$$\sum M_{1x} = F_{t1}^B l_1^B + R_{2y}^B (l_1^B + l_2^B) = 0,$$

$$R_{2y}^B = -F_{t1}^B l_1^B / (l_1^B + l_2^B) = -2172 \cdot 0,036 / (0,036 + 0,087) = -635,7 \text{ Н};$$

$$\sum M_{2x} = -R_{1y}^B (l_1^B + l_2^B) - F_{t1}^B l_2^B = 0,$$

$$R_{1y}^B = -F_{t1}^B l_2^B / (l_1^B + l_2^B) = -2172 \cdot 0,087 / (0,036 + 0,087) = -1536,3 \text{ Н}.$$

Проверка:  $\Sigma Y = 0$ ;  $R_{1y}^B + F_{t1}^B + R_{2y}^B = -1536,3 + 2172 - 635,7 = 0$ .

$$\Sigma M_{1y} = R_{2x}^B (l_1^B + l_2^B) - F_{r1}^B l_1^B + F_{a1}^B \frac{d_1^B}{2} = 0,$$

$$R_{2x}^B = (F_{r1}^B l_1^B - F_{a1}^B \frac{d_1^B}{2}) / (l_1^B + l_2^B) = (806 \cdot 0,036 - 442 \cdot 0,049 / 2) (0,036 + 0,087) = 147,86 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_{2y} = R_{1x}^B (l_1^B + l_2^B) - F_{r1}^B l_2^B - F_{a1}^B \frac{d_1^B}{2} = 0,$$

$$R_{1x}^B = (F_{r1}^B l_2^B + F_{a1}^B \frac{d_1^B}{2}) / (l_1^B + l_2^B) = (806 \cdot 0,087 + 442 \cdot 0,049 / 2) (0,036 + 0,087) = 658,14 \text{ Н}.$$

Проверка:  $\Sigma X = 0$ ;  $R_{1x}^B - F_{r1}^B + R_{2x}^B = 658,14 - 806 + 147,86 = 0$ .

$$\Sigma Z = F_{a1}^B - R_{2z}^B = 0; R_{2z}^B = 442 \text{ Н}.$$

Опорные реакции от радиальной консольной нагрузки:

$$\Sigma M_1 = R_{2\kappa}^B (l_1^B + l_2^B) + F_{\kappa}^B l_0^B = 0,$$

$$R_{2\kappa}^B = \frac{-F_{\kappa}^B l_0^B}{l_1^B + l_2^B} = \frac{-590 \cdot 0,089}{0,036 + 0,087} = -426,9 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_2 = R_{1\kappa}^B (l_1^B + l_2^B) - F_{\kappa}^B (l_0^B + l_1^B + l_2^B) = 0$$

$$R_{1\kappa}^B = \frac{F_{\kappa}^B (l_0^B + l_1^B + l_2^B)}{l_1^B + l_2^B} = \frac{590(0,089 + 0,036 + 0,087)}{0,036 + 0,087} = 1016,9 \text{ Н}.$$

Проверка:  $R_{1\kappa}^B - F_{\kappa}^B + R_{2\kappa}^B = 1016,9 - 590 - 426,9 = 0$ .

Результирующие опорные реакции:

$$R_1^B = \sqrt{(R_{1x}^B)^2 + (R_{1y}^B)^2} = \sqrt{(658,14)^2 + (1536,3)^2} = 1671,3 \text{ Н};$$

$$R_2^B = \sqrt{(R_{2x}^B)^2 + (R_{2y}^B)^2} = \sqrt{(147,86)^2 + (635,7)^2} = 652,7 \text{ Н}.$$

Суммарные опорные реакции с учетом радиальной консольной нагрузки:

$$R_{1\text{сум.}}^B = R_1^B + R_{1к}^B = 1671,3 + 1016,9 = 2688,2 \text{ Н};$$

$$R_{2\text{сум.}}^B = R_2^B + R_{2к}^B = 652,7 + 426,9 = 1079,6 \text{ Н}.$$

Таким образом, наиболее нагруженной будет опора 1, в которой  $R_{\text{max}} = 2688,2 \text{ Н}$ .

*Промежуточный вал (рис. 10)*

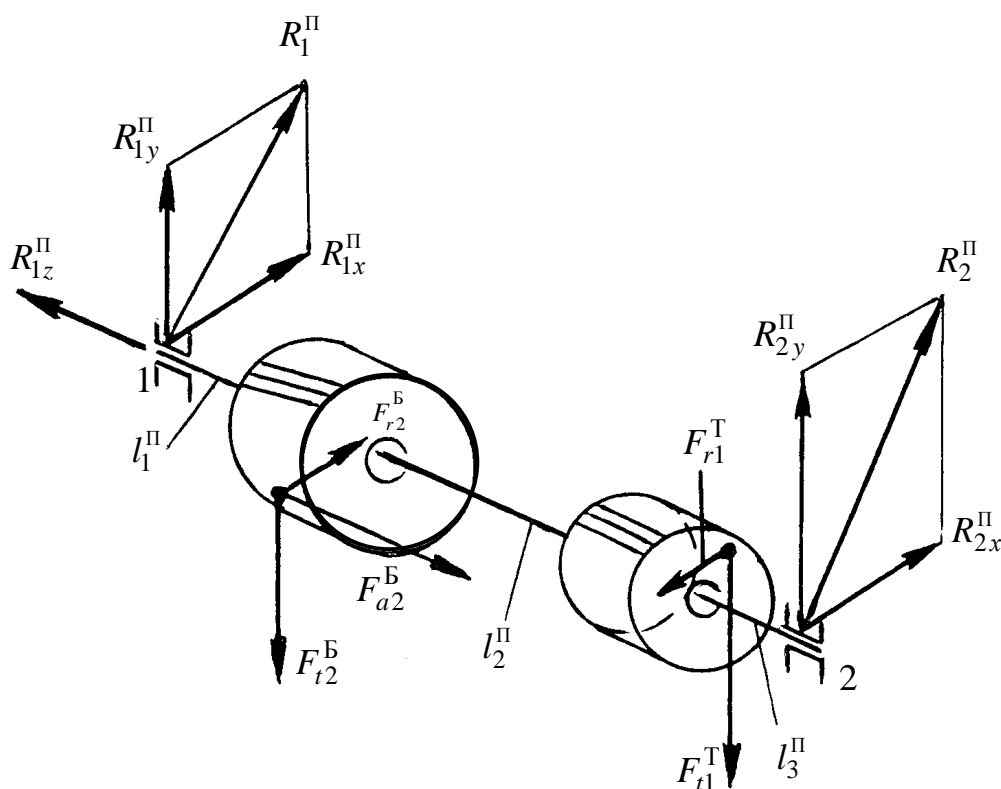


Рис. 10. Расчетная схема промежуточного вала

Опорные реакции:

$$\Sigma M_{1x} = F_{t2}^B l_1^B + F_{t1}^T (l_1^B + l_2^B) - R_{2y}^B (l_1^B + l_2^B + l_3^B) = 0,$$

$$R_{2y}^B = \frac{F_{t2}^B l_1^B + F_{t1}^T (l_1^B + l_2^B)}{l_1^B + l_2^B + l_3^B} = \frac{2172 \cdot 0,043 + 4817(0,043 + 0,047)}{0,043 + 0,047 + 0,047} = 3846,4 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_{2x} = R_{1y}^B (l_1^B + l_2^B + l_3^B) - F_{t2}^B (l_2^B + l_3^B) - F_{t1}^T l_3^B = 0;$$

$$R_{1y}^{\Pi} = \frac{F_{t2}^B(l_2^{\Pi} + l_3^{\Pi}) + F_{t1}^T l_3^{\Pi}}{l_1^{\Pi} + l_2^{\Pi} + l_3^{\Pi}} = \frac{2172(0,047 + 0,047) + 4817 \cdot 0,047}{0,043 + 0,047 + 0,047} = 3079,4 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$\Sigma Y = 0; R_{1y}^{\Pi} - F_{t2}^B - F_{t1}^T + R_{2y}^{\Pi} = 3079,4 - 2172 - 4817 + 3846,4 = 0.$$

$$\Sigma M_{1y} = R_{2x}^{\Pi}(l_1^{\Pi} + l_2^{\Pi} + l_3^{\Pi}) - F_{r1}^T(l_1^{\Pi} + l_2^{\Pi}) + F_{a2}^B \frac{d_2^B}{2} + F_{r2}^B l_1^{\Pi} = 0;$$

$$R_{2x}^{\Pi} = \frac{F_{r1}^T(l_1^{\Pi} + l_2^{\Pi}) - F_{a2}^B \cdot \frac{d_2^B}{2} - F_{r2}^B l_1^{\Pi}}{l_1^{\Pi} + l_2^{\Pi} + l_3^{\Pi}} =$$

$$= \frac{1752 \cdot (0,043 + 0,047) - 442 \cdot \frac{0,208}{2} - 806 \cdot 0,043}{0,043 + 0,047 + 0,047} = 562,4 \text{ Н;}$$

$$\Sigma M_{2y} = R_{1x}^{\Pi}(l_1^{\Pi} + l_2^{\Pi} + l_3^{\Pi}) + F_{r2}^B(l_2^{\Pi} + l_3^{\Pi}) - F_{a2}^B \cdot \frac{d_2^B}{2} - F_{r1}^T l_3^{\Pi} = 0;$$

$$R_{1x}^{\Pi} = \frac{-F_{r2}^B(l_2^{\Pi} + l_3^{\Pi}) + F_{a2}^B \frac{d_2^B}{2} + F_{r1}^T l_3^{\Pi}}{l_1^{\Pi} + l_2^{\Pi} + l_3^{\Pi}} =$$

$$= \frac{-806 \cdot (0,047 + 0,047) + 442 \cdot \frac{208}{2} + 1752 \cdot 0,047}{0,043 + 0,047 + 0,047} = 383,6 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$\Sigma X = R_{1x}^{\Pi} + F_{r2}^B - F_{r1}^T + R_{2x}^{\Pi} = 383,6 + 806 - 1752 + 562,4 = 0.$$

Результирующие опорные реакции:

$$R_1^{\Pi} = \sqrt{(R_{1x}^{\Pi})^2 + (R_{1y}^{\Pi})^2} = \sqrt{(383,6)^2 + (3079)^2} = 3102,8 \text{ Н;}$$

$$R_2^{\Pi} = \sqrt{(R_{2x}^{\Pi})^2 + (R_{2y}^{\Pi})^2} = \sqrt{(562,4)^2 + (3846,4)^2} = 3887,3 \text{ Н.}$$

Наиболее нагруженной является опора 1 (рис. 10), в которой опорная реакция наибольшая:  $|R_{\max}| = R_2^{\Pi} = 3887,3 \text{ Н.}$

Осевая нагрузка в этой опоре:



$$R_{1z}^{\Pi} = F_{a2}^{\text{Б}} = 442 \text{ Н.}$$

Тихоходный вал (рис. 11)

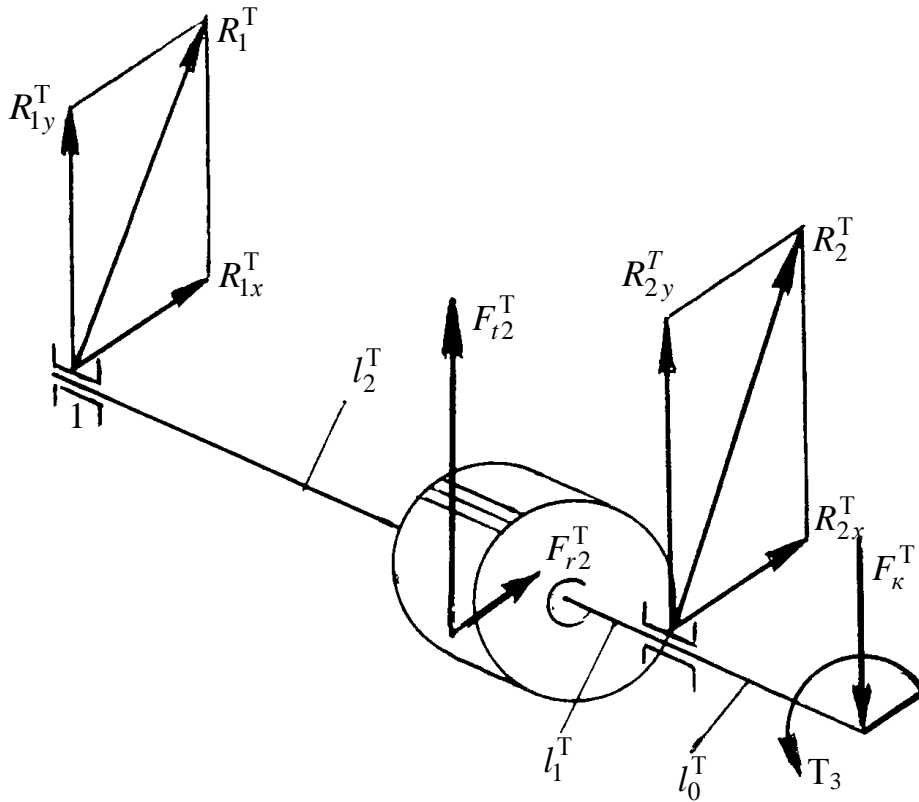


Рис. 11. Расчетная схема тихоходного вала

$$\Sigma M_{1x} = R_{2y}^T (l_2^T + l_1^T) + F_{t2}^T l_2^T = 0;$$

$$R_{2y}^T = -\frac{F_{t2}^T l_2^T}{l_1^T + l_2^T} = -\frac{4817 \cdot 0,098}{0,054 + 0,098} = -3105,7 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_{2x} = R_{1y}^T (l_1^T + l_2^T) + F_{t2}^T l_1^T = 0;$$

$$R_{1y}^T = -\frac{F_{t2}^T l_1^T}{l_1^T + l_2^T} = -\frac{4817 \cdot 0,054}{0,054 + 0,098} = -1711,3 \text{ Н.}$$

Проверка:  $\Sigma Y = R_{1y}^T + F_{t2}^T + R_{2y}^T = -1711,3 + 4817 - 3105,7 = 0.$

$$\Sigma M_{1y} = R_{2x}^T (l_1^T + l_2^T) + F_{r2}^T l_2^T = 0;$$

$$R_{2x}^T = -\frac{F_{r2}^T l_2^T}{l_1^T + l_2^T} = -\frac{1752 \cdot 0,098}{0,054 + 0,098} = -1129,58 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_{2y} = R_{1x}^T (l_1^T + l_2^T) + F_{r2}^T l_1^T = 0;$$

$$R_{1x}^T = -\frac{F_{r2}^T l_1^T}{l_1^T + l_2^T} = -\frac{1752 \cdot 0,054}{0,054 + 0,098} = -622,42 \text{ Н};$$

$$\text{Проверка: } \Sigma X = R_{1x}^T + F_{r2}^T + R_{2x}^T = -622,42 + 1752 - 1129,58 = 0.$$

Результирующие опорные реакции:

$$R_1^T = \sqrt{(R_{1x}^T)^2 + (R_{1y}^T)^2} = \sqrt{(-622,42)^2 + (-1711,3)^2} = 1820,9 \text{ Н};$$

$$R_2^T = \sqrt{(R_{2x}^T)^2 + (R_{2y}^T)^2} = \sqrt{(-1129,58)^2 + (-3105,7)^2} = 3304,7 \text{ Н}.$$

В соответствии с ГОСТ 16162-85Е при расчете тихоходного вала, имеющего консольный участок, необходимо учесть радиальную консольную нагрузку (рис. 12):

$$F_K^T = 250 \sqrt{T_T} = 250 \sqrt{501} = 5600 \text{ Н}.$$

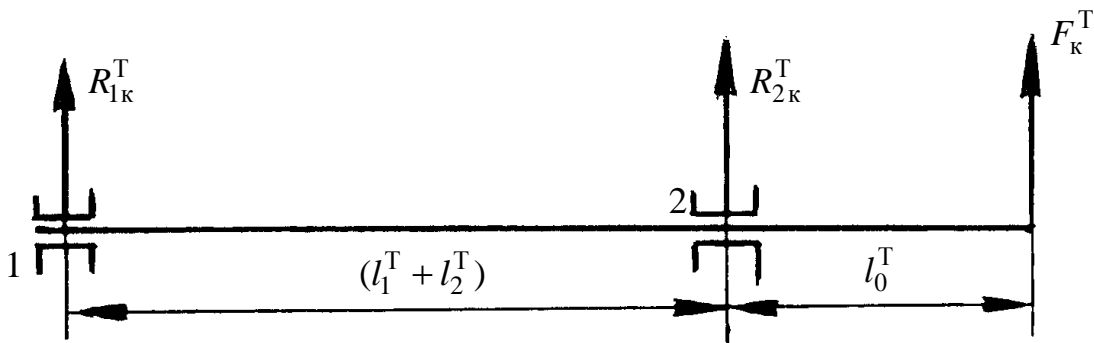


Рис. 12. Схема нагружения тихоходного вала радиальной консольной нагрузкой

Опорные реакции от радиальной консольной нагрузкой:

$$\Sigma M_1 = -F_K^T (l_0^T + l_1^T + l_2^T) + R_{2K}^T (l_1^T + l_2^T) = 0;$$

$$R_{2\kappa}^T = \frac{F_{\kappa}^T (l_0^T + l_1^T + l_2^T)}{l_1^T + l_2^T} = \frac{5600(0,1 + 0,054 + 0,098)}{0,054 + 0,098} = 9725 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_2 = -F_{\kappa}^T l_0^T - R_{1\kappa}^T (l_1^T + l_2^T) = 0;$$

$$R_{1\kappa}^T = -\frac{F_{\kappa}^T l_0^T}{l_1^T + l_2^T} = -\frac{5600 \cdot 100}{54 + 81} = -4125 \text{ Н}.$$

Опорные реакции с учетом радиальной консольной нагрузки:

$$R_{1\Sigma}^T = |R_1^T| + |R_{1\kappa}^T| = 1820,9 + 4125 = 5945,9 \text{ Н};$$

$$R_{2\Sigma}^T = |R_2^T| + |R_{2\kappa}^T| = 3304,7 + 9725 = 13029,7 \text{ Н}.$$

Наиболее нагруженной является опора 2, в которой  $R_{2\Sigma}^T = 13029,7 \text{ Н}$ .

### 3. Конструирование быстроходного вала

Консольный участок этого вала оставляем таким, каким он спроектирован на I этапе эскизного проектирования. При конструировании остальной части используем найденные ранее расчетные значения расстояний между серединами подшипников и быстроходной шестерни (рис. 1).

Для решения вопроса конструирования быстроходного вала и шестерни быстроходной пары необходимо найти отношение  $d_{f1}^B / d_b$ , где  $d_b$  – диаметр прилегающей к шестерне ступени вала (см. рис. 13);

$$d_b = d_{\Pi}^B + (5 \dots 8) \text{ мм} = 40 + (5 \dots 8) = (45 \dots 48) \text{ мм};$$

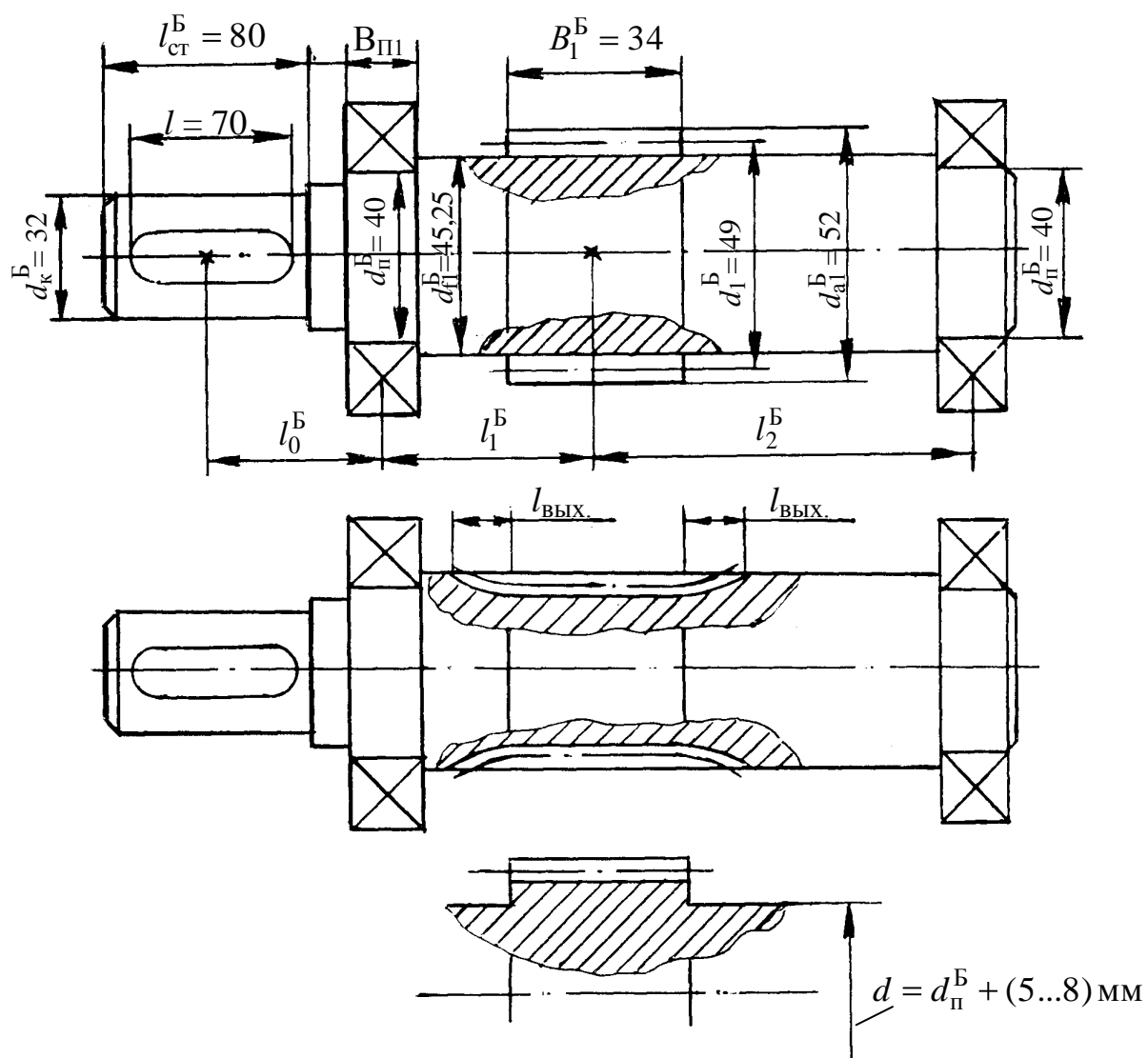
принимаем  $d_b = 45,25 \text{ мм}$  (равным диаметру окружности впадин между зубьями шестерни).

Если  $\frac{d_{f1}^B}{d_b} < 1,6$  – принимают к конструированию совместную

сложную деталь под названием «вал-шестерня».

В случае, если это отношение больше, чем 1,6, принимают к конструированию вал и шестерню по отдельности, как две отдельные детали.

В нашем случае  $\frac{d_{f1}^B}{d_B} = 1,0 < 1,6$  и конструкция должна быть выбрана в виде вала-шестерни по одной из схем на рис. 13, а, б.



**Рис. 13.** Конструкции быстроходного вала

Размеры фасок, галтелей, диаметров промежуточных ступеней можно принять по справочным таблицам [2, 3].

#### 4. Расчет и конструирование промежуточного вала

Расчетная схема промежуточного вала приведена на рис. 10.

##### 4.1. Определение изгибающего момента и построение эпюр $M_{гор}$ , $M_{верт}$ , $M_{рез}$

*Вертикальная плоскость*

Сечения 1 и 2:  $M_{1x} = M_{2x} = 0$ ;

Сечение 3:  $M_{3x} = R_{1y}^n l_1^n = 3079,4 \cdot 0,043 = 132,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;

Сечение 4:  $M_{4x} = R_{2y}^n l_3^n = 3846,4 \cdot 0,047 = 180,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Строим эпюру  $M_{верт}$  (рис. 10).

*Горизонтальная плоскость*

Сечения 1 и 2:  $M_{1y} = M_{2y} = 0$ ;

Сечение 3 (слева):  $M_{3y}' = R_{1x}^n l_1^n = 383,6 \cdot 0,043 = 16,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;

Сечение 3 (справа):

$$M_{3y}'' = R_{1x}^n l_1^n - F_{a2}^B \cdot \frac{d_2^B}{2} = 383,6 \cdot 0,043 - 442 \cdot \frac{0,208}{2} = -29,47 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Сечение 4:  $M_{4y} = R_{2x}^n l_3^n = 562,4 \cdot 0,047 = 26,43 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

По этим результатам строим эпюру  $M_{гор}$  (рис. 14).

Вычисляем величину результирующего изгибающего момента  $M_{рез}$  в различных сечениях по формуле:

$$M_{рез} = \sqrt{M_{гор}^2 + M_{верт}^2}.$$

В сечениях 1 и 2:  $M_{рез} = 0$ ;

в сечении 3 (слева):

$$M_{рез.3}' = \sqrt{16,5^2 + 132,4^2} = 133,4 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

в сечении 3 (справа):

$$M_{рез.3}'' = \sqrt{(-29,47)^2 + 132,4^2} = 135,6 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

в сечении 4:

$$M_{рез} = \sqrt{26,43^2 + 180,8^2} = 182,7 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Деформации кручения подвержен средний участок вала между зубчатым колесом быстроходной пары и шестерней тихоходной пары моментом  $T_2 = 184,25 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Опасное сечение находится под шестерней тихоходной пары, где  $M_{\max} = 197 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $T = 184,25 \text{ Н}\cdot\text{м}$  (рис. 14).

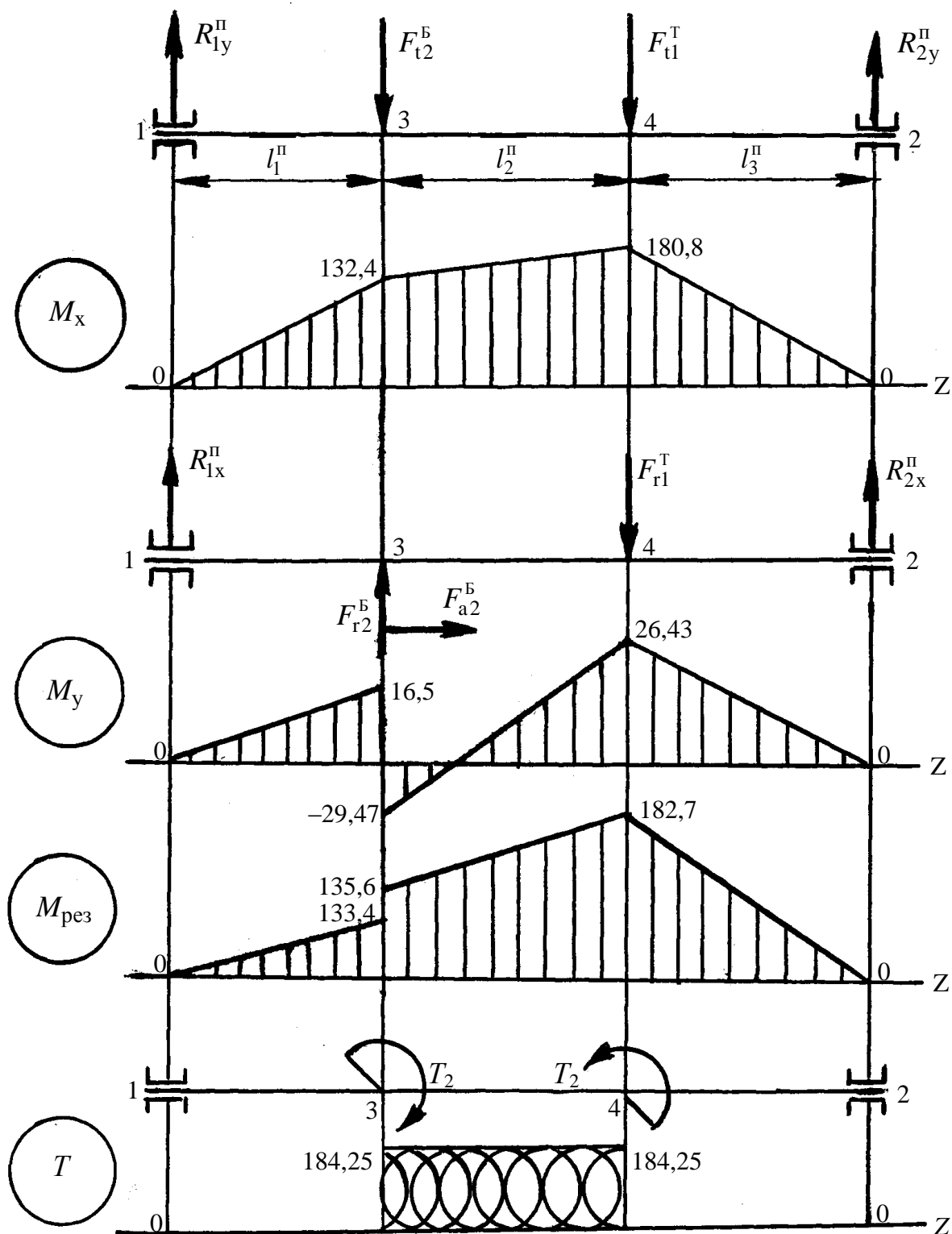


Рис. 14. Эпюры изгибающих ( $M_x$ ,  $M_y$ ,  $M_{\text{рез}}$ ) и крутящего ( $T$ ) моментов

#### 4.2. Конструирование промежуточного вала

Выбираем материал для вала таким же, как и у шестерни тихоходной зубчатой пары – сталь 40 ХН; ( $\sigma_B = 820$  МПа;  $\sigma_{-1} = 360$  МПа;  $\tau_{-1} = 210$  МПа;  $\psi_\sigma = 0,1$ ;  $\psi_\tau = 0,5$ ).

Допускаемое напряжение:

$$[\sigma] = (0,05-0,08) \sigma_B = (0,05-0,08) 820 = (41-65,6) \text{ МПа.}$$

Принимаем  $[\sigma] = 41$  МПа.

Находим расчетное значение диаметра опасного сечения промежуточного вала. Опасное сечение находится под шестерней тихоходной зубчатой пары, где  $M_{\max} = 182,7$  Н·м,  $T = 184,25$  Н·м (рис. 14):

$$d_4' \geq 10 \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1[\sigma]}} = 10 \sqrt[3]{\frac{259,5}{0,1 \cdot 41}} = 39,85 \text{ мм,}$$

где  $M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\text{рез}}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{182,7^2 + 184,25^2} = 259,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$

$\alpha$  – коэффициент, учитывающий влияние упрочнения материала при пульсирующем цикле изменения напряжений; для реверсивного вала  $\alpha = 1$ , нереверсивного вала –  $\alpha = 0,6$ .

При нереверсивном вале:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{182,7^2 + (0,6 \cdot 184,25)^2} = 213,54 \text{ мм;}$$

$$d_4'' \geq 10 \sqrt[3]{\frac{213,54}{0,1 \cdot 41}} = 37,3 \text{ мм.}$$

Принимая в первом случае  $d_4' = 45$  мм, во втором  $d_4'' = 38$  мм, найдем отношение:  $\left(\frac{d_{f1}^T}{d_4'}\right) = \frac{72}{45} = 1,6$ ;  $\left(\frac{d_{f1}^T}{d_4''}\right) = \frac{72}{38} = 1,895$ .

При  $\frac{d_{f1}}{d} \leq 1,6$  принимают к конструированию сложную совместную деталь под названием «вал-шестерня», что подходит в нашем примере к первому случаю (рис. 15, а).

Во втором случае, когда  $\left(\frac{d_{f1}^T}{d_4}\right)'' = 1,895 > 1,6$ , нужно конструировать промежуточный вал и шестерню тихоходной зубчатой пары как

две отдельные детали. Конструкция вала будет такой, как показано на рис. 15, б.

Учитывая оба варианта, находим диаметр сечения промежуточно-го вала под зубчатым колесом быстроходной пары (сечение 3, рис. 14):

$$d_3' \geq 10 \sqrt[3]{\frac{228,8}{0,1 \cdot 41}} = 38,2 \text{ мм}; \text{ принимаем } d_3' = 40 \text{ мм};$$

$$d_3'' \geq 10 \sqrt[3]{\frac{174,95}{0,1 \cdot 41}} = 34,94 \text{ мм}; \text{ принимаем } d_3'' = 36 \text{ мм}.$$

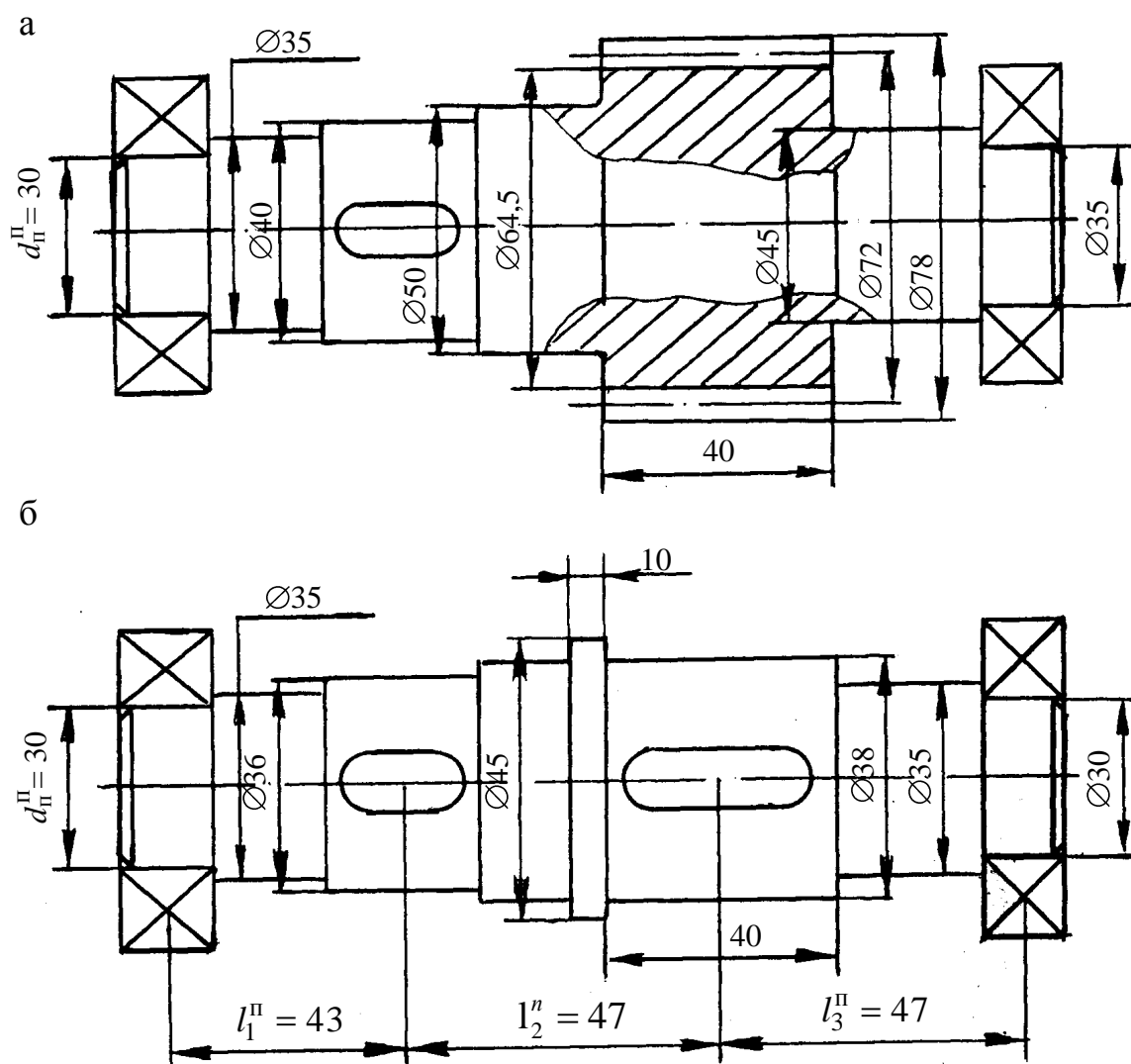


Рис. 15. Конструкции промежуточного вала:  
а – совместно с тихоходной шестерней;  
б – в виде отдельной детали



#### 4.3. Проверочный расчет промежуточного вала

Выполним проверку сечения 3 под зубчатым колесом быстроходной зубчатой пары, где  $d_3 = 36$  мм. В этом сечении два концентратора напряжений: один – посадка колеса с натягом, второй – шпоночная канавка. Наиболее чувствительным является второй концентратор, для которого эффективные коэффициенты концентрации напряжений имеют следующие значения (по [3]:  $K_\sigma = 2,1$  – при нарезании шпоночной канавки концевой фрезой;  $K_\tau = 1,88$  (табл. 3П); коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения:  $K_{d\sigma} = 0,75$ ;  $K_{d\tau} = 0,75$  (табл. 6П); коэффициент влияния качества обработки поверхности (при чистовом шлифовании):  $K_{F\sigma} = 0,89$ ;  $K_{F\tau} = 0,93$  (табл. 7П); коэффициент влияния поверхностного упрочнения  $K_v = 1$  (табл. 2П) (без упрочнения).

Коэффициенты снижения предела выносливости вычисляем из зависимостей:

$$K_{\sigma d} = (3,75 + 1/0,89 - 1) \cdot 1 = 3,8986;$$

$$K_{\tau d} = (2,3 + 1/0,89 - 1) \cdot 1 = 2,4236.$$

Пределы выносливости вала в сечении 3:

$$\sigma_{-1d} = 360 / 3,8986 = 92,34 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1d} = 210 / 2,4236 = 86,648 \text{ МПа}.$$

При насаживании детали на вал по табл. 5П принимаем:

$$K_\sigma / K_{\sigma d} = 3,77; K_\tau / K_{\tau d} = 2,3.$$

Амплитудные напряжения циклов:

$$\sigma_a = \frac{M_{\text{рез}}}{W_x} = \frac{133,4 \cdot 10^3}{4010} = 33,27 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \frac{T}{W_\kappa} = \frac{184,25 \cdot 10^3}{8590} = 21,45 \text{ МПа};$$

$$S_\sigma = \sigma_{-1d} / \sigma_a = 92,34 / 33,27 = 2,775;$$

$$S_\tau = \tau_{-1d} / \sigma_a = 86,648 / 27,45 = 3,156;$$

$$S = 2,775 \cdot 3,156 / \sqrt{2,775^2 + 3,156^2} = 2,08.$$

Запас прочности обеспечен.

## 5. Конструирование тихоходного вала

Конструкция консольного участка тихоходного вала разработана при эскизном проектировании, исключая диаметр сечения этого вала под подшипником. Этот диаметр можно найти после выбора шпонок (см. рис. 5):

$$d_{\Pi}^T \geq d_{\kappa}^T + 2t_2 = 50 + 2 \cdot 3,8 = 57,6 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_{\Pi}^T = 60 \text{ мм.}$

Длина шпонки:

$$l = l_{\text{ст}}^T - (8 \dots 10) \text{ мм} = 102 \dots 100 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l = 100 \text{ мм.}$

$$d_1^T = d_{\Pi}^T + (5 \dots 8) = 65 + (5 \dots 8) = 65 \dots 68 \text{ мм};$$

Принимаем  $d_1^T = 65 \text{ мм.}$

$$d_3^T = d_1^T + (5 \dots 8) = 65 + (5 \dots 8) = (70 \dots 73) \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_3^T = 70 \text{ мм.}$



## Проверка прочности шпонок на смятие

### *Быстроходный вал*

На стадии эскизного проектирования выбрана шпонка призматическая  $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 70$  ГОСТ 23360-78;

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{dl_p(h-t_1)} = \frac{2 \cdot 54,37 \cdot 10^3}{32 \cdot 60(8-5)} = 18,8 \text{ МПа},$$

где  $t_1 = 5$  мм;  $l_p = l - b = 70 - 10 = 60$  мм;

$[\sigma_{\text{см}}] = 140$  МПа – при стальной ступице.

$18,8 < 140$ , т. е.  $\sigma_{\text{см}} < [\sigma_{\text{см}}]$  и условие прочности при смятии выполняется.

### *Промежуточный вал*

Шпонка призматическая  $b \times h \times l = 14 \times 9 \times 28$  ГОСТ 23360-78;

$t_1 = 5,5$  мм;  $l_p = 28 - 14 = 14$  мм.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 184,25 \cdot 10^3}{48 \cdot 14(9-5,5)} = 156,5 \text{ МПа} < 190.$$

### *Тихоходный вал*

Исходя из технологических соображений, сечение у обеих шпонок одинаковое, но длина шпонок различная. Проверяем на смятие наиболее нагруженную  $b \times h \times l = 14 \times 9 \times 30$  ГОСТ 23360-78:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_3 \cdot 10^3}{d_3^T l_p (h-t_1)} = \frac{2 \cdot 501 \cdot 10^3}{70 \cdot (30-14)(9-5,5)} = 256 \text{ МПа}.$$

Расчетное напряжение смятия  $\sigma_{\text{см}} = 256$  МПа больше допускаемого  $[\sigma_{\text{см}}] = 140$  МПа. Для выполнения условия прочности увеличим длину ступицы зубчатого колеса тихоходной пары с 35 до 50 мм:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 501 \cdot 10^3}{70 \cdot (45-16)(9-5,5)} = 140,5 \text{ МПа}.$$

Тогда конструкция тихоходного вала с зубчатым колесом будет иметь вид показанный на рис. 16, б.

## Выбор и расчет подшипников

### Быстроходный вал

Диаметр ступени вала под подшипником (по эскизу конструкции вала на рис. 13, а)  $d_{\text{п}}^{\text{б}} = 40$  мм.

Опорные реакции:  $R_{\text{лсум}}^{\text{б}} = R_{r1} = 2688,2$  Н.

$$R_{\text{лсум}}^{\text{б}} = R_{r2} = 1079,6 \text{ Н}; \quad F_a = F_{a1} = 442 \text{ Н}.$$

По справочным таблицам [3, с. 135] определяем параметр осевой нагрузки:  $e = 0,3$  при  $F_a / C_{or} = 0,014$  и угле контакта  $\alpha = 12^\circ$ .

На первом этапе эскизного проектирования нами был выбран подшипник шариковый однорядный радиально-упорный № 36308, для которого определяем осевые составляющие нагрузок:

$$R_{s1} = eR_{r1} = 0,3 \cdot 2688,2 = 806,46 \text{ Н};$$

$$R_{s2} = eR_{r2} = 0,3 \cdot 1079,6 = 323,88 \text{ Н}.$$

Так как  $R_{s1} > R_{s2}$ ,  $F_a > 0$ , то  $R_{a1} = R_{s1}$ ,  $R_{a2} = R_{a1} + F_a$ , т. е.  $R_{a1} = 806,46$  Н;  $R_{a2} = 806,46 + 442 = 1248,46$  Н.

Отношение  $R_{a1} / (VR_{r1}) = 806,46 / (1 \cdot 2688,2) = 0,3$  равно параметру  $e$ , поэтому можно принять для опоры 1:  $X = 1$ ,  $Y = 0$ .

Для второй опоры отношение  $R_{a2}/(VR_{r2}) = 1248,46/(1 \cdot 1079,6) = 1,156$  больше, чем  $e = 0,3$  и тогда для этой опоры  $X = 0,45$ ,  $Y = 1,81$ .

Эквивалентные динамические нагрузки:

$$R_{E1} = VXR_{r1}K_{\sigma}K_T = 1 \cdot 1 \cdot 2688,2 \cdot 1,4 \cdot 1 = 3763,5 \text{ Н};$$

$$R_{E2} = (VXR_{r2} + YR_{r2})K_{\sigma}K_T = (1 \cdot 0,45 \cdot 1079,6 + 1,81 \cdot 1248,46) \cdot 1,14 \cdot 1 = 3843,7 \text{ Н}.$$

Расчетный ресурс наиболее нагруженного подшипника при обычных условиях применения ( $a_{23} = 0,6$ ) и  $p = 3$  (шариковый подшипник):

$$L_{hd} = a_{23} \left( \frac{C_r}{R_{E2}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 0,6 \cdot \left( \frac{53900}{3843,7} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 970} = 28428 \text{ часов}.$$

Расчетная динамическая грузоподъемность подшипника:

$$C_p = R_{E2} \left( \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6} \right)^{1/p} = 3843,7 \left( \frac{60 \cdot 970 \cdot 15000}{10^6} \right)^{0,33} = 35915 \text{ Н} = 35,915 \text{ кН},$$

что меньше табличного значения.

Надежность выбранного подшипника:

$$P_t = 10^a \cdot 100 \% = 95,4 \%,$$

где  $a = 0,43429 \cdot \ln 0,9 \cdot (C_p / C_r)^{0,67 P} = 0,43429 \cdot (-0,105359)(35,915 / 53,9)^2 = -0,020315$ .

Так как расчетный ресурс выбранного подшипника больше желаемого и вероятность безотказной работы больше принятой для подшипников большинства изделий (90 %), то подшипник № 36308 пригоден.

*Промежуточный вал*

Частота вращения  $n_2 = 271,71$  об/мин;  $d_{\Pi}^{\Pi} = 30$  мм. Схема установки подшипников – враспор. Радиальные реакции опор:  $R_{r1} = R_1^{\Pi} = 3102,8$  Н;

$R_{r2} = R_2^{\Pi} = 3887,3$  Н. Вал нагружен осевой силой  $F_{a1} = R_{1z}^{\Pi} = 442$  Н.

Возможны кратковременные перегрузки до 150 % номинальной нагрузки. Условия эксплуатации подшипников – обычные. Ожидаемая температура работы – до 100 °С.

Предварительно принимаем подшипник роликовый конический легкой серии 7306А. Из табл. (см. [3, с. 504]) для этого подшипника выписываем:  $C_r = 52,8$  кН;  $e = 0,31$ ;  $Y = 1,9$ .

Определяем осевые составляющие усилий от радиальной нагрузки:

$$R_{s1} = 0,83 e R_{r1} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 3102,8 = 952,9 \text{ Н};$$

$$R_{s2} = 0,83 e R_{r2} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 3887,3 = 1193,8 \text{ Н}.$$

Так как  $R_{s1} < R_{s2}$  и  $F_{a1} > 0$ , то в соответствии с табл. 2 находим осевые силы, нагружающие подшипники:

$$R_{a1} = R_{s1} = 952,9 \text{ Н};$$

$$R_{a2} = R_{a1} + F_{a1} = 952,9 + 442 = 1394,9 \text{ Н}.$$

Отношение  $R_{a1}/(VR_{r1}) = 952,9/(1 \cdot 3102,8) = 0,307$ , что меньше  $e = 0,31$  и для опоры 1:

$$X = 1, Y = 0.$$

Отношение  $R_{a2}/(VR_{r2}) = 1394,9/(1 \cdot 3887,3) = 0,359$ , что больше  $e = 0,31$  и для опоры 2:

$$X = 0,4, Y = 1,9.$$

Эквивалентная нагрузка на подшипники:

$$R_{E1} = VXR_{r1} K_{\sigma} K_T = 1 \cdot 1 \cdot 3102,8 \cdot 1,4 \cdot 1 = 4343,9 \text{ Н};$$

$$R_{E2} = (VXR_{r2} + YR_{a2}) \cdot K_{\sigma} K_T = (1 \cdot 0,4 \cdot 3887,3 + 1,9 \cdot 1394,9) \cdot 1,4 \cdot 1 = 5887,3 \text{ Н}.$$

Расчетный ресурс:

$$L_{hd} = 0,6 \cdot \left( \frac{52800}{5887,3} \right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 271,71} = 55119 \text{ часов}.$$

Это больше требуемого ресурса, поэтому намеченный подшипник подходит.

Его расчетная динамическая грузоподъемность:

$$C_p = 5887,3 \cdot \left( \frac{60 \cdot 271,71 \cdot 15000}{10^6} \right)^{0,3} = 30649 \text{ Н} = 30,649 \text{ кН}, \quad \text{что}$$

меньше табличной.

Надежность выбранного подшипника:

$$P_t = 10^a \cdot 100 \% = 96,9 \%;$$

где  $a = -0,045756 (30649 / 52800)^{2,23} = -0,0136$ .

*Тихоходный вал*

Частота вращения вала  $n_3 = 95$  об/мин;  $d_{\Pi}^T = 60$  мм. Радиальные реакции опор:

$$R_{r1} = R_1^T = 6135 \text{ Н}; R_{r2} = 12785 \text{ Н}.$$

Осевая нагрузка отсутствует. Выбираем шариковый радиальный однорядный подшипник средней серии 312, для которого  $C_r = 81,9$  кН;  $C_{or} = 48$  кН (см. [3? с/ 498]).

Для радиального шарикового подшипника осевая составляющая отсутствует, т.е.  $R_{s1} = R_{s2} = 0$ .

Тогда  $X = 1$ ,  $Y = 0$ .

Эквивалентные нагрузки:

$$R_{E1} = VXR_{r1}K_{\sigma}K_T = 1 \cdot 1 \cdot 6135 \cdot 1,4 \cdot 1 = 8589 \text{ Н};$$

$$R_{E2} = VXR_{r2}K_{\sigma}K_T = 1 \cdot 1 \cdot 12785 \cdot 1,4 \cdot 1 = 17899 \text{ Н}.$$

Для наиболее нагруженной опоры 2 расчетный ресурс подшипника при  $a_{23} = 0,7$  (обычные условия применения),  $p = 3$  (шариковый подшипник):

$$L_{hd} = 0,7 \cdot \left( \frac{81900}{17899} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 95} = 11764 \text{ часов}.$$

Это больше требуемого ресурса (10000 часов), поэтому подшипник 312 пригоден.



## ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1П

### Механические характеристики материалов для валов

Марка стали	Диаметр заготовки, мм (не более)	Твердость НВ, не менее	$\sigma_B$	$\sigma_T$	$\tau_T$	$\sigma_{-1}$	$\tau_{-1}$	$\Psi_\sigma$	$\Psi_\tau$
			МПа						
Ст 5	Любой	190	520	280	150	220	130	0	0
20	60	145	400	240	120	170	100	0	0
45	Любой	200 ÷ 240	560	280	150	250	150	0	0
	120	270	800	550	300	350	210	0,1	0
	80		900	650	390	380	230	0	0,05
20X	120	197	650	400	240	300	160	0,05	0
40X	Любой	200 ÷ 240	730	500	280	320	200	0,1	0,05
	200	270	800	650	390	360	210	0,1	0,05
	120		900	750	450	410	240	0,1	0,05
40XH	Любой	240	820	650	390	360	210	0,1	0,05
	200	270	920	750	450	420	250	0,1	0,05
12XH3A	120	260	950	700	490	420	210	0,1	0,05
12X2H4A	120	300	1100	850	600	500	250	0,15	0,1
18XГТ	60	330	1150	950	660	520	280	0,15	0,1
25X2ГНТ	200	360	1500	1200	840	650	330	0,2	0,1
30XГТ	Любой	270	950	750	520	450	260	0,1	0,05
	120	320	1150	950	660	520	310	0,15	0,1
	60	415	1500	1200	840	650	330	0,2	0,1
38XMЮA	—	57...67HRC	1050	900	—	420	230	—	—

Таблица 2П

### Значения коэффициента $K_V$

Вид упрочнения поверхности вала	Значения $K_V$ при:		
	$K_\sigma = 1,0$	$K_\sigma = 1,1 \dots 1,5$	$K_\sigma \geq 1,8$
Закалка ТВЧ	1,3–1,0	1,6–1,7	2,4–2,8
Азотирование	1,15–1,25	1,3–1,9	2,0–3,0
Накатка роликом	1,2–1,4	1,5–1,7	1,8–2,2
Дробеструйный наклеп	1,1–1,3	1,4–1,5	1,6–2,5
Без упрочнения	1,0	1,0	1,0

Таблица 3П

**Значения коэффициентов  $K_\sigma$  и  $K_\tau$  для шпоночного паза**

$\sigma_B$ , МПа	$K_\sigma$ при выполнении паза фрезой		$K_\tau$
	концевой	дисковой	
500	1,8	1,5	1,4
700	2,0	1,55	1,7
900	2,2	1,7	2,05
1200	2,65	1,9	2,4

Таблица 4П

**Значения коэффициентов  $K_\sigma$  и  $K_\tau$   
для шлицевых и резьбовых участков валов**

$\sigma_B$ , МПа	$K_\sigma$ для		$K_\tau$ для шлицев		$K_\tau$ для резьбы
	шлицев	резьбы	прямоб- оч- ных	эвольвент- ных	
500	1,45	1,8	2,25	1,43	1,35
700	1,6	2,2	2,50	1,49	1,7
900	1,7	2,45	2,65	1,55	2,1
1200	1,75	2,90	2,8	1,6	2,35

Таблица 5П

**Значения отношений  $K_\sigma/K_{d\sigma}$  и  $K_\tau/K_{d\tau}$   
в местах установки на валу деталей с натягом**

Диаметр вала $d$ , мм	$K_\sigma/K_{d\sigma}$ при $\sigma_B$ , Н/мм <sup>2</sup>				$K_\tau/K_{d\tau}$ при $\sigma_B = 1200$ МПа			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,6	3,3	4,0	5,1	1,5	2,0	2,4	3,05
40	2,75	3,5	4,3	5,4	1,65	2,1	2,6	3,25
50	2,9	3,7	4,5	5,7	1,75	2,2	2,7	3,4
60	3,0	3,85	4,7	5,95	1,8	2,3	2,8	3,55
70	3,1	4,0	4,85	6,15	1,85	2,4	2,9	3,7
80	3,2	4,1	4,95	6,3	1,9	2,45	3,0	3,8
90	3,3	4,2	5,1	6,45	1,95	2,5	3,05	3,9
100	3,35	4,3	5,2	6,6	2,0	2,55	3,1	3,95

*Примечание.* При установке с натягом колец подшипников табличное значение следует умножить на 0,9.

Таблица 6П

Значения коэффициентов  $K_{d\sigma}$  и  $K_{d\tau}$ 

Вид деформации и материал	$K_{d\sigma}$ ( $K_{d\tau}$ ) при диаметре вала $d$ , мм					
	20	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированной стали	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59
Кручение для всех сталей	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59

Таблица 7П

Значения коэффициентов  $K_{F\sigma}$  и  $K_{F\tau}$ 

Вид механической обработки	Параметр шероховатости $R_a$ , мкм	$K_{F\sigma}$ при $\sigma_b$ , МПа		$K_{F\tau}$ при $\sigma_b$ , МПа	
		$\leq 700$	$> 700$	$\leq 700$	$> 700$
Шлифование тонкое	до 0,2	1	1	1	1
Обтачивание тонкое	0,2–0,8	0,99–0,93	0,99–0,91	0,99–0,96	0,99...0,95
Шлифование чистовое	0,8–1,6	0,93–0,89	0,91–0,86	0,96–0,94	0,95–0,92
Обтачивание чистовое	1,6–3,2	0,89–0,86	0,86–0,82	0,94–0,92	0,92–0,89

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Леликов О.П.** Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. – М.: Машиностроение, 2002.
2. **Анурьев В.И.** Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 2. – М., 1992.
3. **Дунаев П.Ф., Леликов О.П.** Детали машин. Курсовое проектирование. – М.: Машиностроение. 2002.
4. **Леликов О.П.** Расчет валов на ЭВМ. – М.: МВТУ, 1986.
5. **Глухих В.Н.** Расчет и проектирование валов в редукторах: Метод. указания по курсовому проектированию. – СПб.: ИПО ЛТА, 2002.
6. **Воскресенский В.Е., Глухих В.Н., Зарецкий В.В.** Расчет и проектирование двухступенчатого зубчатого редуктора: Метод. указания по курсовому проектированию. – СПб.: ЛТА, 2003.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАЛОВ .....	4
Критерии работоспособности и расчета валов .....	4
Материалы для валов.....	5
Эскизное проектирование редуктора.....	6
1. Первый этап эскизного проектирования.....	7
Расчет и конструирование валов в редукторе .....	18
1. Пространственная схема редуктора с действующими нагрузками .....	18
2. Определение опорных реакций валов редуктора .....	19
3. Конструирование быстроходного вала .....	27
4. Расчет и конструирование промежуточного вала .....	29
5. Конструирование тихоходного вала.....	34
Проверка прочности шпонок на смятие .....	36
Выбор и расчет подшипников .....	37
ПРИЛОЖЕНИЕ .....	41
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	44

Глухих Владимир Николаевич

Расчет и проектирование валов  
на примере двухступенчатого  
зубчатого редуктора

Методические указания  
по курсовому проектированию деталей машин  
для студентов направлений  
140700, 141200, 151000, 19000 очной и заочной форм обучения

*Редактор*  
Л.Г. Лебедева

*Корректор*  
Н.И. Михайлова

*Компьютерная верстка*  
Д.Е. Мышковский

---

Подписано в печать 25.10.2011 г. Формат 60×84 1/16  
Усл. печ. л. 2,56. Печ. л. 2,69. Уч.-изд. л. 2,56  
Тираж 100 экз. Заказ № С 119

---

СПбГУНиПТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9  
ИИК СПбГУНиПТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9