

Министерство образования и науки Украины  
Севастопольский национальный технический университет



## РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

Методические указания

к разделу курсового проекта по дисциплинам «Детали машин»  
и «Прикладная механика» для студентов технических  
специальностей дневной и заочной форм обучения

Севастополь  
2006



Расчет валов редуктора: Методические указания к разделу курсового проекта по дисциплинам «Детали машин» и «Прикладная механика»/ Сост. Пахалюк В.И. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2006. – 30с.

Целью методических указаний является оказание помощи студентам в выполнении раздела курсового проекта по расчету валов редуктора. Излагаются в адаптированной форме современные научные и технические достижения и рекомендации последних стандартов в области расчета валов. Представлены примеры расчета валов ряда конструкций современных широко используемых редукторов в законченном числовом виде, даны рекомендации по конструированию валов. Наличие необходимого справочного материала позволяет практически без привлечения дополнительных источников выполнять все необходимые расчеты, и он может быть использован при подготовке исходных данных для расчета валов с помощью ЭВМ по разработанным на кафедре программам. Методические указания могут быть использованы в изучении дальнейших дисциплин при расчете, например, валов коробок скоростей станков и т.п.

Методические указания рассмотрены и утверждены на заседании кафедры технической механики и машиноведения (протокол № 1 от 25 сентября 2006 г.).

Допущено учебно-методическим центром СевНТУ в качестве методических указаний.

Рецензент: декан факультета ТАМППТ, проф. Харченко А.О.

## СОДЕРЖАНИЕ

|                                         |    |
|-----------------------------------------|----|
| Введение.....                           | 3  |
| 1. Расчет валов.....                    | 3  |
| 2. Кинематические схемы редукторов..... | 8  |
| 3. Примеры расчета валов.....           | 8  |
| Библиографический список.....           | 23 |
| Приложение А.....                       | 24 |

## **Введение**

Валы предназначены для передачи крутящего момента, а также для поддержания вращающихся деталей машин: зубчатых, червячных колес, шкивов ременных передач, звездочек цепных передач и т.п.

Валы работают: на изгиб и кручение (несущие на себе детали, через которые передается крутящий момент); дополнительно на растяжение или сжатие (при действии на установленные детали осевых нагрузок).

Так как валы передают крутящие моменты, то в их поперечных сечениях возникают касательные напряжения. Кроме того, от усилий в зацеплениях, силы натяжения ремней и цепей, веса деталей и собственного веса в валах возникают нормальные напряжения.

По конструкции валы могут быть гладкими (одного диаметра), ступенчатыми, сплошными и полыми, коленчатыми и гибкими.

В настоящих методических указаниях приводятся рекомендации по расчету валов цилиндрических, конических и червячных редукторов с представленными конкретными примерами. При расчете учитывается воздействие на быстроходный либо тихоходный вал консольных кривошипных сил муфт или сил от гибких передач (ременных, цепных).

**Целью курсового проекта является формирование у студентов навыков проектирования машин.**

## **1. Расчет валов**

### **1.1. Расчет валов на прочность**

Расчет на прочность представлен с учетом рекомендаций стандарта [1]. Так как невозможно учесть все виды нагружений в одном расчете, то расчет на прочность проводят в три этапа.

1.1.1. Ориентировочный - с условием, что вал работает только на кручение.

1.1.2. Проверочный (расчет вала на статическую прочность) - с условием, что вал работает совместно на изгиб и кручение.

1.1.3. Уточненный (расчет на сопротивление усталости) - с условием, что вал испытывает переменные напряжения.

### **1.2. Расчет валов на жесткость**

Необходимая жесткость валов при изгибе в основном определяется условиями правильной работы передач и подшипников. Этот расчет выполняется вместе с расчетом валов на прочность только при использовании ЭВМ по программам, разработанным на кафедре согласно рекомендациям МГТУ им. Баумана [2, 3].

### **1.1. Расчет вала на прочность**

#### **1.1.1. Ориентировочный расчет вала**

Расчет вала выполняется как проектный на стадии разработки компоновочного чертежа из условия работы вала на кручение и служит для определения минимального диаметра вала. Действие изгиба и прочих фак-

торов учитывается пониженными допускаемыми напряжениями кручения (касательными).

Диаметр вала определяется по формуле:

$$d \leq \sqrt[3]{17T/[\tau]}, \quad (1.1)$$

где  $T$  – крутящий момент, передаваемый валом, Нм;

$[\tau] = (0,025 \dots 0,030) \sigma_B$ , МПа – допускаемые касательные напряжения;

$\sigma_B$  – временное сопротивление разрыву материала вала, МПа.

Здесь меньшие значения  $[\tau]$  относятся к входным валам, а бóльшие – к выходным [4]. Механические характеристики вала берем из таблицы А.2. Полученные значения диаметра  $d$  следует округлять до значений согласно ГОСТ 6639–69 на нормальные линейные размеры, предпочтительнее по ряду  $R_a 40$  (таблица А.1).

По диаметру вала ориентировочно определяются подшипники, расстояние между ними и составляется эскиз вала, что дает возможность выполнить проверочный расчет.

### 1.1.2. Расчет вала на статическую прочность в рассматриваемом сечении

Проверку статической прочности производят в целях предупреждения пластических деформаций в период действия кратковременных перегрузок (например, при пуске).

Этим расчетом определяются коэффициенты запаса прочности по текучести в опасных сечениях вала и сравниваются с допускаемым коэффициентом запаса.

#### Последовательность расчета [1].

1. По чертежу вала, полученному из эскизной компоновки редуктора, составляют расчетную схему, на которой наносят в аксонометрии все внешние силы, нагружающие вал, приводя плоскости их действия к двум взаимно перпендикулярным плоскостям (горизонтальной  $XOZ$  и вертикальной  $YOZ$ ).

2. Затем определяют реакции опор в горизонтальной и вертикальной плоскости. В этих же плоскостях строят эпюры изгибающих моментов  $M_X$ ,  $M_Y$  и крутящего момента  $T$ .

**Примечание** – В случае наличия муфты строят отдельную эпюру изгибающего момента  $M_K$  от возникающей кривошипной силы муфты  $F_K$  (таблица А.15), нагружающей вал консольно. Консольная кривошипная сила от муфты вращается вместе с валом, и такая схема расчета обеспечивает ее учет при самом опасном случае воздействия.

3. Предположительно устанавливают опасные сечения, исходя из эпюр моментов, размеров сечения и концентратора напряжений.

4. Определяют суммарные изгибающие моменты в опасных сечениях по формуле

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2}, \quad (1.2)$$

а при наличии муфты

$$M = M_K + \sqrt{M_X^2 + M_Y^2}. \quad (1.3)$$

Консольную силу от действия гибкой передачи (ременной или цепной) раскладывают на две составляющие по указанным плоскостям.

5. Определяют нормальные и касательные напряжения в рассматриваемом сечении вала по формулам

$$\sigma = (M / W_{\text{нетто}}) + (F_a / A_{\text{нетто}}), \quad (1.4)$$

$$\tau = T / W_{\rho \text{ нетто}}, \quad (1.5)$$

где  $F_a$  – осевая сила, действующая на вал (для промежуточного вала – алгебраическая сумма осевых сил, действующих на вал);  $A_{\text{нетто}}$ ,  $W_{\text{нетто}}$ ,  $W_{\rho \text{ нетто}}$  – площадь, осевой и полярный моменты сопротивления поперечного нетто – сечения вала в опасном его сечении, учитывая тип соединения (с посадкой, шпоночное или шлицевое).

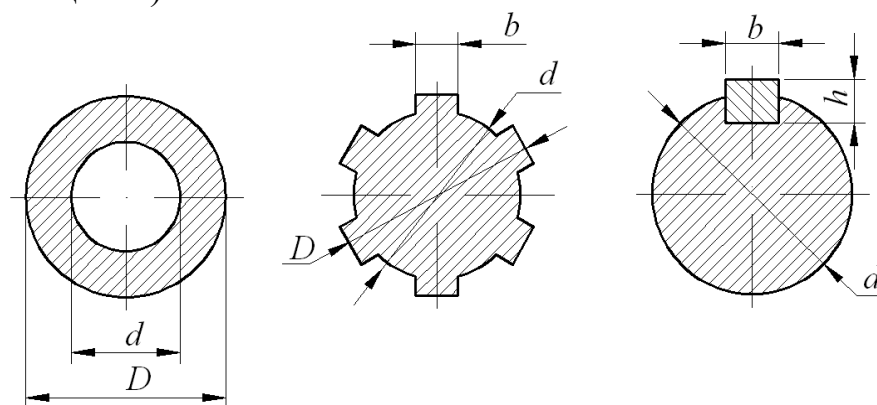


Рисунок 1 – Формы поперечных сечений валов

$W_{\text{нетто}} = \pi d^3 / 32$  – осевой момент сопротивления для сплошного круглого сечения диаметром  $d$ .

$W_{\text{нетто}} = \xi_w \pi d^3 / 32$  – осевой момент сопротивления для полого круглого сечения, где  $\xi_w = 1 - (d/D)^4$  – коэффициент пересчета (таблица А.3).

$W_{\text{нетто}} = \pi d^3 / 32 - bh(2d - h)^2 / (16d)$  – осевой момент сопротивления для вала с одной призматической шпонкой.

**Примечание** – Значения моментов сопротивления приведены в таблице А.5.

$W_{\text{нетто}} = [\pi d^4 + bz(D - d)(D + d)^2] / (32D)$  – осевой момент сопротивления для шлицевого вала с прямобочными шлицами.

**Примечание** – Значения моментов сопротивления приведены в таблице А.4.

$A_{\text{нетто}} = \pi d^2 / 4$  – площадь поперечного сечения для сплошного круглого сечения диаметром  $d$ .

$A_{\text{нетто}} = \pi(D^2 - d^2) / 4$  – площадь поперечного сечения для полого круглого сечения.

$A_{\text{нетто}} = \pi d^2 / 4 - bh / 2$  – площадь поперечного сечения для вала с одной призматической шпонкой.

$A_{\text{нетто}} = \pi d^2 / 4 - bz(D - d) / 2$  – площадь поперечного сечения для шлицевого вала с прямобоочными шлицами.

$W_{\rho \text{ нетто}} = \pi d^3 / 16$  – полярный момент сопротивления для сплошного круглого сечения диаметром  $d$ .

$W_{\rho \text{ нетто}} = \xi_w \pi d^3 / 16$  – полярный момент сопротивления для полого круглого сечения.

$W_{\rho \text{ нетто}} = \pi d^3 / 16 - bh(2d - h)^2 / (16d)$  – полярный момент сопротивления для вала с одной призматической шпонкой.

**Примечание** – Значения моментов сопротивления приведены в таблице А.5.

$W_{\rho \text{ нетто}} = [\pi d^4 + bz(D - d)(D + d)^2] / (16D)$  – полярный момент сопротивления для шлицевого вала.

Для **вала – шестерни** в сечении по зубьям геометрические характеристики поперечного сечения определяют как для сплошного сечения по начальному диаметру  $d_w$ , а для **вала червяка** – по диаметру впадин  $d_f$ .

6. Определяют частные коэффициенты запасов прочности по нормальным  $S_{T\sigma}$  и касательным  $S_{T\tau}$  напряжениям

$$S_{T\sigma} = \sigma_T / \sigma ; S_{T\tau} = \tau_T / \tau , \quad (1.6)$$

$\sigma_T, \tau_T$  – пределы текучести материала вала по нормальным и касательным напряжениям, МПа (таблица А.2).

7. Определяют общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести по гипотезе прочности максимальных касательных напряжений в опасных сечениях вала

$$S_T = S_{T\sigma} S_{T\tau} / (K_{\Pi} \sqrt{S_{T\sigma}^2 + S_{T\tau}^2}) \geq [S_T] , \quad (1.7)$$

$[S_T] = 1,3 \dots 2,0$  – допустимые значения для коэффициента запаса прочности по текучести;  $K_{\Pi} = T_{\max} / T$  – коэффициент перегрузки (из каталога на электродвигатель);  $T_{\max}$  – максимальный кратковременно действующий вращающий момент (момент перегрузки).

### 1.1.3. Расчет вала на сопротивление усталости в рассматриваемом сечении

Уточненные расчеты на сопротивление усталости отражают влияние разновидности цикла напряжений, статических и усталостных характеристик материалов, размеров, формы и состояния поверхности. Расчет производят в форме проверки коэффициента запаса прочности. Для каждого из установленных предположительно опасных сечений определяют расчетный коэффициент запаса прочности  $S$  и сравнивают его с допускаемым значением, принимаемым обычно  $[S] = 1,5 \dots 2,5$  (однако с учетом требуемой жесткости принимают  $[S] = 2,5 \dots 3,0$ ).

#### Порядок расчета.

1. Найти амплитуды нормальных  $\sigma_a$  и касательных  $\tau_a$  напряжений цикла

$$\sigma_a = \sigma = M / W_{\text{нетто}},$$

$\tau_a = \tau / 2 = T / (2W_{\rho \text{ нетто}})$  – при непрерывном вращении,

$\tau_a = \tau = T / W_{\rho \text{ нетто}}$  – при реверсивном вращении.

2. Определить средние нормальные  $\sigma_m$  и касательные  $\tau_m$  напряжения цикла

$$\sigma_m = F_a / A_{\text{нетто}},$$

$\tau_m = \tau / 2 = T / (2W_{\rho \text{ нетто}})$  – при непрерывном вращении,

$\tau_m = 0$  – при реверсивном вращении.

3. Найти эффективные коэффициенты концентрации при изгибе  $K_\sigma$  и кручении  $K_\tau$ , учитывая тип соединения (с посадкой, шпоночное или шлицевое) (таблицы А.9, А.10, А.11) или концентратор напряжений в рассматриваемом сечении (для нарезки витков червяка – таблица А.12, для эвольвентных зубьев вала-шестерни – таблица А.11 как для эвольвентных шлицев).

4. Найти коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения при изгибе  $K_{d\sigma}$  и кручении  $K_{d\tau}$  (таблица А.6).

**Примечание** – При соединении с посадкой в таблице А.14 приведены уже готовые отношения  $K_\sigma / K_{d\sigma}$  и  $K_\tau / K_{d\tau}$ .

5. Определить коэффициенты влияния качества поверхности  $K_{F\sigma}$ ,  $K_{F\tau}$  по таблице А.7 либо по зависимостям [1]:

$K_{F\sigma} = 1 - 0,22[\log(\sigma_B / 20) - 1]\log(4R_a)$  при  $R_a > 0,2$  мкм и  $K_{F\sigma} = 1$  при  $R_a \leq 0,2$  мкм,

$$K_{F\tau} = 0,575K_{F\sigma} + 0,425.$$

**Примечание** – Шероховатость поверхностей ряда деталей редукторов представлена в таблице А.16.

6. Определить коэффициент влияния поверхностного упрочнения  $K_V$  (таблица А.8).

7. Найти суммарные коэффициенты, учитывающие влияние всех факторов на сопротивление усталости при изгибе  $K_{\sigma D}$  и кручении  $K_{\tau D}$  по зависимостям:

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma} - 1) / K_V, \quad (1.8)$$

$$K_{\tau D} = (K_\tau / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau} - 1) / K_V. \quad (1.9)$$

В случае одновременного воздействия нескольких факторов в соединении, например, посадки и шпоночного паза, в (1.8) и (1.9) подставляют отношения  $K_\sigma / K_{d\sigma}$  и  $K_\tau / K_{d\tau}$ , имеющие большие значения, что соответствует наиболее опасному случаю.

8. Найти коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений [1].  
Для сталей

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B,$$

$$\psi_\tau = 0,5\psi_\sigma.$$

Для цементованных образцов  $\psi_{\sigma D} = 0,5 \dots 0,6$ .

9. Определить частные коэффициенты запаса прочности по нормальным  $S_\sigma$  и касательным  $S_\tau$  напряжениям

$$S_{\sigma} = \sigma_{-1} / [K_{\sigma D} (\sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m)],$$

$$S_{\tau} = \tau_{-1} / [K_{\tau D} (\tau_a + \psi_{\tau} \tau_m)],$$

где  $\sigma_{-1}$ ,  $\tau_{-1}$  – пределы выносливости, соответственно при изгибе и кручении (таблица А.2) или, в случае отсутствия указанных характеристик материала, найти по эмпирическим зависимостям

$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B,$$

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}.$$

10. Определить общий коэффициент запаса прочности

$$S = S_{\sigma} S_{\tau} / \sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2} \geq [S]. \quad (1.10)$$

**Примечание** – Выбор параметров по таблицам приложения А, а также в других указанных источниках, осуществляется методом линейной интерполяции.

## 2. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ РЕДУКТОРОВ

На рисунках 2, 3 и 4 представлены в аксонометрии кинематические схемы ряда широко распространенных двухступенчатых редукторов различной конструкции, имеющих также различный тип быстроходной передачи, звенья которой обозначены индексом «Б» (размещены ближе к электродвигателю), и тихоходную цилиндрическую косозубую передачу с индексом «Т». В качестве быстроходной ступени выступают следующие передачи: цилиндрическая косозубая, червячная и коническая (схема редуктора с ней не показана). В передачах индекс «1» относится к ведущему звену, а индекс «2» – к ведомому. На быстроходном валу на рисунке 3 установлен ведомый шкив гибкой (ременной) передачи, обозначенный индексом «2Р», а на тихоходном валу на рисунке 4 установлена ведущая звездочка гибкой (цепной) передачи с индексом «1Ц». В точке зацепления передач указаны относящиеся к соответствующим звеньям передачи силы, обозначенные совпадающими со звеньями индексами, а также силы на звеньях от действия гибких передач ( $F_P$  и  $F_y$ ). На рисунке 4 силы на промежуточном валу соответствуют кинематической схеме вала, представленной на странице 177 источника [5]. На рисунках 2 и 3 за счет выбора направления зубьев и вращения звеньев осевые силы на быстроходных  $F_{a1Б}$  и тихоходных  $F_{a2Т}$  валах направлены в сторону консоли, что соответствует худшему случаю эксплуатации входного подшипника.

## 3. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ВАЛОВ

### 3.1. Ведущий вал одноступенчатого червячного редуктора либо двухступенчатого с быстроходной червячной ступенью (рисунок 5)

#### 3.1.1. Исходные данные

Крутящий момент на ведущем валу  $T_1 = 77,68$  Нм; передаточное число передачи  $u = 8$ ; коэффициент диаметра червяка  $q = 12,5$ ; модуль зацепления  $m = 6,3$  мм; число витков червяка  $z_1 = 4$ ; число зубьев колеса  $z_2 = 32$ ; коэффициент смещения червячного колеса  $x = -0,03$ ; угол трения между червяком и колесом  $\rho = 1^\circ 47' 43''$ ; КПД передачи  $\eta_{пер} = 0,902$ ; КПД пары подшипников качения  $\eta_{под} = 0,99$ .



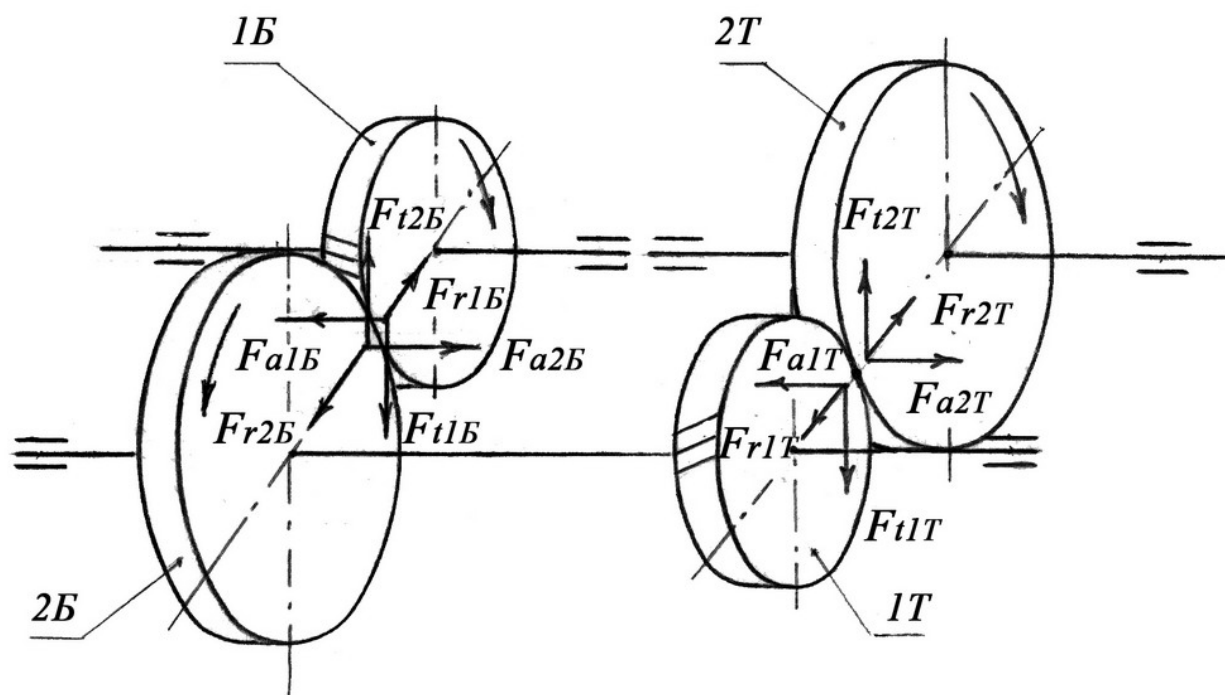


Рисунок 2 – Кинематическая схема цилиндрического двухступенчатого соосного редуктора (входной 1Б и выходной 2Т валы находятся на одной оси) с силами в зацеплениях быстроходной (Б) и тихоходной (Т) передач на ведущих (1) и ведомых (2) звеньях

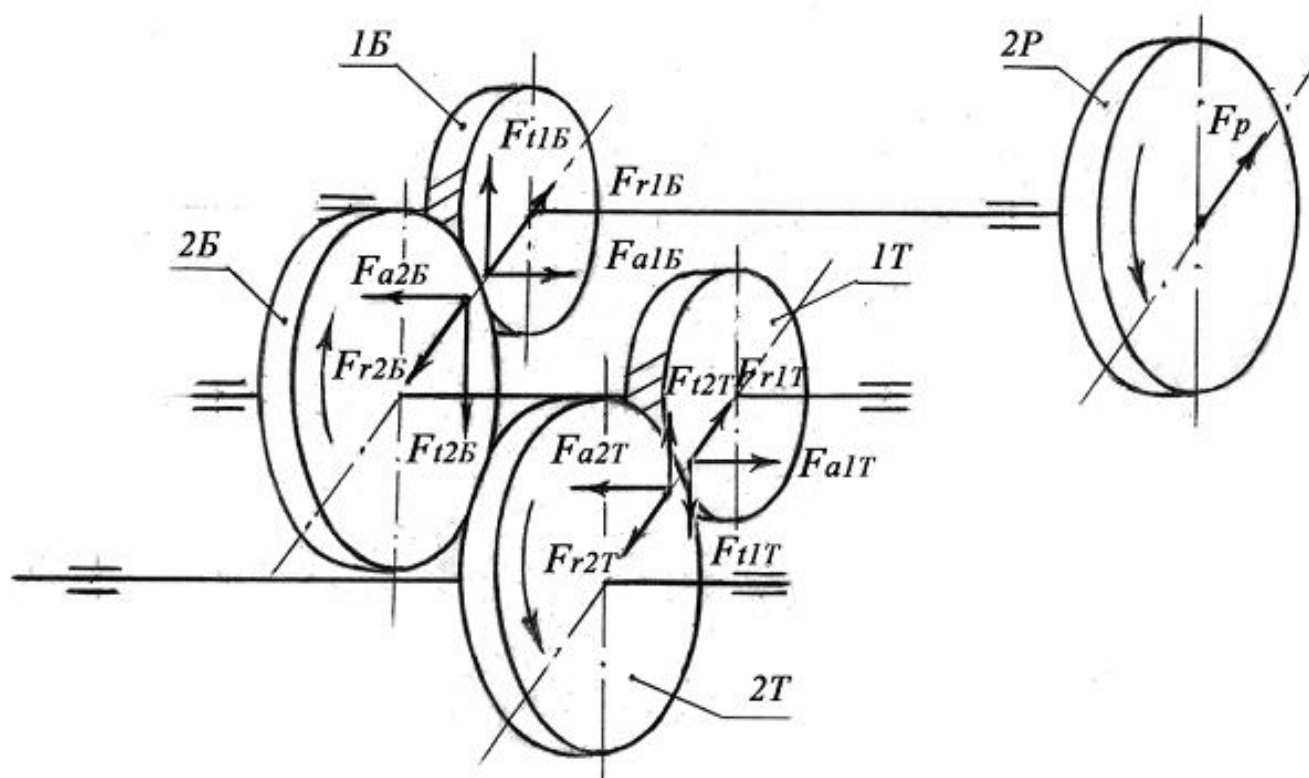


Рисунок 3 – Кинематическая схема цилиндрического двухступенчатого редуктора по развернутой схеме с силами в зацеплениях быстроходной (Б) и тихоходной (Т) передач на ведущих (1) и ведомых (2) звеньях, а также на ведомом шкиве (2Р) от действия ременной передачи

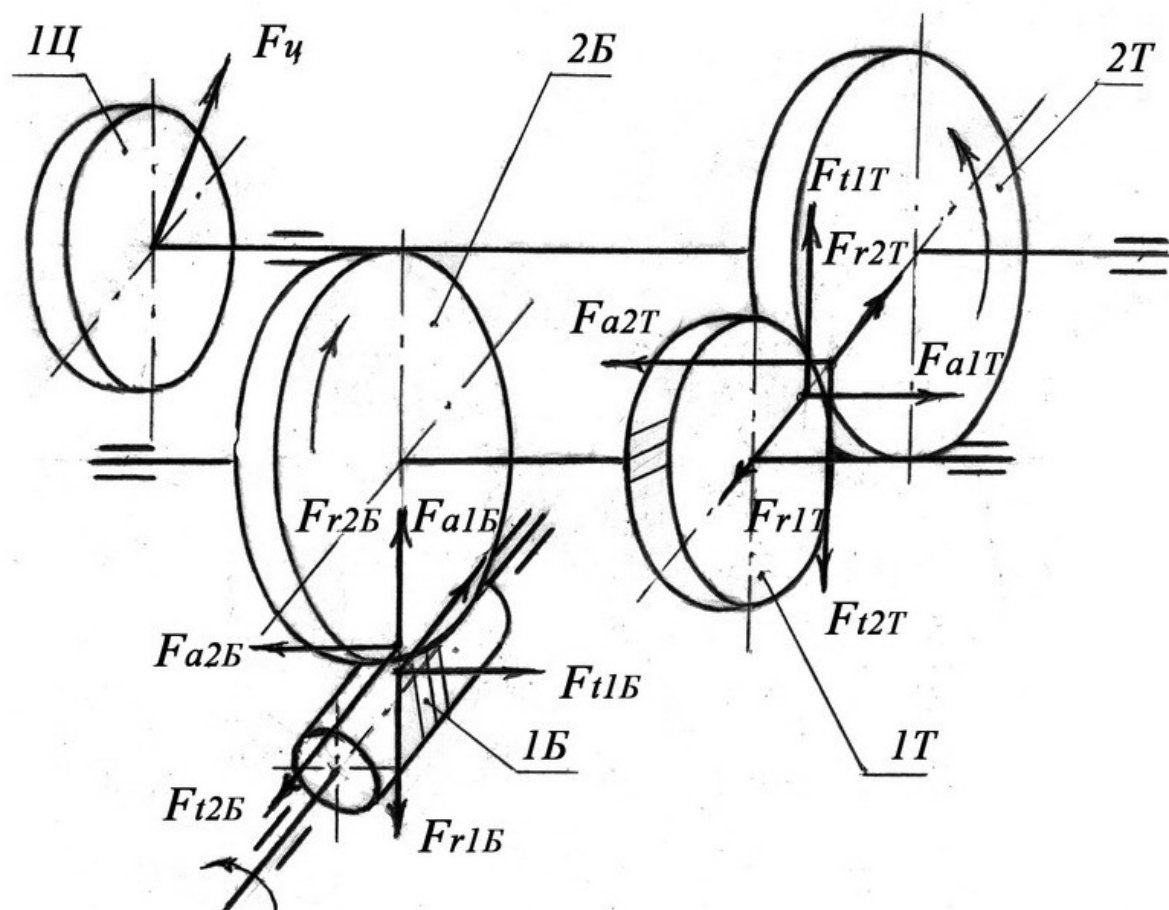


Рисунок 4 – Кинематическая схема червячно-цилиндрического редуктора с силами в зацеплениях быстроходной (Б) и тихоходной (Т) передач на ведущих (1) и ведомых (2) звеньях, а также на ведущей звездочке (1Ц) от действия цепной передачи

Определим начальный диаметр червяка

$$d_{w1} = m(q + 2x) = 6,3[12,5 + 2(-0,03)] = 78,37 \text{ мм}$$

и начальный диаметр колеса

$$d_{w2} = d_2 = mz_2 = 6,3 \cdot 32 = 201,6 \text{ мм.}$$

Определим силы в зацеплении:

а) окружная сила на червяке (равная осевой силе на колесе  $F_{a2}$ )

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1\eta_{nod} / d_{w1} = 2 \cdot 77,68 \cdot 0,99 \cdot 10^3 / 78,37 = 1961 \text{ Н};$$

б) осевая сила на червяке (равная окружной силе на колесе  $F_{t2}$ )

$$F_{a1} = F_{t2} = 2T_2 / d_{w2} = 2uT_1\eta_{nep}\eta_{nod} / d_{w2} = 2 \cdot 8 \cdot 77,68 \cdot 0,902 \cdot 0,99 \cdot 10^3 / 201,6 = 5506 \text{ Н};$$

в) радиальная сила на червяке (равная радиальной силе на колесе  $F_{r2}$ )

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 5506 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 2004 \text{ Н},$$

$T_2$  – крутящий момент на колесе;  $\alpha$  – угол исходного контура.

**Примечание** – При выполнении расчета червячной передачи на прочность с применением пакета программ для ЭВМ, разработанным на кафедре, геометрические характеристики и усилия в зацеплении находятся в результате расчета передачи, и вычислять их по приведенным выше формулам не требуется.

$F_p = 1036$  Н – консольная сила от действия гибкой передачи (ременной), которая также получается в результате расчета гибкой передачи.

Направление силы  $F_{a1}$  принято в сторону консоли, что соответствует худшему случаю эксплуатации входного подшипника. Этот случай произойдет, если направление вращения ведущего звена 1Б (червяка) на рисунке 4 изменить на противоположное, при этом силы  $F_{t1B}$  и  $F_{a1B}$  также поменяют направление. Если теперь на это же звено поместить ведомый шкив ременной передачи аналогично рисунку 3 с соответствующим направлением силы  $F_p$ , то получим расчетную схему вала на рисунке 5.

Материал червяка – сталь 45 по ГОСТ 1950–88 улучшенная с механическими характеристиками (таблица А.2):

$$\sigma_B = 800 \text{ МПа}; \sigma_T = 550 \text{ МПа}; \sigma_{-1} = 350 \text{ МПа}; \tau_T = 300 \text{ МПа}; \tau_{-1} = 210 \text{ МПа}.$$

### 3.1.2. Ориентировочный расчет вала

Диаметр входного конца вала

$$d_1 \geq 17\sqrt[3]{T_1/[\tau]} = 17\sqrt[3]{77,68/20} = 26,7 \text{ мм};$$

$$[\tau] = 0,025 \cdot \sigma_B = 0,025 \cdot 800 = 20 \text{ МПа}.$$

Учитывая повышенные требования к жесткости редукторных валов, принимаем диаметр входного конца вала  $d_k = 30$  мм согласно ГОСТ 6639–69 на нормальные линейные размеры, предпочтительнее по ряду  $R_a 40$  (таблица А.1).

Остальные размеры вала, исходя из схемы компоновки, приведены на рисунке 5.

### 3.1.3. Расчет на статическую прочность

Опорные реакции в плоскости YOZ от сил  $F_{r1}$  и  $F_{a1}$ :

$$\sum M_A = R_{BY}l_3 - F_{r1}l_2 - F_{a1}d_{w1}/2 = 0,$$

$$R_{BY} = (F_{r1}l_2 + F_{a1}d_{w1}/2)/l_3 = (2004 \cdot 0,13 + 5506 \cdot 0,0784/2)/0,275 = 1732 \text{ Н},$$

$$\sum M_B = R_{AY}l_3 + F_{r1}(l_3 - l_2) - F_{a1}d_{w1}/2 = 0,$$

$$R_{AY} = (F_{r1}(l_3 - l_2) - F_{a1}d_{w1}/2)/l_3 = [2004 \cdot (0,275 - 0,13) + 5506 \cdot 0,0784/2]/0,275 = 272 \text{ Н}.$$

Опорные реакции в плоскости XOZ от сил  $F_{t1}$  и  $F_p$ :

$$\sum M_A = F_p l_4 - R_{BX}l_3 + F_{t1}l_2 = 0,$$

$$R_{BX} = (F_p l_4 + F_{t1}l_2)/l_3 = (1036 \cdot 0,369 + 1961 \cdot 0,13)/0,275 = 2317 \text{ Н},$$

$$\sum M_B = R_{AX}l_3 - F_{t1}(l_3 - l_2) + F_p(l_4 - l_3) = 0,$$

$$R_{AX} = [F_{t1}(l_3 - l_2) - F_p(l_4 - l_3)]/l_3 = [1961 \cdot (0,275 - 0,13) - 1036 \cdot (0,369 - 0,275)]/0,275 = 680 \text{ Н}.$$

Опасными расчетными сечениями данной схемы вала являются сечения 2, 3 и, например, сечение 5 как имеющее ступенчатый переход с галтелью около подшипника.

### Рассмотрим сечение 2.

Изгибающий момент в плоскости YOZ от сил  $F_{r1}$  и  $F_{a1}$  в этом сечении (индекс указывает на номер сечения)

$$M_{Y2} = R_{BY}(l_3 - l_2) = 1732 \cdot (0,275 - 0,13) = 251,1 \text{ Нм},$$



Нормальные и касательные напряжения

$$\sigma_2 = M_2 / W_{\text{нетто}2} + F_{a1} / A_{\text{нетто}2} = 266,2 \cdot 10^{-6} / 25292 \cdot 10^{-9} + 5506 \cdot 10^{-6} / 3180 \cdot 10^{-6} = 12,3 \text{ МПа},$$

$$\tau_2 = T / W_{\rho \text{ нетто}2} = T / (2 \cdot W_{\text{нетто}2}) = 76,9 \cdot 10^{-6} / (2 \cdot 25292 \cdot 10^{-9}) = 1,5 \text{ МПа},$$

$$W_{\text{нетто}2} = \pi d_{f1}^3 / 32 = \pi \cdot 63,63^3 / 32 = 25292 \text{ мм}^3 [8],$$

$$A_{\text{нетто}2} = \pi d_{f1}^2 / 4 = \pi \cdot 63,63^2 / 4 = 3180 \text{ мм}^2.$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_{T\sigma 2} = \sigma_T / \sigma_2 = 550 / 12,3 = 44,9,$$

$$S_{T\tau 2} = \tau_T / \tau_2 = 300 / 1,5 = 200.$$

Общий коэффициент запаса прочности

$$S_{T2} = S_{T\sigma 2} S_{T\tau 2} / (K_{II} \sqrt{S_{T\sigma 2}^2 + S_{T\tau 2}^2}) = 44,9 \cdot 200 / (2,2 \sqrt{44,9^2 + 200^2}) = 19,9 > 1,3 \dots 2,0,$$

$K_{II} = 2,2$  – коэффициент перегрузки из каталога на электродвигатели ( $T_{\max} / T_{\text{ном}}$ ).

### 3.1.4. Расчет на усталостную прочность (на выносливость)

Амплитудные напряжения цикла

$$\sigma_{a2} = M_2 / W_{\text{нетто}2} = 266,2 \cdot 10^{-6} / (25292 \cdot 10^{-9}) = 10,5 \text{ МПа},$$

$$\tau_{a2} = \tau_2 / 2 = T_2 / (2 W_{\rho \text{ нетто}2}) = T_2 / (2 \cdot 2 W_{\text{нетто}2}) = 76,9 \cdot 10^{-6} / (4 \cdot 25292 \cdot 10^{-9}) = 0,8 \text{ МПа}$$

при нереверсивном вращении.

Средние напряжения цикла

$$\sigma_{m2} = F_{a1} / A_{\text{нетто}2} = 4 F_{a1} / (\pi d_{f1}^2) = 4 \cdot 5506 \cdot 10^{-6} / (\pi \cdot 63,63^2 \cdot 10^{-6}) = 1,7 \text{ МПа},$$

$$\tau_{m2} = \tau_2 / 2 = 0,8 \text{ МПа} \text{ – при нереверсивном вращении.}$$

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для нарезки витков червяка (таблица А.12)

$$K_{\sigma 2} = 2,37; \quad K_{\tau 2} = 1,77.$$

Коэффициенты, учитывающие масштабный фактор (влияние абсолютных размеров поперечного сечения) (таблица А.6)

$$K_{d\sigma 2} = 0,77; \quad K_{d\tau 2} = 0,68.$$

Коэффициенты влияния качества обработки поверхности при  $\sigma_B = 800 \text{ МПа}$  по таблице А.7 при  $R_a = 0,63 \dots 0,8 \text{ мкм}$  (таблица А.16) или по формулам [1]

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22[\log(\sigma_B / 20) - 1] \log(4 R_a) = 1 - 0,22[\log(800 / 20) - 1] \log(4 \cdot 0,8) = 0,933,$$

$$K_{F\tau} = 0,575 K_{F\sigma} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,933 + 0,425 = 0,961.$$

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения  $K_{V2} = 1$  (поверхность без упрочнения – таблица А.8).

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

$$K_{\sigma D 2} = (K_{\sigma 2} / K_{d\sigma 2} + 1 / K_{F\sigma 2} - 1) / K_{V2} = (2,37 / 0,77 + 1 / 0,933 - 1) / 1 = 3,15,$$

$$K_{\tau D 2} = (K_{\tau 2} / K_{d\tau 2} + 1 / K_{F\tau 2} - 1) / K_{V2} = (1,77 / 0,68 + 1 / 0,961 - 1) / 1 = 2,642.$$

Коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений

$$\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 800 = 0,18,$$

$$\psi_{\tau} = 0,5\psi_{\sigma} = 0,5 \cdot 0,18 = 0,09.$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_{\sigma 2} = \sigma_{-1} / [K_{\sigma D 2}(\sigma_{a 2} + \psi_{\sigma} \sigma_{m 2})] = 350 / [3,15(13,1 + 0,18 \cdot 1,7)] = 8,29,$$

$$S_{\tau 2} = \tau_{-1} / [K_{\tau D 2}(\tau_{a 2} + \psi_{\tau} \tau_{m 2})] = 210 / [2,642(0,8 + 0,09 \cdot 0,8)] = 91,15.$$

Общий коэффициент запаса прочности

$$S_2 = S_{\sigma 2} S_{\tau 2} / \sqrt{S_{\sigma 2}^2 + S_{\tau 2}^2} = 8,29 \cdot 91,15 / \sqrt{8,29^2 + 91,15^2} = 8,26 > 1,5 \dots 2,5.$$

Коэффициенты  $S_{T 2}$  и  $S_2$  значительно превышают значения допускаемых коэффициентов запаса.

**Остальные опасные сечения 3 и 5 проверяются аналогичным образом.**

При этом **сечение 3** проверяется по аналогии с сечением 1 примера 2.3 с учетом посадки с натягом подшипника на вал. В **сечении 5** в отличие от сечения 3 фактором, влияющим на сопротивление усталости, является ступенчатый переход с галтелью около подшипника, влияние которого учитывается эффективными коэффициентами концентрации напряжений (таблица А.9). Расчетным диаметром является диаметр под подшипником  $d_{II}$ .

### 3.2. Промежуточный вал двухступенчатого цилиндрического редуктора по развернутой схеме (рисунок 6)

#### 3.2.1. Исходные данные

Крутящий момент на валу  $T_2 = 318,0$  Нм; число зубьев колеса быстроходной ступени  $z_{2B} = 110$ ; число зубьев шестерни тихоходной ступени  $z_{1T} = 43$ ; модули зубьев ступеней  $m_B = m_T = 2$  мм; угол наклона зубьев быстроходной ступени  $\beta_B = 9^\circ 41' 47''$ ; то же тихоходной ступени  $\beta_T = 8^\circ 32' 57''$ . Расчетная схема вала на рисунке 6 соответствует промежуточному валу редуктора по схеме на рисунке 3.

Определим начальный диаметр колеса быстроходной передачи

$$d_{w2B} = m_B z_{2B} / \cos \beta_B = 2 \cdot 110 / \cos 9^\circ 41' 47'' = 223,19 \text{ мм}$$

и начальный диаметр шестерни тихоходной передачи

$$d_{w1T} = m_T z_{1T} / \cos \beta_T = 2 \cdot 43 / \cos 8^\circ 32' 57'' = 86,97 \text{ мм}.$$

Определим силы в зацеплениях:

а) окружная сила на колесе

$$F_{t2B} = 2T_2 / d_{w2B} = 2 \cdot 318,0 / 0,22319 = 2850 \text{ Н};$$

б) радиальная сила на колесе

$$F_{r2B} = F_{t2B} \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta_B = 2850 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 9^\circ 41' 47'' = 1052 \text{ Н};$$

в) осевая сила на колесе

$$F_{a2B} = F_{t2B} \operatorname{tg} \beta_B = 2850 \cdot \operatorname{tg} 9^\circ 41' 47'' = 487 \text{ Н};$$

г) окружная сила на шестерне

$$F_{t1T} = 2T_2 / d_{w1T} = 2 \cdot 318,0 / 0,08697 = 6979 \text{ Н};$$

д) радиальная сила на шестерне

$$F_{r1T} = F_{t1T} \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta_T = 6979 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 8^\circ 32' 57'' = 2569 \text{ Н};$$

е) осевая сила на шестерне

$$F_{a1T} = F_{t1T} \operatorname{tg} \beta_T = 6979 \cdot \operatorname{tg} 8^\circ 32' 57'' = 1049 \text{ Н}.$$

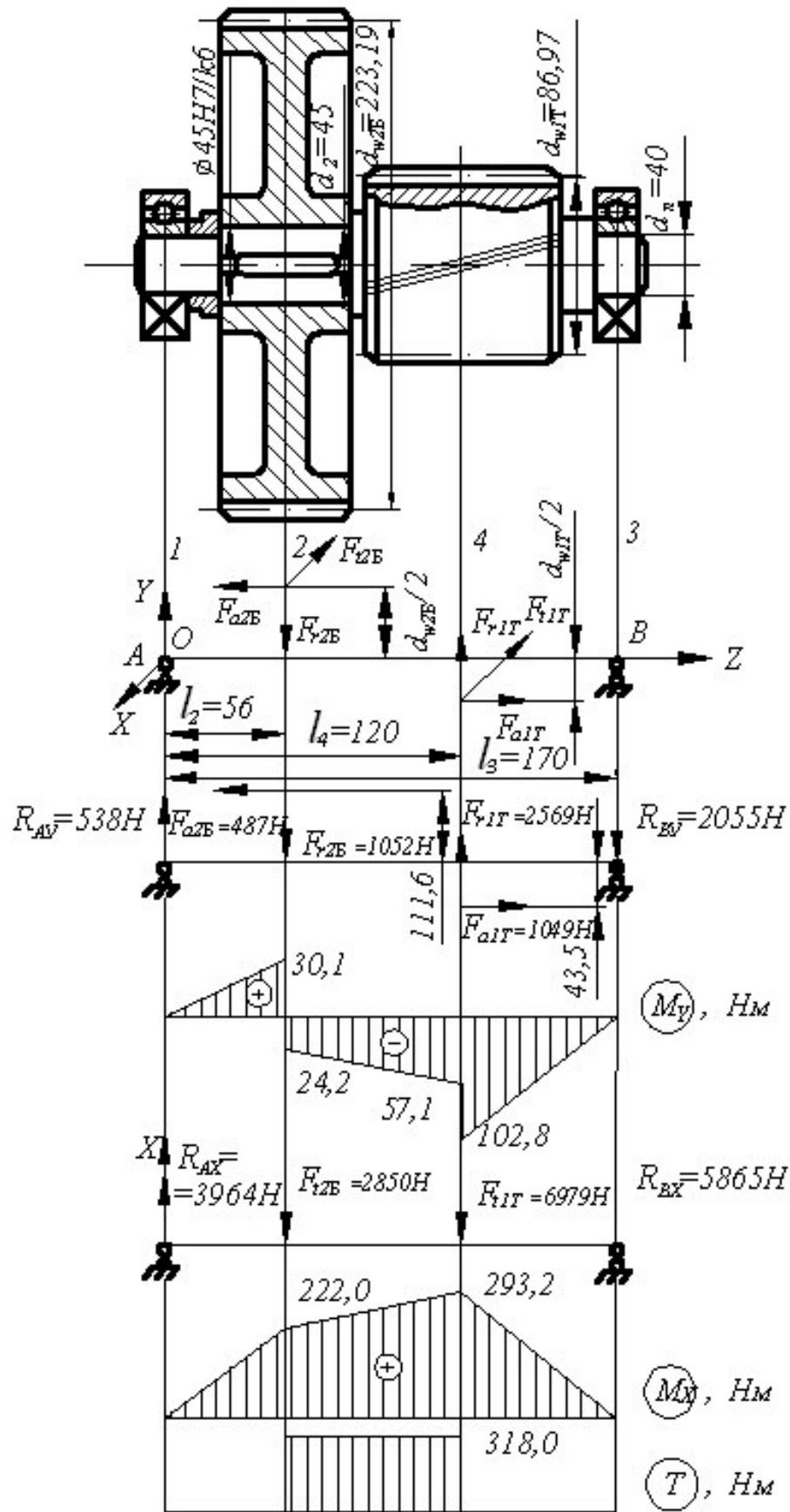


Рисунок 6 – Схема к расчету промежуточного вала цилиндрического двухступенчатого редуктора по развернутой схеме

**Примечание** – При выполнении расчетов цилиндрических передач на прочность с применением пакета программ для ЭВМ, разработанным на кафедре, геометрические характеристики и силы в зацеплении находятся в результате расчета передачи, и вычислять их по приведенным выше формулам не требуется.

Материал вала–шестерни сталь 40Х по ГОСТ 4543–71 улучшенная с механическими характеристиками (таблица А.2):

$$\sigma_B = 900 \text{ МПа}; \sigma_T = 750 \text{ МПа}; \sigma_{-1} = 410 \text{ МПа}; \tau_T = 450 \text{ МПа}; \tau_{-1} = 240 \text{ МПа}.$$

### 3.2.2. Ориентировочный расчет вала

Диаметр вала под колесом

$$d_2 \geq 17 \sqrt[3]{T_2 / [\tau]} = 17 \sqrt[3]{318,0 / 24,3} = 40,1 \text{ мм};$$

$$[\tau] = 0,027 \cdot \sigma_B = 0,027 \cdot 900 = 24,3 \text{ МПа}.$$

С учетом внутреннего диаметра под подшипник, равного 40 мм, и для повышения жесткости вала принимаем диаметр под колесом  $d_2 = 45 \text{ мм}$  согласно ГОСТ 6639–69 на нормальные линейные размеры, предпочтительнее по ряду  $R_a 40$  (таблица А.1).

Остальные размеры вала, исходя из схемы компоновки, приведены на рисунке 6.

### 3.2.3. Расчет на статическую прочность

Опорные реакции в плоскости YOZ от сил  $F_{a2B}$ ,  $F_{r2B}$ ,  $F_{a1T}$ ,  $F_{r1T}$ :

$$\sum M_A = -F_{r2B}l_2 + F_{a2B}d_{w2B}/2 + F_{r1T}l_4 + F_{a1T}d_{w1T}/2 - R_{BY}l_3 = 0,$$

$$R_{BY} = (-F_{r2B}l_2 + F_{a2B}d_{w2B}/2 + F_{r1T}l_4 + F_{a1T}d_{w1T}/2)/l_3 = (-1052 \cdot 0,056 + 487 \cdot 0,22319/2 + 2569 \cdot 0,12 + 1049 \cdot 0,08697/2)/0,17 = 2055 \text{ Н},$$

$$\sum M_B = F_{r2B}(l_3 - l_2) + F_{a2B}d_{w2B}/2 - F_{r1T}(l_3 - l_4) + F_{a1T}d_{w1T}/2 - R_{AY}l_3 = 0,$$

$$R_{AY} = (F_{r2B}(l_3 + l_2) + F_{a2B}d_{w2B}/2 - F_{r1T}(l_3 - l_4) + F_{a1T}d_{w1T}/2)/l_3 = (1052 \cdot (0,17 - 0,056) + 487 \cdot 0,22319/2 - 2569 \cdot (0,17 - 0,12) + 1049 \cdot 0,08697/2)/0,17 = 538 \text{ Н}.$$

Опорные реакции в плоскости XOZ от сил  $F_{t2B}$  и  $F_{t1T}$ :

$$\sum M_A = R_{BX}l_3 - F_{t2B}l_2 - F_{t1T}l_4 = 0,$$

$$R_{BX} = (F_{t2B}l_2 + F_{t1T}l_4)/l_3 = (2850 \cdot 0,056 + 6979 \cdot 0,12)/0,17 = 5865 \text{ Н},$$

$$\sum M_B = (-R_{AX}l_3 + F_{t2B}(l_3 - l_2) + F_{t1T}(l_3 - l_4)) = 0,$$

$$R_{AX} = [F_{t2B}(l_3 - l_2) + F_{t1T}(l_3 - l_4)]/l_3 = [2850 \cdot (0,17 - 0,056) + 6979 \cdot (0,17 - 0,12)]/0,17 = 3964 \text{ Н}.$$

Опасными сечениями данной схемы вала являются сечения 2 и 4.

**Рассмотрим сечение 2**, имеющее существенно меньший диаметр по сравнению с валом–шестерней в сечении 4.

Результирующий суммарный изгибающий момент (индекс указывает на номер сечения)

$$M_2 = \sqrt{M_{X2}^2 + M_{Y2}^2} = \sqrt{222,0^2 + 30,1^2} = 224,0 \text{ Нм}.$$

Нормальные напряжения

$$\sigma_2 = M_2 / W_{\text{нетто}2} + |F_{a2B} - F_{a1T}| / A_{\text{нетто}2} = 224,0 \cdot 10^{-6} / (7798,0 \cdot 10^{-9}) +$$

$$+ |487 - 1049| \cdot 10^{-6} / (1527,4 \cdot 10^{-6}) = 29,1 \text{ МПа},$$

$$W_{\text{нетто}2} = \pi d_2^3 / 32 - bh(2d_2 - h)^2 / (16d_2) = \pi \cdot 45^3 / 32 - 14 \cdot 9(2 \cdot 45 - 9)^2 / (16 \cdot 45) =$$

$$= 7798,0 \text{ мм}^3,$$

$$A_{\text{нетто}2} = \pi d_2^2 / 4 - bh / 2 = \pi \cdot 45^2 / 4 - 14 \cdot 9 / 2 = 1527,4 \text{ мм}^2,$$

для диаметра вала  $d_2 = 45$  мм выбираем (таблица А.10) шпонку с сечением  $b \times h = 14 \times 9$ , глубиной паза вала  $t_1 = 5,5$  мм.

$W_{\text{нетто}2}$  и  $W_{\rho \text{ нетто}2}$  можно определить также из таблицы А.5.

Касательные напряжения

$$\tau_2 = T_2 / W_{\rho \text{ нетто}2} = 318,0 \cdot 10^{-6} / (16774,2 \cdot 10^{-9}) = 19,0 \text{ МПа},$$

$$W_{\rho \text{ нетто}2} = \pi d_2^3 / 16 - bh(2d_2 - h)^2 / (16d_2) = \pi \cdot 45^3 / 16 - 14 \cdot 9(2 \cdot 45 - 9)^2 / (16 \cdot 45) =$$

$$= 16744,2 \text{ мм}^3.$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_{T\sigma 2} = \sigma_T / \sigma_2 = 750 / 29,1 = 25,77,$$

$$S_{T\tau 2} = \tau_T / \tau_2 = 450 / 19,0 = 23,68.$$

Общий коэффициент запаса прочности

$$S_{T2} = S_{T\sigma 2} S_{T\tau 2} / (K_{\Pi} \sqrt{S_{T\sigma 2}^2 + S_{T\tau 2}^2}) = 25,77 \cdot 23,68 / (2,2 \cdot \sqrt{25,77^2 + 23,68^2}) = 7,92 > 1,3 \dots 2,0,$$

$K_{\Pi} = 2,2$  – коэффициент перегрузки из каталога на электродвигатели.

### 3.2.4. Расчет на усталостную прочность (на выносливость)

Амплитудные напряжения цикла

$$\sigma_{a2} = M_2 / W_{\text{нетто}2} = 224,0 \cdot 10^{-6} / (7798,0 \cdot 10^{-9}) = 28,7 \text{ МПа},$$

$$\tau_{a2} = \tau_2 / 2 = 19,0 / 2 = 9,5 \text{ МПа при непрерывном вращении (нереверсивном).}$$

Средние напряжения цикла

$$\sigma_{m2} = |F_{a2B} - F_{a1T}| / A_{\text{нетто}2} = |487 - 1049| \cdot 10^{-6} / (1527,4 \cdot 10^{-6}) = 0,37 \text{ МПа},$$

$$\tau_{m2} = \tau_{a2} = 9,5 \text{ МПа при нереверсивном вращении.}$$

В сечении 2 одновременно действуют два фактора, создающие концентрацию напряжений: шпоночный паз и посадка колеса на вал. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для шпоночного паза, выполненного концевой фрезой, (таблица А.10)

$$K_{\sigma 2} = 2,2; \quad K_{\tau 2} = 2,05.$$

Коэффициенты, учитывающие масштабный фактор, т.е. влияние абсолютных размеров поперечного сечения (таблица А.6) для легированной стали

$$K_{d\sigma 2} = 0,715; \quad K_{d\tau 2} = 0,715.$$

Коэффициенты влияния качества обработки поверхности при  $\sigma_B = 900$  МПа по таблице А.7 при  $R_a = 1,25 \dots 1,6$  мкм (таблица А.16) или по формулам [1]:

$$K_{F\sigma 2} = 1 - 0,22[\log(\sigma_B / 20) - 1] \log(4R_a) = 1 - 0,22[\log(900 / 20) - 1] \log(4 \cdot 1,6) = 0,884,$$

$$K_{F\tau 2} = 0,575 K_{F\sigma 2} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,884 + 0,425 = 0,933.$$

Для шпоночного паза определим отношения коэффициентов

$$K_{\sigma 2} / K_{d\sigma 2} = 2,2 / 0,715 = 3,077,$$

$$K_{\tau 2} / K_{d\tau 2} = 2,05 / 0,715 = 2,867.$$

Кроме соединения колеса с валом при помощи шпонки колесо устанавливается на вал также по посадке, например, переходной Н7/к6 или с натягом Н7/р6. Для посадки Н7/к6 по таблице А.14 линейной интерполяцией находим уже готовые отношения коэффициентов  $K_{\sigma 2} / K_{d\sigma 2} = 3,05$ ,  $K_{\tau 2} / K_{d\tau 2} = 2,375$ , а для посадки Н7/р6 –  $K_{\sigma 2} / K_{d\sigma 2} = 4,1$ ,  $K_{\tau 2} / K_{d\tau 2} = 2,95$ . В дальнейшем в расчете производим учет одновременного воздействия двух факторов в соединении (посадки и шпоночного паза) путем выбора отношений  $K_{\sigma 2} / K_{d\sigma 2}$  и  $K_{\tau 2} / K_{d\tau 2}$ , имеющих бóльшие значения. В случае наличия посадки с натягом Н7/р6, посадка оказывается более опасным фактором, так как значения отношений коэффициентов являются бóльшими и именно их следует принять в дальнейшем расчете, т.е.  $K_{\sigma 2} / K_{d\sigma 2} = 4,1$ ,  $K_{\tau 2} / K_{d\tau 2} = 2,95$ .

В техническом задании для данного вала указана посадка Н7/к6, поэтому из двух опасных воздействий (посадки и шпоночного паза) максимальные значения для обоих отношений дает наличие шпоночного паза, что и учтем в дальнейшем.

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

$$K_{\sigma D 2} = (K_{\sigma 2} / K_{d\sigma 2} + 1 / K_{F\sigma 2} - 1) / K_{V2} = (3,077 + 1 / 0,884 - 1) / 1 = 3,21,$$

$$K_{\tau D 2} = (K_{\tau 2} / K_{d\tau 2} + 1 / K_{F\tau 2} - 1) / K_{V2} = (2,867 + 1 / 0,933 - 1) / 1 = 2,94.$$

Коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений

$$\psi_{\sigma 2} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 900 = 0,20,$$

$$\psi_{\tau 2} = 0,5 \psi_{\sigma 2} = 0,5 \cdot 0,20 = 0,1.$$

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным  $S_{\sigma}$  и касательным  $S_{\tau}$  напряжениям

$$S_{\sigma 2} = \sigma_{-1} / [K_{\sigma D 2} (\sigma_{a2} + \psi_{\sigma 2} \sigma_{m2})] = 410 / [3,21 (28,7 + 0,2 \cdot 0,37)] = 4,44,$$

$$S_{\tau 2} = \tau_{-1} / [K_{\tau D 2} (\tau_{a2} + \psi_{\tau 2} \tau_{m2})] = 240 / [2,94 (9,5 + 0,1 \cdot 9,5)] = 7,81.$$

Общий коэффициент запаса прочности

$$S_2 = S_{\sigma 2} S_{\tau 2} / \sqrt{S_{\sigma 2}^2 + S_{\tau 2}^2} = 4,44 \cdot 7,81 / \sqrt{4,44^2 + 7,81^2} = 3,86 > 1,5 \dots 2,5.$$

При полученном коэффициенте запаса прочность вала несколько завышена, но благодаря этому он обладает достаточной жесткостью ( $S_2 > [S] = 2,5 \dots 3,0$ ).

**Опасное сечение 4 проверяется аналогичным образом.** Но здесь шпоночный паз отсутствует, так как это вал–шестерня, расчетный диаметр  $d_4 = d_{w1T}$  как для сплошного сечения вала, а эффективные коэффициенты концентрации напряжений определяются как для эвольвентных шлицев по таблице А.11.

### 3.3. Ведущий вал одноступенчатого конического редуктора или двухступенчатого с быстроходной конической передачей с круговым зубом (рисунок 7)

#### 3.3.1. Исходные данные

Крутящий момент на валу  $T_1 = 323,6$  Нм;  $z_1 = 26$  – число зубьев шестерни;  $m_{te} = 3,59$  мм – внешний окружной модуль;  $\delta_1 = 18^\circ 26' 06''$  – угол делительного ко-

нуса шестерни;  $\beta_m = 35^\circ$  – угол наклона линии зуба на среднем делительном диаметре.

Определим средний делительный диаметр шестерни

$$d_{m1} = 0,857 m_{te} z_1 = 0,857 \cdot 3,59 \cdot 26 = 79,99 \text{ мм.}$$

Если на рисунке 3 быстроходную цилиндрическую передачу заменить соответствующей конической, то получим коническо–цилиндрический редуктор, у которого расчетная схема вала представлена на рисунке 7. При этом вместо ведомого шкива ременной передачи на консоли вала установлена муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) по ГОСТ 21424–75.

В передаче с круговым зубом во избежание заклинивания зубьев при значительных зазорах в подшипниках необходимо обеспечить направление осевой силы  $F_{a1}$  на ведущей шестерне к основанию делительного конуса. Для этого направление вращения ведущей шестерни (**если смотреть со стороны вершины делительного конуса**) и направление наклона зубьев должны совпадать. В задании на данный вал направление вращения указано влево, т.е. против хода часовой стрелки, и зуб шестерни левый.

При соблюдении этого условия определим силы в зацеплении на среднем делительном диаметре:

а) окружная сила на шестерне

$$F_{t1} = 2T_1 / d_{m1} = 2 \cdot 323,6 \cdot 10^3 / 79,99 = 8090 \text{ Н,}$$

б) радиальная сила на шестерне (равная осевой силе на колесе  $F_{a2}$ )

$$F_{r1} = F_{t1} (\operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1 - \sin \beta_m \sin \delta_1) / \cos \beta_m = 8090 (\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 18^\circ 26' 06'' - \sin 35^\circ \cdot \sin 18^\circ 26' 06'') / \cos 35^\circ = 1586 \text{ Н,}$$

в) осевая сила на шестерне (равная радиальной силе на колесе  $F_{r2}$ )

$$F_{a1} = F_{t1} (\operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1 + \sin \beta_m \cos \delta_1) / \cos \beta_m = 8090 (\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 18^\circ 26' 06'' + \sin 35^\circ \cdot \cos 18^\circ 26' 06'') / \cos 35^\circ = 6498 \text{ Н.}$$

**Примечание** – При выполнении расчета конической передачи на прочность с применением пакета программ для ЭВМ, разработанным на кафедре, геометрические характеристики и силы в зацеплении находятся в результате расчета передачи, и вычислять их по приведенным выше формулам не требуется.

Материал конического вала–шестерни сталь 18ХН3А по ГОСТ 4543–71 цементованная с механическими характеристиками (таблица А.2):

$$\sigma_B = 950 \text{ МПа; } \sigma_T = 700 \text{ МПа; } \sigma_{-1} = 490 \text{ МПа; } \tau_T = 420 \text{ МПа; } \tau_{-1} = 210 \text{ МПа.}$$

### 3.3.2. Ориентировочный расчет вала

Диаметр входного конца вала

$$d_K \geq 17 \sqrt[3]{T_1 / [\tau]} = 17 \sqrt[3]{323,6 / 23,75} = 40,6 \text{ мм,}$$

$$[\tau] = 0,025 \cdot \sigma_B = 0,025 \cdot 950 = 23,75 \text{ МПа.}$$

Этот вал при помощи муфты соединяется с электродвигателем. Диаметр входного конца вала  $d_K$  согласовывают с диаметром вала электродвигателя и с внутренним диаметром применяемой муфты МУВП по ГОСТ 21424–75.

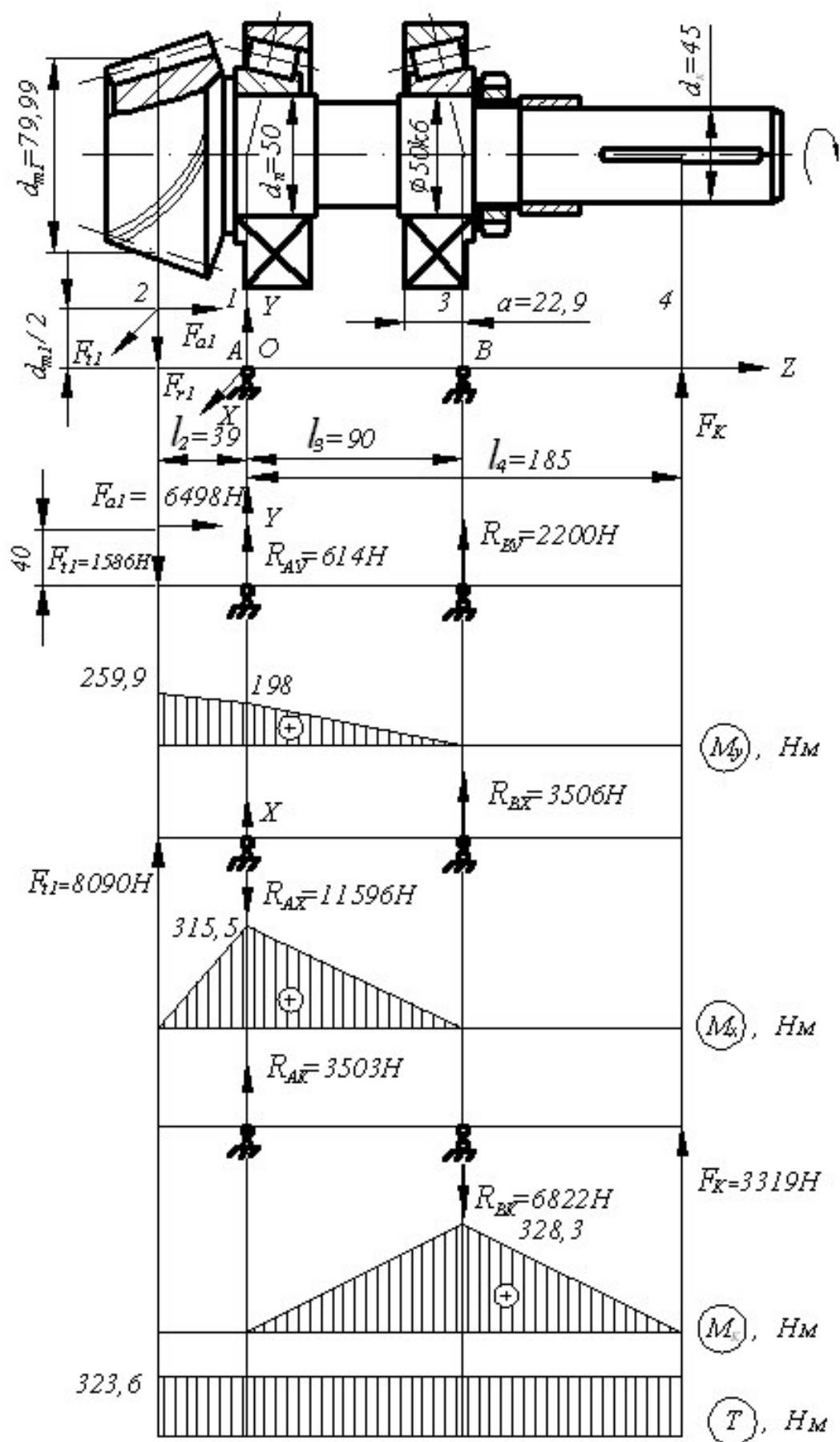


Рисунок 7 – Схема к расчету вала конической шестерни

Исходя из этого, а также для повышения жесткости вала принимаем  $d_K = 45$  мм согласно ГОСТ 6639–69 на нормальные линейные размеры, предпочтительнее по ряду  $R_a 40$  (таблица А.1), а резьбу под корончатую гайку для закрепления подшипникового узла М 48×1,5.

Консольная сила  $F_K$  (неуравновешенная составляющая окружной силы муфты) вращается вместе с валом и определяется по формуле (таблица А.15)

$$F_K = F_{nt} = 2/3 \cdot (2T_1 \cdot 10^3) / d_m = 2 \cdot 2 \cdot 323,6 \cdot 10^3 / (3 \cdot 130) = 3319 \text{ Н},$$

$d_m = 130$  мм – диаметр начальной окружности муфты (на котором расположены пальцы) [4, 5, 8].

Остальные размеры вала, исходя из схемы компоновки, приведены на рисунке 7.

На валу установлены подшипники качения радиально–упорные роликовые 7310 по ГОСТ 8338–85. Технические данные подшипника из каталога [6] следующие: внутренний  $d_{II} = 50$  мм и наружный  $D = 110$  мм диаметры, ширина подшипника  $T = 29,25$  мм, коэффициент осевой нагрузки  $e = 0,31$ .

Расстояние между торцом подшипника и расчетной точкой опоры эквивалентной схемы вала А или В

$$a = 0,5[T + 0,5(d + D)tg\alpha] = 0,5[29,25 + 0,5(50 + 110) \cdot 0,207] = 22,9 \text{ мм},$$

$$tg\alpha = e/1,5 = 0,31/1,5 = 0,207 \text{ – тангенс угла наклона контактной линии.}$$

### 3.3.3. Расчет на статическую прочность

Опорные реакции в плоскости YOZ от сил  $F_{r1}$  и  $F_{a1}$

$$\sum M_A = F_{r1}l_4 - F_{a1}d_{m1}/2 + R_{AY}l_3 = 0,$$

$$R_{BY} = (F_{a1}d_{m1}/2 - F_{r1}l_2)/l_3 = (6498 \cdot 0,07999/2 - 1586 \cdot 0,039)/0,09 = 2200 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = F_{r1}(l_2 + l_3) - F_{a1}d_{m1}/2 + R_{AY}l_3 = 0,$$

$$R_{AY} = [-F_{a1}d_{m1}/2 + F_{r1}(l_2 + l_3)]/l_3 = [-6498 \cdot 0,07999/2 + 1586 \cdot (0,039 + 0,09)]/0,09 = -614 \text{ Н}.$$

Опорные реакции в плоскости XOZ от силы  $F_{t1}$

$$\sum M_A = -F_{t1}l_2 + R_{BX}l_3 = 0,$$

$$R_{BX} = F_{t1}l_2/l_3 = 8090 \cdot 0,039/0,09 = 3506 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = -F_{t1}(l_2 + l_3) + R_{AX}l_3 = 0,$$

$$R_{AX} = F_{t1}(l_2 + l_3)/l_3 = 8090 \cdot (0,039 + 0,09)/0,09 = 11596 \text{ Н}.$$

Опорные реакции от консольной силы муфты определяем отдельно, так как она вращается вместе с валом

$$\sum M_A = -R_{BK}l_3 + F_Kl_4 = 0,$$

$$R_{BK} = F_Kl_4/l_3 = 3319 \cdot 0,185/0,09 = 6822 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = -R_{AK}l_3 + F_K(l_4 - l_3) = 0,$$

$$R_{AK} = F_K(l_4 - l_3)/l_3 = 3319 \cdot (0,185 - 0,09)/0,09 = 3503 \text{ Н}.$$

Опасными расчетными сечениями данной схемы вала являются сечения 1 и 3.

**Рассмотрим самое опасное по возникающим внутренним усилиям сечение 1.**

Результирующий (суммарный) изгибающий момент (индекс указывает на номер сечения)

$$M_1 = M_{K1} + \sqrt{M_{X1}^2 + M_{Y1}^2} = 0 + \sqrt{315,5^2 + 198,0^2} = 372,5 \text{ Нм.}$$

Нормальные напряжения

$$\sigma_1 = M_1 / W_{\text{неттол}} + F_{a1} / A_{\text{неттол}} = 372,5 \cdot 10^{-6} / (12272,0 \cdot 10^{-9}) + 6498 \cdot 10^{-6} / (1963,5 \cdot 10^{-6}) = 33,7 \text{ МПа,}$$

$$W_{\text{неттол}} = \pi d_{II}^3 / 32 = \pi \cdot 50^3 / 32 = 12272,0 \text{ мм}^3,$$

$$A_{\text{неттол}} = \pi d_{II}^2 / 4 = \pi \cdot 50^2 / 4 = 1963,5 \text{ мм}^2.$$

Касательные напряжения

$$\tau_1 = T_1 / W_{\rho \text{ неттол}} = 323,6 \cdot 10^{-6} / (24543,7 \cdot 10^{-9}) = 13,2 \text{ МПа,}$$

$$W_{\rho \text{ неттол}} = \pi d_{II}^3 / 16 = \pi \cdot 50^3 / 16 = 24543,7 \text{ мм}^3.$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_{T\sigma 1} = \sigma_T / \sigma_1 = 700 / 33,7 = 20,77,$$

$$S_{T\tau 1} = \tau_T / \tau_1 = 490 / 13,2 = 37,16.$$

Общий коэффициент запаса прочности

$$S_{T1} = S_{T\sigma 1} S_{T\tau 1} / (K_{II} \sqrt{S_{T\sigma 1}^2 + S_{T\tau 1}^2}) = 20,77 \cdot 37,16 / (2,2 \cdot \sqrt{20,77^2 + 37,16^2}) = 8,24 > 1,3 \dots 2,0,$$

$K_{II} = 2,2$  – коэффициент перегрузки из каталога на электродвигатели.

### 3.3.4. Расчет на усталостную прочность (на выносливость)

Амплитудные напряжения цикла

$$\sigma_{a1} = M_1 / W_{\text{неттол}} = 372,5 \cdot 10^{-6} / (12272,0 \cdot 10^{-9}) = 30,4 \text{ МПа,}$$

$$\tau_{a1} = \tau_1 / 2 = T_1 / (2 W_{\rho \text{ неттол}}) = 323,6 \cdot 10^{-6} / (2 \cdot 24543,7 \cdot 10^{-9}) = 6,6 \text{ МПа – при нереверсивном вращении.}$$

Средние напряжения цикла

$$\sigma_{m1} = F_{a1} / A_{\text{неттол}} = 6498 \cdot 10^{-6} / 1963,5 \cdot 10^{-6} = 3,3 \text{ МПа,}$$

$$\tau_{m1} = \tau_1 / 2 = 6,6 \text{ МПа – при нереверсивном вращении.}$$

Отношения коэффициентов  $K_{\sigma 1} / K_{d\sigma 1} = 4,45$  и  $K_{\tau 1} / K_{d\tau 1} = 3,18$  определим для посадки под подшипником  $H7/r6$  (таблица А.14 с **примечанием**), создаваемой полями допусков внутреннего кольца подшипника  $L0$  и вала  $k6$ .

Коэффициенты влияния качества обработки поверхности при  $\sigma_B = 950 \text{ МПа}$  по таблице А.7 при  $R_a = 1,25 \dots 1,6 \text{ мкм}$  (таблица А.16) или по формулам [1]:

$$K_{F\sigma 1} = 1 - 0,22[\log(\sigma_B / 20) - 1] \log(4R_a) = 1 - 0,22[\log(950 / 20) - 1] \log(4 \cdot 1,6) = 0,880,$$

$$K_{F\tau 1} = 0,575 K_{F\sigma 1} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,880 + 0,425 = 0,931.$$

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения  $K_{V1} = 1$  (поверхность без упрочнения – А.8).

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

$$K_{\sigma D1} = (K_{\sigma 1} / K_{d\sigma 1} + 1 / K_{F\sigma 1} - 1) / K_{V1} = (4,45 + 1 / 0,880 - 1) / 1 = 4,59,$$

$$K_{\tau D1} = (K_{\tau 1} / K_{d\tau 1} + 1 / K_{F\tau 1} - 1) / K_{V1} = (3,18 + 1 / 0,931 - 1) / 1 = 3,25.$$

Коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений

$$\psi_{\sigma 1} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 950 = 0,21,$$

$$\psi_{\tau 1} = 0,5\psi_{\sigma 1} = 0,5 \cdot 0,21 = 0,105.$$

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным  $S_{\sigma}$  и касательным  $S_{\tau}$  напряжениям

$$S_{\sigma 1} = \sigma_{-1} / [K_{\sigma D1}(\sigma_{a1} + \psi_{\sigma 1}\sigma_{m1})] = 420 / [4,59(30,4 + 0,21 \cdot 3,3)] = 2,94,$$

$$S_{\tau 1} = \tau_{-1} / [K_{\tau D1}(\tau_{a1} + \psi_{\tau 1}\tau_{m1})] = 210 / [3,25(6,6 + 0,105 \cdot 6,6)] = 8,86.$$

Общий коэффициент запаса прочности

$$S_1 = S_{\sigma 1} S_{\tau 1} / \sqrt{S_{\sigma 1}^2 + S_{\tau 1}^2} = 2,94 \cdot 8,86 / \sqrt{2,94^2 + 8,86^2} = 2,79 > 1,5 \dots 2,5.$$

Прочность вала достаточна при обеспечении также минимально необходимой жесткости ( $S_1 > [S] = 2,5$ ).

**Опасное сечение 3, где опасным фактором является прессовая посадка подшипника на вал, проверяется аналогичным образом.**

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Рекомендации. Расчеты и испытания на прочность. Расчет на прочность валов и осей. Р 50–83–68.– М.: Госкомитет СССР по стандартам, 1989.–71с.
2. Расчет деталей машин на ЭВМ / Д.Н. Решетов, С.А. Шувалов, В.Д. Дудко и др.– М.: Высш. шк., 1985.–368с.
3. Пакет учебных программ для ЭВМ: Методические указания по дисциплинам «Детали машин» и «Прикладная механика». Часть 2 / Сост. Пахалюк В.И.– Севастополь: Изд-во СевГТУ, 2000.–26с.
4. Курсовое проектирование деталей машин / В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И.Арефьев и др.– Л.: Машиностроение, 1984.–400с.
5. Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техн. вузов / Н.Ф. киркач, Р.А. Баласанян.– Харьков: Основа, 1991.–276с.
6. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов.– М.: Высш. шк., 2000.–447с.
7. Решетов Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов.– М.: Машиностроение, 1989.–496с.
8. Курсовое проектирование деталей машин: Справочное пособие. Часть 2 / А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик, В.Ф. Калачев и др. – Мн.: Выш. шк., 1982.–334с.
9. Цехнович Л.И. Атлас конструкций редукторов: Учеб. пособие /Л.И. Цехнович, И.П. Петриченко. – К.: Вища шк., 1990.–151с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

(справочное)

Таблица А.1 – Нормальные линейные размеры (диаметры, длины, высоты и др.) по ГОСТ 6636–69, мм (с сокращениями) [9]

| Ряды    |          |          |          | Дополн. | Ряды    |          |          |          | Дополн. |
|---------|----------|----------|----------|---------|---------|----------|----------|----------|---------|
| $R_a 5$ | $R_a 10$ | $R_a 20$ | $R_a 40$ | разм.   | $R_a 5$ | $R_a 10$ | $R_a 20$ | $R_a 40$ | разм.   |
|         |          |          | 5,3      | 5,5     |         |          | 36       | 36       | 37      |
|         |          | 5,6      | 5,6      | 5,8     |         |          |          | 38       | 39      |
|         |          |          | 6,0      | 6,2     | 40      | 40       | 40       | 40       | 41      |
| 6,3     | 6,3      | 6,3      | 6,3      | 6,5     |         |          |          | 42       | 44      |
|         |          |          | 6,7      | 7,0     |         |          | 45       | 45       | 46      |
|         |          | 7,1      | 7,1      | 7,3     |         |          |          | 48       | 49      |
|         |          |          | 7,5      | 7,8     |         | 50       | 50       | 50       | 52      |
|         | 8,0      | 8,0      | 8,0      | 8,2     |         |          |          | 53       | 55      |
|         |          |          | 8,5      | 8,8     |         |          | 56       | 56       | 58      |
|         |          | 9,0      | 9,0      | 9,2     |         |          |          | 60       | 62      |
|         |          |          | 9,5      | 9,8     | 63      | 63       | 63       | 63       | 65      |
| 10      | 10       | 10       | 10       | 10,2    |         |          |          | 67       | 70      |
|         |          |          | 10,5     | 10,8    |         |          | 71       | 71       | 73      |
|         |          | 11       | 11       | 11,2    |         |          |          | 75       | 78      |
|         |          |          | 11,5     | 11,8    |         | 80       | 80       | 80       | 82      |
|         | 12       | 12       | 12       | 12,5    |         |          |          | 85       | 88      |
|         |          |          | 13       | 13,5    |         |          | 90       | 90       | 92      |
|         |          | 14       | 14       | 14,5    |         |          |          | 95       | 98      |
|         |          |          | 15       | 15,5    | 100     | 100      | 100      | 100      | 102     |
| 16      | 16       | 16       | 16       | 16,5    |         |          |          | 105      | 108     |
|         |          |          | 17       | 17,5    |         |          | 110      | 110      | 112     |
|         |          | 18       | 18       | 18,5    |         |          |          | 120      | 115     |
|         |          |          | 19       | 19,5    |         | 125      | 125      | 125      | 118     |
|         | 20       | 20       | 20       | 20,5    |         |          |          | 130      | 135     |
|         |          |          | 21       | 21,5    |         |          | 140      | 140      | 145     |
|         |          | 22       | 22       | 23      |         |          |          | 150      | 155     |
|         |          |          | 24       |         | 160     | 160      | 160      | 160      | 165     |
| 25      | 25       | 25       | 25       |         |         |          |          | 170      | 175     |
|         |          |          | 26       | 27      |         |          | 180      | 180      | 185     |
|         |          | 28       | 28       | 29      |         |          |          | 190      | 195     |
|         |          |          | 30       | 31      |         | 200      | 200      | 200      | 205     |
|         | 32       | 32       | 32       | 33      |         |          |          | 210      | 215     |
|         |          |          | 34       | 35      |         |          | 220      | 220      | 230     |

Таблица А.2 – Механические характеристики материалов [6]

| Марка стали | Диаметр заготовки, мм | Твердость НВ, (не менее) | Механические характеристики, МПа |            |          |               |             |
|-------------|-----------------------|--------------------------|----------------------------------|------------|----------|---------------|-------------|
|             |                       |                          | $\sigma_B$                       | $\sigma_T$ | $\tau_T$ | $\sigma_{-1}$ | $\tau_{-1}$ |
| Ст5         | Любой                 | 190                      | 520                              | 280        | 150      | 220           | 130         |
| 45          | $\leq 120$            | 240                      | 800                              | 550        | 300      | 350           | 210         |
|             | $\leq 80$             | 270                      | 900                              | 650        | 390      | 380           | 230         |
| 40X         | $\leq 200$            | 240                      | 800                              | 650        | 390      | 360           | 210         |
|             | $\leq 120$            | 270                      | 900                              | 750        | 450      | 410           | 240         |
| 40XH        | $\leq 200$            | 270                      | 920                              | 750        | 450      | 420           | 250         |
| 20X         | $\leq 120$            | 197                      | 650                              | 400        | 240      | 300           | 160         |
| 12XH3A      | $\leq 120$            | 260                      | 950                              | 700        | 490      | 420           | 210         |
| 18XГТ       | $\leq 60$             | 330                      | 1150                             | 950        | 665      | 520           | 280         |

Таблица А.3 – Коэффициент пересчета для полого вала [6]

|         |       |       |       |       |       |       |       |      |       |      |       |
|---------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|-------|------|-------|
| $d/D$   | 0,4   | 0,4   | 0,45  | 0,48  | 0,5   | 0,53  | 0,56  | 0,6  | 0,63  | 0,67 | 0,71  |
| $\xi_w$ | 0,974 | 0,969 | 0,959 | 0,947 | 0,938 | 0,921 | 0,901 | 0,87 | 0,842 | 0,8  | 0,747 |

Таблица А.4 – Значения моментов сопротивления для сечений с прямобочными шлицами по ГОСТ 1139–80 [6]

| $d$ , мм | Серия    |          |     |                                      |          |          |     |                                      |          |          |     |                                      |
|----------|----------|----------|-----|--------------------------------------|----------|----------|-----|--------------------------------------|----------|----------|-----|--------------------------------------|
|          | легкая   |          |     |                                      | средняя  |          |     |                                      | тяжелая  |          |     |                                      |
|          | $D$ , мм | $b$ , мм | $z$ | $W_{\text{нетто}}$ , мм <sup>3</sup> | $D$ , мм | $b$ , мм | $z$ | $W_{\text{нетто}}$ , мм <sup>3</sup> | $D$ , мм | $b$ , мм | $z$ | $W_{\text{нетто}}$ , мм <sup>3</sup> |
| 18       | —        | —        | —   | —                                    | 22       | 4        | 6   | 741                                  | 23       | 2.5      | 10  | 790                                  |
| 21       | —        | —        | —   | —                                    | 25       | 5        | 6   | 1081                                 | 26       | 3        | 10  | 1131                                 |
| 23       | 26       | 6        | 6   | 1367                                 | 28       | 6        | 6   | 1502                                 | 29       | 4        | 10  | 1650                                 |
| 26       | 30       | 6        | 6   | 1966                                 | 32       | 6        | 6   | 2100                                 | 32       | 4        | 10  | 2190                                 |
| 28       | 32       | 7        | 6   | 2480                                 | 34       | 7        | 6   | 2660                                 | 35       | 4        | 10  | 2720                                 |
| 32       | 36       | 6        | 8   | 3630                                 | 38       | 6        | 8   | 3870                                 | 40       | 5        | 10  | 4190                                 |
| 36       | 40       | 7        | 8   | 5130                                 | 42       | 7        | 8   | 5660                                 | 45       | 5        | 10  | 5710                                 |
| 42       | 46       | 8        | 8   | 8000                                 | 48       | 8        | 8   | 8410                                 | 52       | 6        | 10  | 8220                                 |
| 46       | 50       | 9        | 8   | 10460                                | 54       | 9        | 8   | 11500                                | 56       | 7        | 10  | 11900                                |
| 52       | 58       | 10       | 8   | 15540                                | 60       | 10       | 8   | 16130                                | 60       | 5        | 16  | 16120                                |
| 56       | 62       | 10       | 8   | 18940                                | 65       | 10       | 8   | 19900                                | 65       | 5        | 16  | 19900                                |
| 62       | 68       | 12       | 8   | 25800                                | 72       | 12       | 8   | 27600                                | 72       | 6        | 16  | 27600                                |
| 72       | 78       | 12       | 10  | 40300                                | 82       | 12       | 10  | 43000                                | 82       | 7        | 16  | 42300                                |
| 82       | 88       | 12       | 10  | 57800                                | 92       | 12       | 10  | 60500                                | 92       | 6        | 20  | 60560                                |

Таблица А.5 – Значения моментов сопротивления для сечений с пазом для призматической шпонки по ГОСТ 23360–78 [6]

| $d$ ,<br>мм | $b \times h$ ,<br>мм | $W_{\text{нетто}}$ ,<br>мм <sup>3</sup> | $W_{\rho \text{ нетто}}$ ,<br>мм <sup>3</sup> | $d$ ,<br>мм | $b \times h$ ,<br>мм | $W_{\text{нетто}}$ ,<br>мм <sup>3</sup> | $W_{\rho \text{ нетто}}$ ,<br>мм <sup>3</sup> |
|-------------|----------------------|-----------------------------------------|-----------------------------------------------|-------------|----------------------|-----------------------------------------|-----------------------------------------------|
| 20          | 6×6                  | 655                                     | 1440                                          | 45          | 14×9                 | 7800                                    | 16740                                         |
| 21          |                      | 770                                     | 1680                                          | 48          |                      | 9620                                    | 20500                                         |
| 22          |                      | 897                                     | 1940                                          | 50          |                      | 10916                                   | 23695                                         |
| 24          | 8×7                  | 1192                                    | 2599                                          | 53          | 16×10                | 12869                                   | 28036                                         |
| 25          |                      | 1275                                    | 2810                                          | 55          |                      | 14510                                   | 30800                                         |
| 26          |                      | 1453                                    | 3180                                          | 56          |                      | 15290                                   | 33265                                         |
| 28          |                      | 1854                                    | 4090                                          | 60          | 18×11                | 18760                                   | 40000                                         |
| 30          |                      | 2320                                    | 4970                                          |             |                      |                                         |                                               |
| 32          | 10×8                 | 2730                                    | 5940                                          | 67          | 20×12                | 26180                                   | 56820                                         |
| 34          |                      | 3330                                    | 7190                                          | 70          |                      | 30200                                   | 63800                                         |
| 36          |                      | 4010                                    | 8590                                          | 71          |                      | 31549                                   | 68012                                         |
| 38          |                      | 4775                                    | 10366                                         | 75          |                      | 37600                                   | 79000                                         |
|             |                      |                                         |                                               | 80          | 22×14                | 45110                                   | 97271                                         |

Таблица А.6 – Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения [6, 7]

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

Таблица А.7 – Коэффициенты влияния шероховатости поверхности [6]

| 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 |

Таблица А.8 – Коэффициент влияния поверхностного упрочнения [6, 5]

| Вид упрочнения поверхности вала | Значения $K_V$ при:                |                            |                     |
|---------------------------------|------------------------------------|----------------------------|---------------------|
|                                 | $K_\sigma = 1$ (для гладких валов) | $K_\sigma = 1,1 \dots 1,5$ | $K_\sigma \geq 1,8$ |
| Закалка ТВЧ                     | 1,3...1,6                          | 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           |
| Цементация                      | 1,4...1,5                          | —                          | —                   |
| Без упрочнения                  | 1,0                                | 1,0                        | 1,0                 |

Таблица А.9 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений в ступенчатом переходе с галтелью (рисунок А.1) [6, 7, 8]

| $t / r$                            | $r / d$ | $K_{\sigma}$ при $\sigma_B$ , МПа |      |         |      | $K_{\tau}$ при $\sigma_B$ , МПа |      |          |      |
|------------------------------------|---------|-----------------------------------|------|---------|------|---------------------------------|------|----------|------|
|                                    |         | 500                               | 700  | 900     | 1200 | 500                             | 700  | 900      | 1200 |
| 2                                  | 0,01    | 1,55                              | 1,6  | 1,65    | 1,7  | 1,4                             | 1,4  | 1,45     | 1,45 |
|                                    | 0,02    | 1,8                               | 1,9  | 2,0     | 2,15 | 1,55                            | 1,6  | 1,65     | 1,7  |
|                                    | 0,03    | 1,8                               | 1,95 | 2,05    | 2,25 | 1,55                            | 1,6  | 1,65     | 1,7  |
|                                    | 0,05    | 1,75                              | 1,9  | 2,0     | 2,2  | 1,55                            | 1,6  | 1,65     | 1,75 |
| 3                                  | 0,01    | 1,9                               | 2,0  | 2,1     | 2,2  | 1,55                            | 1,6  | 1,65     | 1,75 |
|                                    | 0,02    | 1,95                              | 2,1  | 2,2     | 2,4  | 1,6                             | 1,7  | 1,75     | 1,85 |
|                                    | 0,03    | 1,95                              | 2,1  | 2,25    | 2,45 | 1,65                            | 1,7  | 1,75     | 1,9  |
| 5                                  | 0,01    | 2,1                               | 2,25 | 2,35    | 2,50 | 2,2                             | 2,3  | 2,4      | 2,6  |
|                                    | 0,02    | 2,15                              | 2,3  | 2,45    | 2,65 | 2,1                             | 2,15 | 2,25     | 2,4  |
| $d$ , мм                           |         | 10...15                           |      | 15...40 |      | 40...80                         |      | 80...100 |      |
| $r$ , мм                           |         | 1,0                               |      | 1,5     |      | 2,0                             |      | 2,5      |      |
| $f$ (фаска), мм                    |         | 1,5                               |      | 2,0     |      | 3,0                             |      | 4,0      |      |
| Высота заплечиков $t=(1,3...1,5)f$ |         |                                   |      |         |      |                                 |      |          |      |

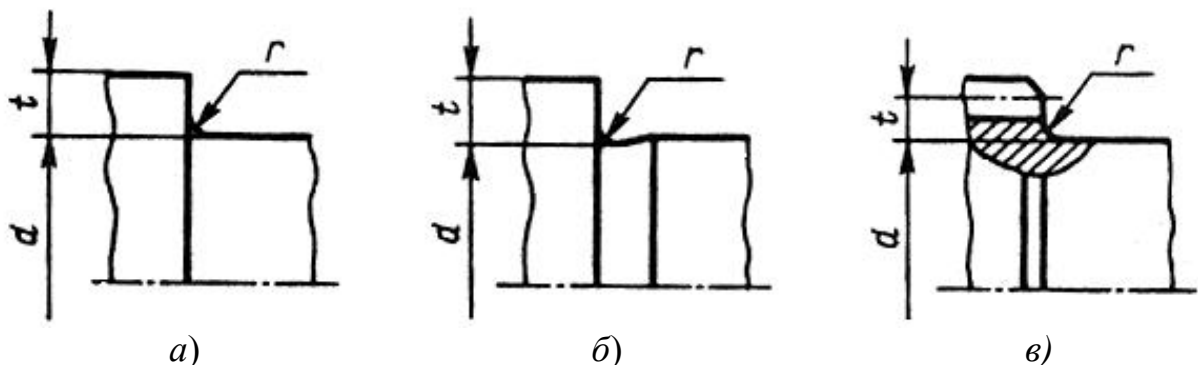


Рисунок А.1– Вал со ступенчатым переходом с галтелью: а), б), в) – различные конструкции перехода

Таблица А.10 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений в месте шпоночного паза [6, 7]

| $\sigma_B$ , 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 А.11 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для шлицевых и резьбовых участков валов [6, 7]

| $\sigma_B$ , МПа | $K_\sigma$ |            | $K_\tau$     |              |            |
|------------------|------------|------------|--------------|--------------|------------|
|                  | для шлицев | для резьбы | для шлицев   |              | для резьбы |
|                  |            |            | прямобоочных | эвольвентных |            |
| 500              | 1,45       | 1,8        | 2,25         | 1,43         | 1,35       |
| 700              | 1,6        | 2,2        | 2,5          | 1,49         | 1,7        |
| 900              | 1,7        | 2,45       | 2,65         | 1,55         | 2,1        |
| 1200             | 1,75       | 2,9        | 2,8          | 1,6          | 2,35       |

Таблица А.12 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для нарезки витков червяка [8]

| Концентратор           | $K_\sigma$ при $\sigma_B$ , МПа |             | $K_\tau$ при $\sigma_B$ , МПа |             |
|------------------------|---------------------------------|-------------|-------------------------------|-------------|
|                        | $\leq 700$                      | $\geq 1000$ | $\leq 700$                    | $\geq 1000$ |
| Нарезка витков червяка | 2,30                            | 2,50        | 1,70                          | 1,90        |

Таблица А.13 – Сечения шпонок и глубина пазов [6]

| Диаметр<br>вала $d$ , мм | Сечение шпонки, мм |     | Фаска у<br>шпонки | Глубина паза, мм |               | Длина<br>шпонки |
|--------------------------|--------------------|-----|-------------------|------------------|---------------|-----------------|
|                          | $b$                | $h$ |                   | вала $t_1$       | ступицы $t_3$ |                 |
| С 12 до 17               | 5                  | 5   | 0,25...0,4        | 3                | 2,3           | 10...56         |
| С 17 до 22               | 6                  | 6   |                   | 3,5              | 2,8           | 14...70         |
| С 22 до 30               | 8                  | 7   |                   | 0,4...0,6        | 4             | 3,3             |
| С 30 до 38               | 10                 | 8   | 5                 |                  | 3,3           | 22...110        |
| С 38 до 44               | 12                 |     |                   |                  |               | 28...140        |
| С 44 до 50               | 14                 | 9   | 5,5               |                  | 3,8           | 36...160        |
| С 50 до 58               | 16                 | 10  | 6                 |                  | 4,3           | 45...180        |
| С 58 до 65               | 18                 | 11  | 7                 |                  | 4,4           | 50...200        |
| С 65 до 75               | 20                 | 12  | 0,6...0,8         | 7,5              | 4,9           | 56...220        |
| С 75 до 85               | 22                 | 14  |                   | 9                | 5,4           | 63...250        |
| С 85 до 95               | 25                 |     |                   |                  |               | 70...280        |

**Примечание** – Если диаметр вала попадает в два диапазона, то шпонку следует принимать с меньшими размерами ширины и высоты ( $b \times h$ ).

Таблица А.14 – Отношения коэффициентов  $K_\sigma / K_{d\sigma}$  и  $K_\tau / K_{d\tau}$  для учета посадки [5]

| Диаметр вала, мм                                                                                                                                                                       | Посадка      | $K_\sigma / K_{d\sigma}$ при $\sigma_B$ , МПа |      |      |      | $K_\tau / K_{d\tau}$ при $\sigma_B$ , МПа |      |     |      |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------|-----------------------------------------------|------|------|------|-------------------------------------------|------|-----|------|
|                                                                                                                                                                                        |              | 500                                           | 700  | 900  | 1200 | 500                                       | 700  | 900 | 1200 |
| 30                                                                                                                                                                                     | <i>H7/r6</i> | 2,5                                           | 3,0  | 3,5  | 4,25 | 1,9                                       | 2,2  | 2,5 | 3,0  |
|                                                                                                                                                                                        | <i>H7/k6</i> | 1,9                                           | 2,25 | 2,6  | 3,2  | 1,55                                      | 1,75 | 2,0 | 2,3  |
|                                                                                                                                                                                        | <i>H7/h6</i> | 1,6                                           | 1,95 | 2,3  | 2,75 | 1,4                                       | 1,6  | 1,8 | 2,1  |
| 50                                                                                                                                                                                     | <i>H7/r6</i> | 3,05                                          | 3,65 | 4,3  | 5,2  | 2,25                                      | 2,6  | 3,1 | 3,6  |
|                                                                                                                                                                                        | <i>H7/k6</i> | 2,3                                           | 2,75 | 3,2  | 3,9  | 1,9                                       | 2,15 | 2,5 | 2,8  |
|                                                                                                                                                                                        | <i>H7/h6</i> | 2,0                                           | 2,4  | 2,8  | 3,4  | 1,6                                       | 1,85 | 2,1 | 2,4  |
| 100 и более                                                                                                                                                                            | <i>H7/r6</i> | 3,3                                           | 3,95 | 4,6  | 5,6  | 2,4                                       | 2,8  | 3,2 | 3,8  |
|                                                                                                                                                                                        | <i>H7/k6</i> | 2,45                                          | 2,95 | 3,45 | 4,2  | 1,9                                       | 2,2  | 2,5 | 2,9  |
|                                                                                                                                                                                        | <i>H7/h6</i> | 2,15                                          | 2,55 | 3,0  | 3,6  | 1,7                                       | 1,95 | 2,2 | 2,6  |
| <b>Примечание</b> – Для посадки колец подшипников качения следует принимать $K_\sigma / K_{d\sigma}$ и $K_\tau / K_{d\tau}$ по графе, соответствующей прессовой посадке <i>H7/r6</i> . |              |                                               |      |      |      |                                           |      |     |      |

Таблица А.15 – Консольная сила  $F_K$  (неуравновешенная составляющая  $F_{nt}$  окружной силы  $F_t^M$  на рабочих элементах муфт) [1]

| Тип муфты                                                                                | Сила $F_{nt}$        | Диаметр начальной окружности муфты $d_m$ , мм                                    |
|------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------|----------------------------------------------------------------------------------|
| Кулачковая                                                                               | $F_{nt} = F_t^M$     | Средний диаметр расположения кулачков [8]                                        |
| Пальцевая (МУВП)                                                                         | $F_{nt} = 2/3 F_t^M$ | Диаметр окружности расположения пальцев [4, 5, 8]                                |
| Цепная                                                                                   | $F_{nt} = 1/3 F_t^M$ | $z_m p_\psi / \pi$ , $z_m$ – число зубьев звездочки; $p_\psi$ – шаг цепи, мм [5] |
| Зубчатая                                                                                 | $F_{nt} = 0,2 F_t^M$ | $m_m z_m$ , $m_m$ – модуль, мм; $z_m$ – число зубьев муфты [4, 5, 8]             |
| $F_t^M = 2T_n \cdot 10^3 / d_m$ , где $T_n$ – номинальный передаваемый валом момент, Нм. |                      |                                                                                  |

Таблица А.16 – Шероховатость поверхностей ряда деталей редукторов [9]

| Деталь, поверхность                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  | $R_a$ , мкм<br>не более |            |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------|------------|
|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                      | 1                       | 2          |
| Поверхность шестерни эвольвентного зуба боковая <sup>1)</sup> :<br>при модуле до 5 мм<br>свыше 5 мм                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  | 1,25<br>2,5             | 1,6<br>3,2 |
| Поверхность витка цилиндрического червяка боковая                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                    | 0,63                    | 0,8        |
| Поверхности посадочные под внутреннее кольцо подшипника, под зубчатое колесо, под муфту:<br>при диаметре до 80 мм<br>свыше 80 мм                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                     | 1,25<br>2,5             | 1,6<br>3,2 |
| Переход галтельный, торец заплечика                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  | 2,5                     | 3,2        |
| Шейка, трущаяся по резиновой манжете:<br>при скорости скольжения до 1 м/с<br>до 10 м/с                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               | 0,63<br>0,32            | 0,8<br>0,4 |
| Резьба крепежная на валу                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                             | 5,0                     | 6,3        |
| <sup>1)</sup> Для зубьев шестерен допускается увеличение шероховатости в два раза, если диаметр впадин меньше диаметра шеек, расположенных рядом.<br><b>Примечание</b> – Графа 1 соответствует стандартам на отдельные виды изделий и практике работы многих организаций. В графе 2 произведена замена на предпочтительные значения шероховатости путем увеличения значений по графе 1 в 1,25 раза, как это делается на ряде предприятий для более легкого и надежного контроля чистоты поверхности. |                         |            |



Заказ № \_\_\_\_\_ от « \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 200 \_\_\_\_\_ Тираж \_\_\_\_\_ экз.  
Изд-во СевНТУ