

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«Севастопольский государственный университет»

РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

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

Севастополь
2015

Расчет валов редуктора: Методические указания к разделу курсового проекта по дисциплинам «Детали машин и основы конструирования» и «Прикладная механика»/ Сост. В.И. Пахалюк– Севастополь: Изд-во СевГУ, 2015. – 32с.

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 «Техническая механика и машиноведение» 29 июня 2015 г., протокол № 6.

Допущено учебно-методическим советом Политехнического института СевГУ в качестве методических указаний.

Рецензенты:

заведующий кафедрой «Технология машиностроения», профессор Братан С.М.

доцент кафедры «Автомобильный транспорт» Сопин П.К.

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:

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

где T – крутящий момент, передаваемый валом, Нм;

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

σ_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 определяют 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 определяют 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).

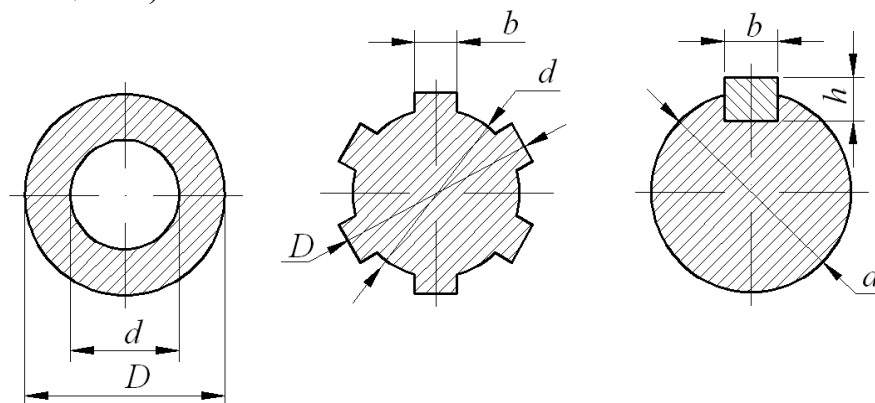


Рисунок 1 – Формы поперечных сечений валов

$W_{\text{нетто}} = \pi d^3 / 32$ – 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 прямобочными 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

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

σ_T, τ_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

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

$[S_T] = 1,3 \dots 2,0$ – допустимые значения для коэффициента запаса прочности по текучести; $K_{II} = T_{\max} / T$ – 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 σ_a и касательных τ_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 σ_m и касательные τ_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_σ и кручении K_τ , 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 $\psi_{\sigma D} = 0,5...0,6$.

9. Определить частные коэффициенты запаса прочности по нормальным S_σ и касательным S_τ 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 σ_{-1} , τ_{-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_{a1B} и тихоходных F_{a2T} 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 $\eta_{под} = 0,99$.

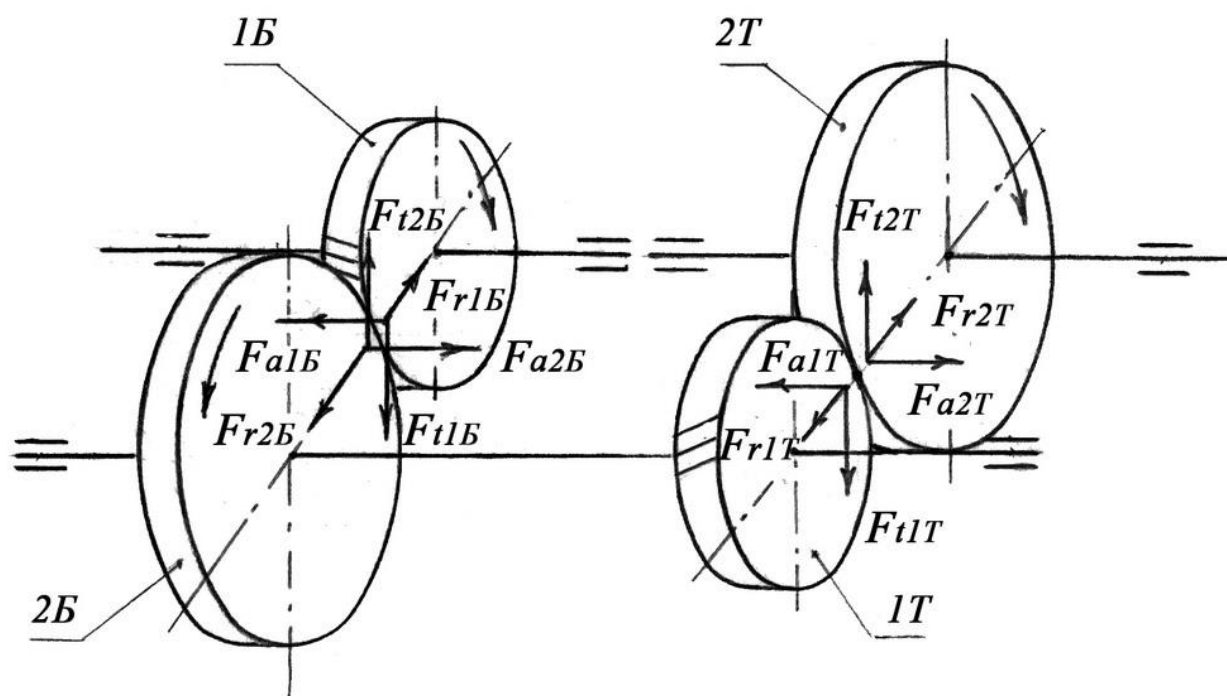


Рисунок 2 – Кинематическая схема цилиндрического двухступенчатого соосного редуктора (входной 1Б и выходной 2Т валы находятся на одной оси) с силами в зацеплениях быстроходной (Б) и тихоходной (Т) передач на ведущих (1) и ведомых (2) звеньях

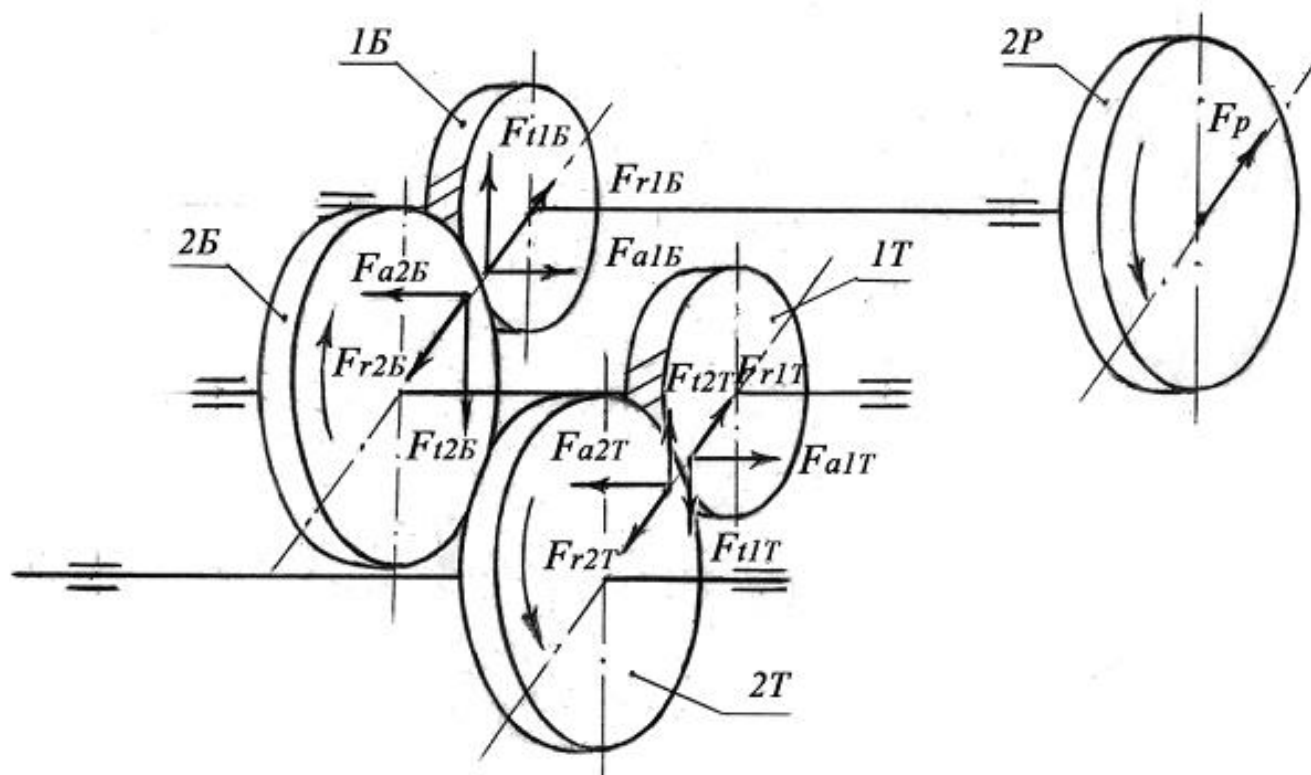


Рисунок 3 – Кинематическая схема цилиндрического двухступенчатого редуктора по развернутой схеме с силами в зацеплениях быстроходной (Б) и тихоходной (Т) передач на ведущих (1) и ведомых (2) звеньях, а также на ведомом шкиве (2Р) от действия ременной передачи

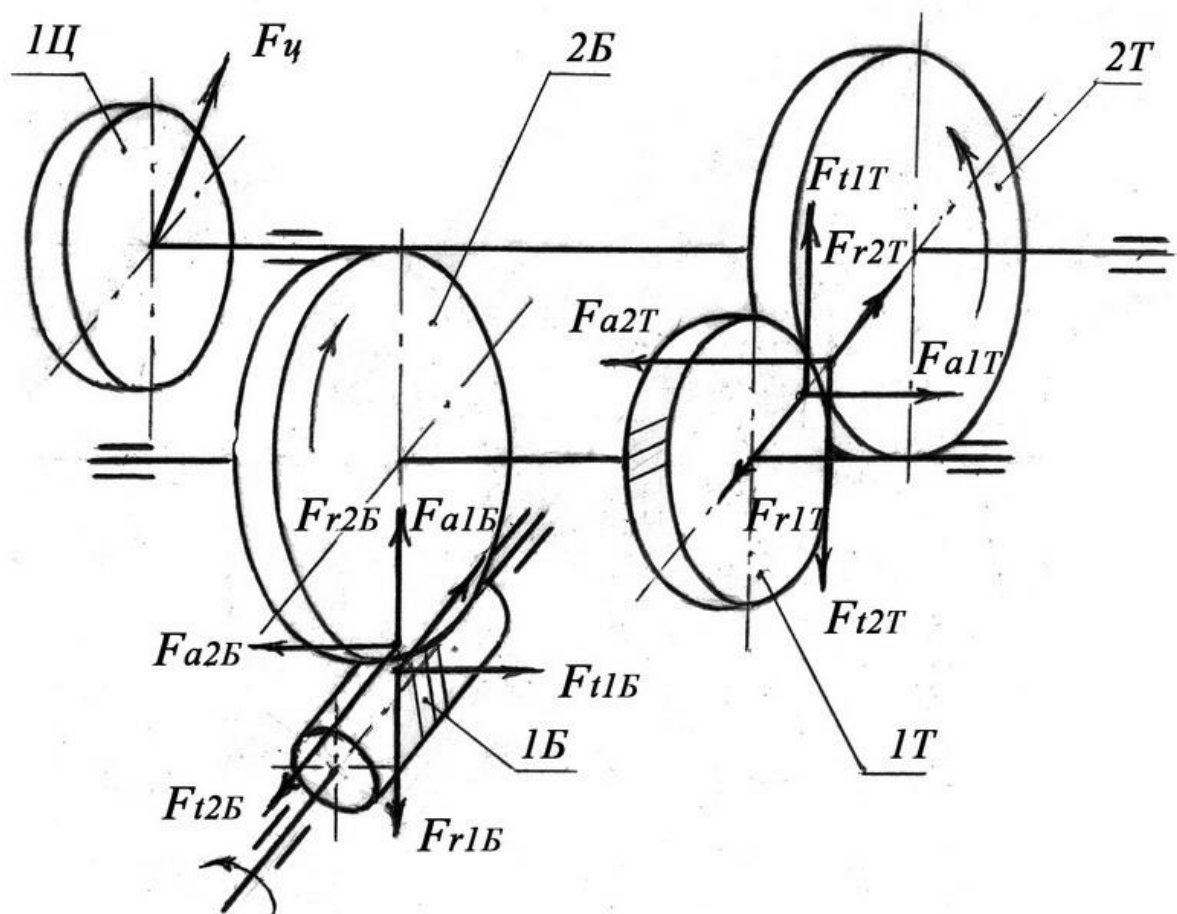


Рисунок 4 – Кинематическая схема червячно-цилиндрического редуктора с силами в зацеплениях быстроходной (Б) и тихоходной (Т) передач на ведущих (1) и ведомых (2) звеньях, а также на ведущей звездочке (1Ц) от действия цепной передачи

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})

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1\eta_{nod} / d_{w1} = 2 \cdot 77,68 \cdot 0,9 \cdot 10^3 / 78,37 = 1961 \text{ Н};$$

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})

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

T_2 – крутящий момент на колесе; α – 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)

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

в плоскости XOZ от сил F_{t1} и F_p

$$M_{X2} = -R_{AX} l_2 = -680 \cdot 0,13 = -88,4 \text{ Нм.}$$

Результирующий (суммарный) изгибающий момент

$$M_2 = \sqrt{M_{X2}^2 + M_{Y2}^2} = \sqrt{(-88,4)^2 + 251,1^2} = 266,2 \text{ Нм.}$$

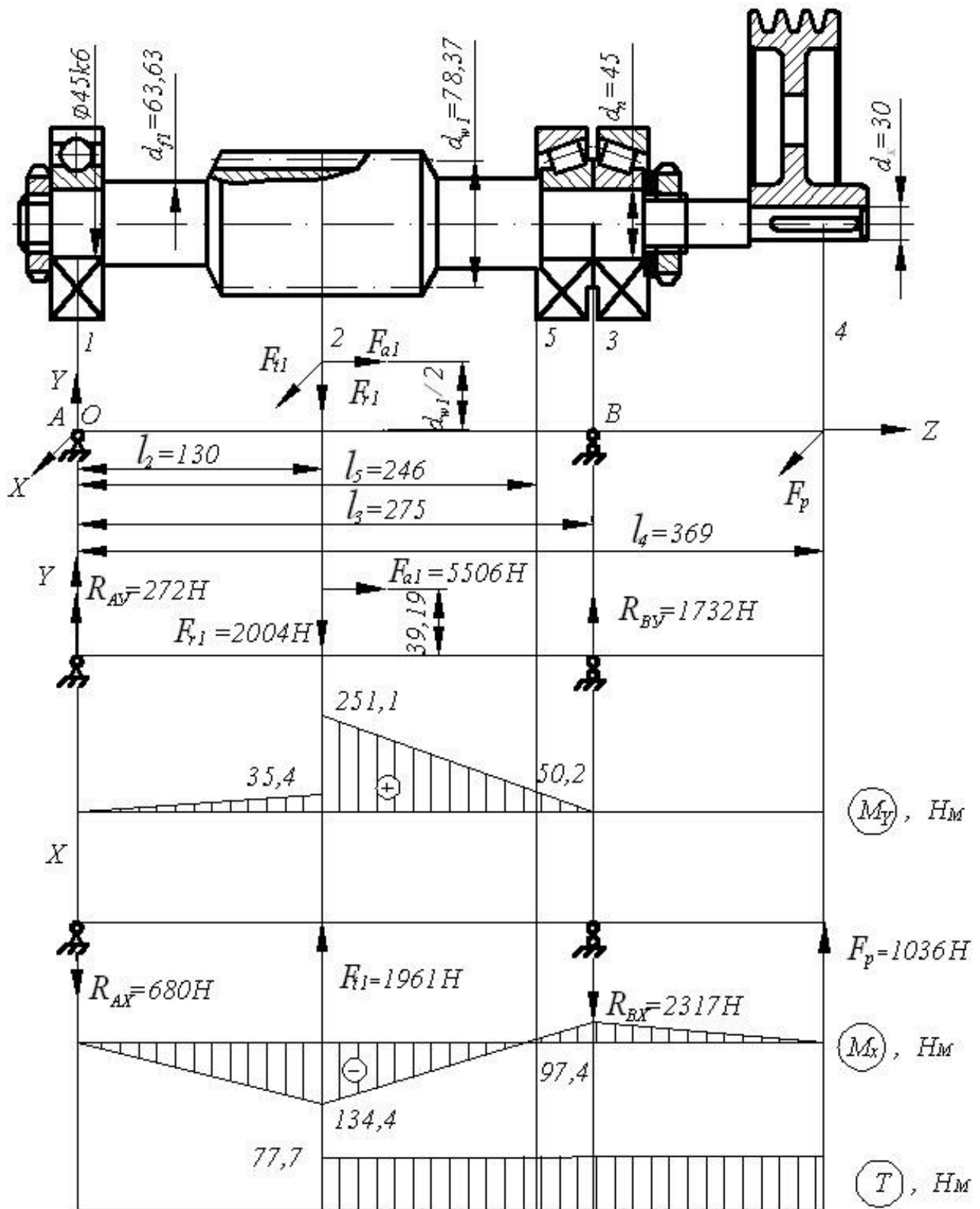


Рисунок 5 – Схема к расчету вала червяка

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]

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

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

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

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

$$K_{\sigma D2} = (K_{\sigma 2} / K_{d\sigma 2} + 1 / K_{F\sigma 2} - 1) / K_{V2} = (2,37 / 0,77 + 1 / 0,933 - 1) / 1 = 3,15,$$

$$K_{\tau D2} = (K_{\tau 2} / K_{d\tau 2} + 1 / K_{F\tau 2} - 1) / K_{V2} = (1,77 / 0,68 + 1 / 0,961 - 1) / 1 = 2,642.$$

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

$$S_{\sigma 2} = \sigma_{-1} / [K_{\sigma D 2}(\sigma_{a2} + \psi_{\sigma} \sigma_{m2})] = 350 / [3,15(13,1 + 0,18 \cdot 1,7)] = 8,29,$$

$$S_{\tau 2} = \tau_{-1} / [K_{\tau D 2}(\tau_{a2} + \psi_{\tau} \tau_{m2})] = 210 / [2,642(0,8 + 0,09 \cdot 0,8)] = 91,15.$$

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_{T2} 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

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

в) осевая сила на колесе

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

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

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

е) осевая сила на шестерне

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

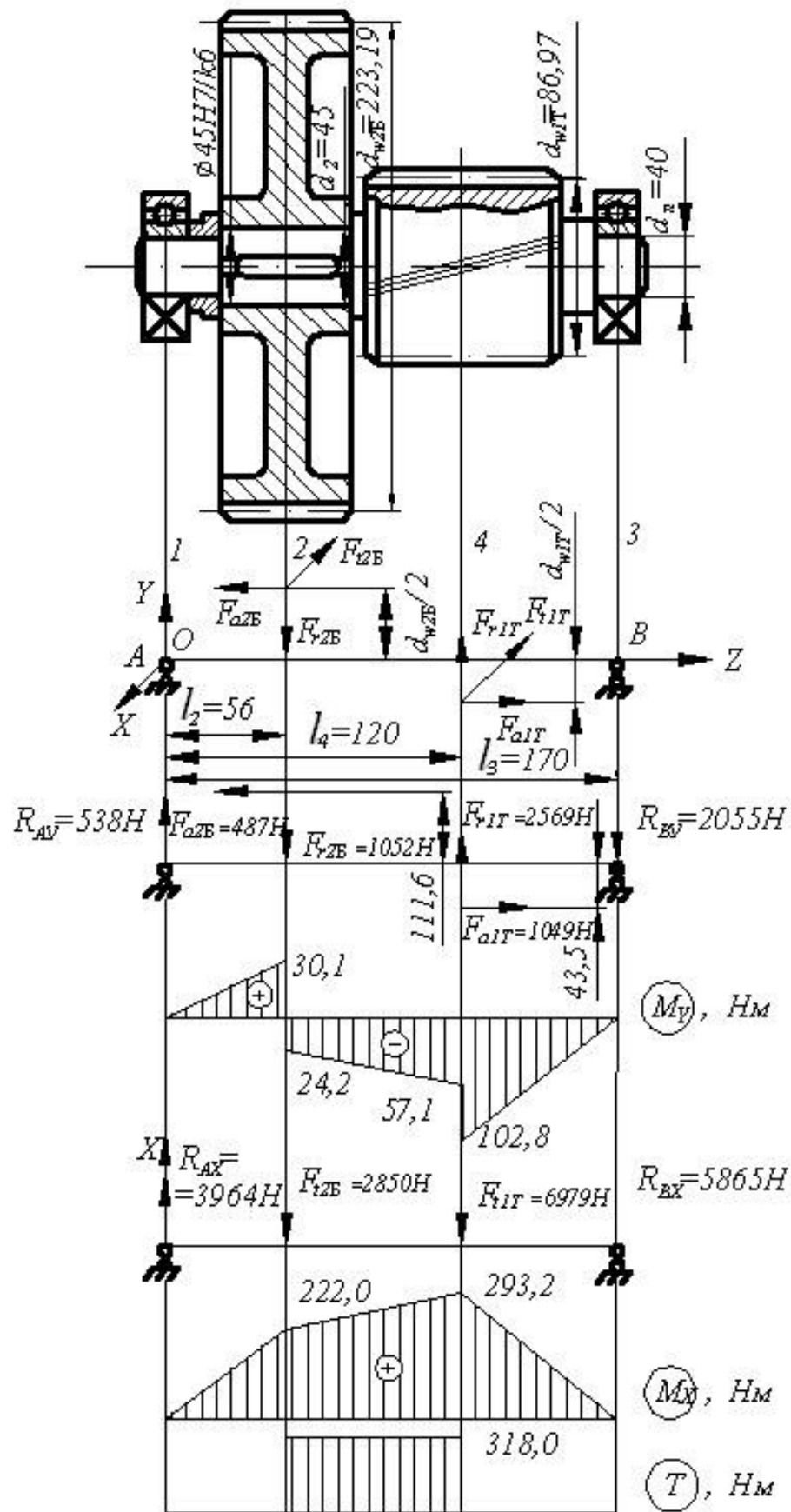


Рисунок 6 – Схема к расчету промежуточного вала цилиндрического двухступенчатого редуктора по развернутой схеме

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 $R_d 40$ (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 $d_2 = 45 \text{ мм}$ выбираем (таблица А.10) шпонку с сечением $b \times h = 14 \times 9$, глубиной паза вала $t_1 = 5,5 \text{ мм}$.

$W_{\text{нетто}2}$ 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

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

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

Средние напряжения цикла

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

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

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 $\sigma_B = 900 \text{ МПа}$ по таблице А.7 при $R_a = 1,25 \dots 1,6 \text{ мкм}$ (таблица А.16) или по формулам [1]:

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

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

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/г6. 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/г6 – $K_{\sigma 2} / K_{d\sigma 2} = 4,1$, $K_{\tau 2} / K_{d\tau 2} = 2,95$. 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/г6, 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 $K_{\tau D}$

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

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

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_{σ} и касательным S_{τ} напряжениям

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

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

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 $d_4 = d_{wIT}$ 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

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

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})

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

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

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

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.

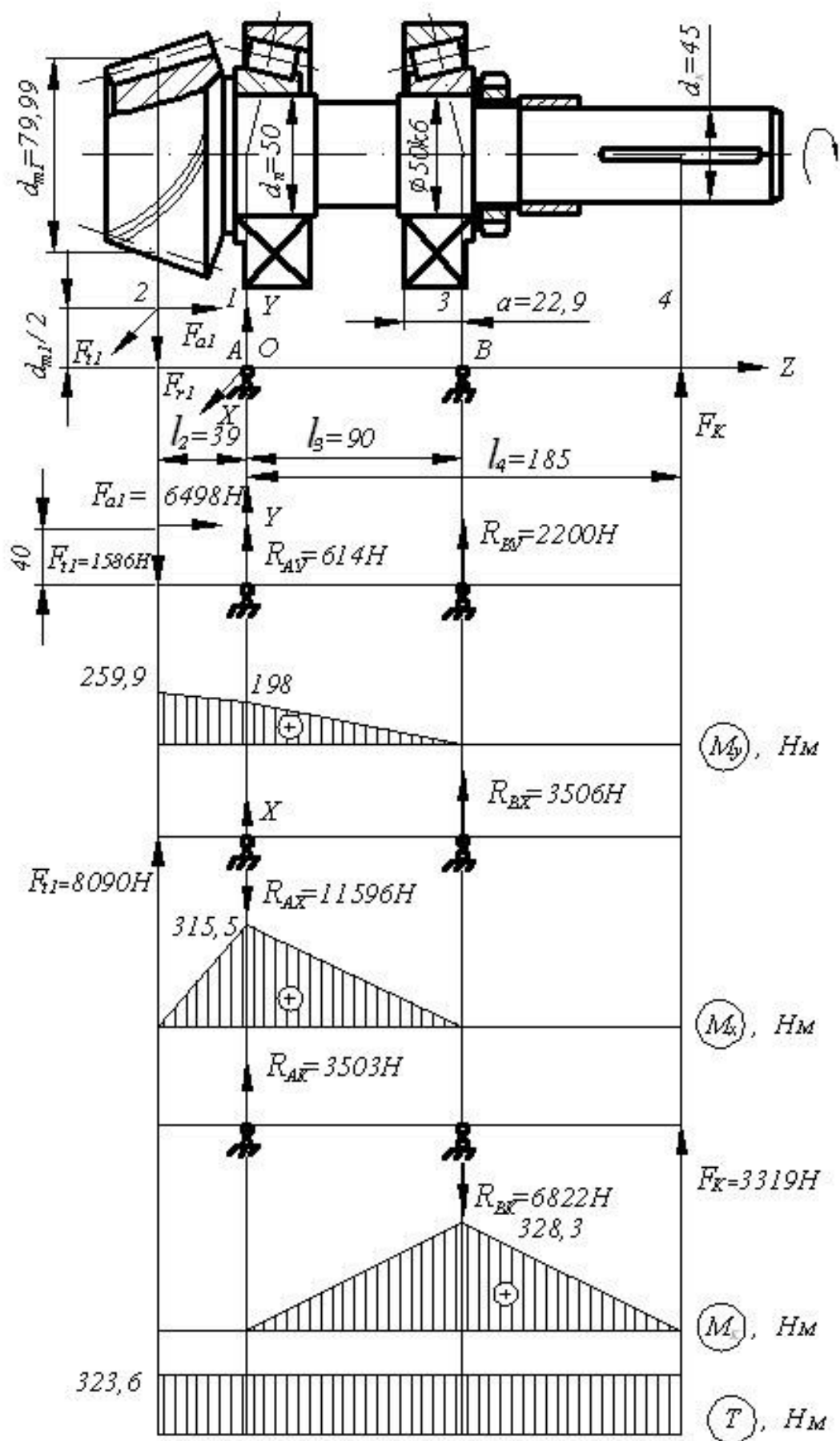


Рисунок 7 – Схема к расчету вала конической шестерни

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

$$\sigma_1 = M_1 / W_{\text{нетто}1} + F_{a1} / A_{\text{нетто}1} = 372,5 \cdot 10^{-6} / (12272,0 \cdot 10^{-9}) + 6498 \cdot 10^{-6} / (1963,5 \cdot 10^{-6}) = 33,7 \text{ МПа},$$

$$W_{\text{нетто}1} = \pi d_{II}^3 / 32 = \pi \cdot 50^3 / 32 = 12272,0 \text{ мм}^3,$$

$$A_{\text{нетто}1} = \pi d_{II}^2 / 4 = \pi \cdot 50^2 / 4 = 1963,5 \text{ мм}^2.$$

Касательные напряжения

$$\tau_1 = T_1 / W_{\rho \text{ нетто}1} = 323,6 \cdot 10^{-6} / (24543,7 \cdot 10^{-9}) = 13,2 \text{ МПа},$$

$$W_{\rho \text{ нетто}1} = \pi d_{II}^3 / 16 = \pi \cdot 50^3 / 16 = 24543,7 \text{ мм}^3.$$

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

$$\sigma_{a1} = M_1 / W_{\text{нетто}1} = 372,5 \cdot 10^{-6} / (12272,0 \cdot 10^{-9}) = 30,4 \text{ МПа},$$

$\tau_{a1} = \tau_1 / 2 = T_1 / (2 W_{\rho \text{ нетто}1}) = 323,6 \cdot 10^{-6} / (2 \cdot 24543,7 \cdot 10^{-9}) = 6,6 \text{ МПа}$ – при нереверсивном вращении.

Средние напряжения цикла

$$\sigma_{m1} = F_{a1} / A_{\text{нетто}1} = 6498 \cdot 10^{-6} / 1963,5 \cdot 10^{-6} = 3,3 \text{ МПа},$$

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

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]:

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

$$K_{F\tau 1} = 0,575 K_{F\sigma 1} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,88 + 0,425 = 0,931.$$

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_{σ} и касательным S_{τ} 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				
			σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}
Ст5	Любой	190	520	280	150	220	130
45	≤ 120	240	800	550	300	350	210
	≤ 80	270	900	650	390	380	230
40X	≤ 200	240	800	650	390	360	210
	≤ 120	270	900	750	450	410	240
40XH	≤ 200	270	920	750	450	420	250
20X	≤ 120	197	650	400	240	300	160
12XH3A	≤ 120	260	950	700	490	420	210
18XГТ	≤ 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
ξ_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 ³	D , мм	b , мм	z	$W_{\text{нетто}}$, мм ³	D , мм	b , мм	z	$W_{\text{нетто}}$, мм ³
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 , мм	$b \times h$, мм	$W_{\text{нетто}}$, мм ³	$W_{\rho \text{ нетто}}$, мм ³	d , мм	$b \times h$, мм	$W_{\text{нетто}}$, мм ³	$W_{\rho \text{ нетто}}$, мм ³
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 σ)	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированной стали (для индекса σ)	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59
Кручение для всех сталей (для индекса τ)						

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

Вид механической обработки	Параметр шероховатости R_a , мкм	$K_{F\sigma}$ при σ_B , МПа		$K_{F\tau}$ при σ_B , МПа	
		≤ 700	>700	≤ 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_{σ} при σ_B , МПа				K_{τ} при σ_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 $t=(1,3...1,5)f$									

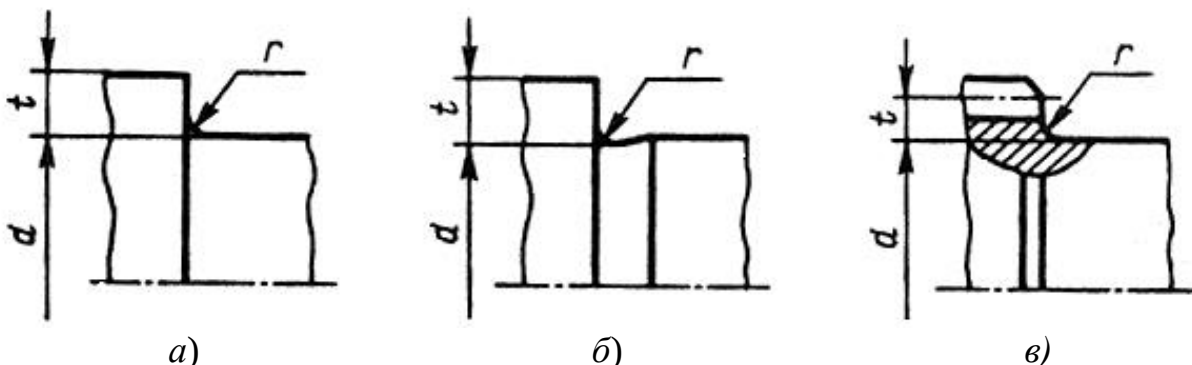


Рисунок А.1– Вал со ступенчатым переходом с галтелью: а), б), в) – различные конструкции перехода

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

σ_B , МПа	K_σ при выполнении паза фрезой		K_τ
	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]

σ_B , МПа	K_σ		K_τ		
	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_σ при σ_B , МПа		K_τ при σ_B , МПа	
	≤ 700	≥ 1000	≤ 700	≥ 1000
Нарезка витков червяка	2,30	2,50	1,70	1,90

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

Диаметр вала d , мм	Сечение шпонки, мм		Фаска у шпонки	Глубина паза, мм		Длина 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	18...90
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 σ_B , МПа				$K_{\tau}/K_{d\tau}$ при σ_B , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	H7/r6	2,5	3,0	3,5	4,25	1,9	2,2	2,5	3,0
	H7/k6	1,9	2,25	2,6	3,2	1,55	1,75	2,0	2,3
	H7/h6	1,6	1,95	2,3	2,75	1,4	1,6	1,8	2,1
50	H7/r6	3,05	3,65	4,3	5,2	2,25	2,6	3,1	3,6
	H7/k6	2,3	2,75	3,2	3,9	1,9	2,15	2,5	2,8
	H7/h6	2,0	2,4	2,8	3,4	1,6	1,85	2,1	2,4
100 и более	H7/r6	3,3	3,95	4,6	5,6	2,4	2,8	3,2	3,8
	H7/k6	2,45	2,95	3,45	4,2	1,9	2,2	2,5	2,9
	H7/h6	2,15	2,55	3,0	3,6	1,7	1,95	2,2	2,6
Примечание – Для посадки колец подшипников качения следует принимать $K_{\sigma}/K_{d\sigma}$ и $K_{\tau}/K_{d\tau}$ по графе, соответствующей прессовой посадке H7/r6.									

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_{ψ} – 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]
$F_t^M = 2T_H \cdot 10^3 / d_M$, где T_H – номинальный передаваемый валом момент, Нм.		

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

Деталь, поверхность	R_a , мкм не более	
	1	2
Поверхность шестерни эвольвентного зуба боковая ¹⁾ : при модуле до 5 мм	1,25	1,6
свыше 5 мм	2,5	3,2
Поверхность витка цилиндрического червяка боковая	0,63	0,8
Поверхности посадочные под внутреннее кольцо подшипника, под зубчатое колесо, под муфту:		
при диаметре до 80 мм	1,25	1,6
свыше 80 мм	2,5	3,2
Переход галтельный, торец заплечика	2,5	3,2
Шейка, трущаяся по резиновой манжете:		
при скорости скольжения до 1 м/с	0,63	0,8
до 10 м/с	0,32	0,4
Резьба крепежная на валу	5,0	6,3
¹⁾ Для зубьев шестерен допускается увеличение шероховатости в два раза, если диаметр впадин меньше диаметра шеек, расположенных рядом. Примечание – 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 № 394 от « 26 » 10 2015__ Тираж _____ экз.
Изд-во СевГУ