

## Содержание

Введение.....	4
1. Исходные данные и последовательность выполнения курсового проекта.....	4
1.1. Исходные данные для курсового проектирования.....	4
1.2. Последовательность выполнения проектных работ над редуктором.....	7
2. Определение основных кинематических и энергетических параметров редуктора.....	9
2.1. Выбор электродвигателя.....	9
2.2. Определение передаточного числа редуктора и разбивка его между ступенями редуктора.....	10
2.3. Определение частот вращения зубчатых колес и моментов на валах редуктора.....	12
3. Расчет зубчатых передач.....	13
3.1. Выбор материала и способов упрочнения зубьев колес.....	13
3.2. Допускаемые контактные напряжения.....	13
3.3. Допускаемые напряжения изгиба.....	15
3.4. Проектировочный расчет тихоходной передачи.....	16
3.5. Проверка зубьев тихоходной передачи на выносливость по контактным напряжениям.....	20
3.6. Проверка зубьев колёс тихоходной передачи по напряжениям изгиба.....	22
3.7. Проектировочный расчёт быстроходной передачи.....	23
4. Разработка эскизного проекта редуктора.....	23
4.1. Диаметры валов и выбор подшипников.....	24
4.2. Соединение вал – ступица.....	28
4.3. Конструкция элементов зубчатых колес.....	29
4.4. Смазывание трущихся поверхностей редуктора и уплотнения.....	30
4.5. Компоновка редуктора. Конструирование корпуса.....	36
5. Проверочный расчет вала.....	48
6. Расчет (подбор) подшипников на долговечность.....	48
Список литературы.....	51
Приложение А. Форма задания на курсовой проект.....	52
Приложение Б. Последовательность выполнения задания на курсовое проектирование.....	53

## **Введение**

Методические указания “Проектирование цилиндрических зубчатых редукторов ” предназначены для студентов специальностей 130200 (160301) “Авиационные двигатели и энергетические установки” и 130300 (160901) “Техническая эксплуатация летательных аппаратов и двигателей” в качестве руководящих и информационных материалов в процессе курсового проектирования цилиндрического двухступенчатого редуктора общемашиностроительного применения.

Выбор в качестве объекта проектирования редуктора общемашиностроительного применения обусловлен большим количеством справочной и другой специальной литературы, наличие которой существенно облегчает самостоятельную работу студентов над проектом. При этом на примере двухступенчатого цилиндрического редуктора отрабатываются алгоритмы конструирования и расчета основных элементов механизмов и машин: зубчатых цилиндрических колес, валов, опор, соединений, корпусов, узлов смазки и уплотнений. Указанные элементы являются неотъемлемой частью любого авиационного редуктора.

При этом в редукторах и приводах авиационных изделий подавляющее большинство (около 97%) зубчатых передач, это цилиндрические передачи. Безусловно, при проектировании зубчатых передач для ЛА необходимо обеспечить при высоком уровне нагруженности малую относительную массу и минимальные габариты конструкции, что накладывает определенные особенности на их проектирование, но при этом общие задачи проектирования и расчета в области редукторостроения сохраняются.

Предлагаемые указания включают в себя задания на курсовые проекты и порядок работы с исходными данными. В них изложена последовательность выполнения расчетной части проекта с одновременной эскизной проработкой конструкции редуктора.

### **1. Исходные данные и последовательность выполнения курсового проекта**

#### **1.1. Исходные данные для курсового проектирования**

Исходными данными для курсового проектирования редуктора являются:

а) кинематическая (принципиальная) схема редуктора из схем на рис.1.1;

б) вращающий момент на выходном конце тихоходного вала редуктора  $T_T$ ;

в) частота вращения тихоходного вала редуктора  $n_T$ ;

г) длительность работы под нагрузкой  $L_h$ ;

д) режим нагружения в виде графика нагрузки из графиков на рис.1.2.

Параметры задания принимаются по табл. 1.1 и рис.1.1 и 1.2

Дополнительно в задании могут выдаваться следующие параметры:

а) пространственное расположение валов редуктора заданной схемы;

б) форма корпуса редуктора (с гладкими наружными стенками - подшипниковые бобышки и ребра внутри, с выступающими конструктивными элементами);

в) концевые участки входного и выходного валов редуктора (цилиндрические по ГОСТ 12080-66, конические по ГОСТ 12081-72);

г) крышки подшипниковых узлов (закладные, накладные);

д) маслоуказатель (жезловой, круглый, трубчатый, крановый);

е) пробка сливного отверстия (с цилиндрической резьбой; с конической резьбой; с магнитным уловителем).

Таблица 1.1

Варианты параметров для заданий

Варианты	Момент $T_T$ Нм	Частота вращения $n_T$ мин <sup>-1</sup>	Длительность работы $L_h$ ч	Режим нагрузки
1	2	3	4	5
1	200	130	5000	рис.1.2, а
2	250	125	5000	рис.1.2, б
3	300	120	5000	рис.1.2, в
4	350	115	6000	рис.1.2, г
5	400	110	6000	рис.1.2, а
6	450	105	8000	рис.1.2, а
7	500	100	8000	рис.1.2, б
8	550	95	9000	рис.1.2, в
9	600	90	9000	рис.1.2, г
10	650	85	10000	рис.1.2, а

1	2	3	4	5
11	700	80	10000	рис.1.2, б
12	750	75	11000	рис.1.2, в
13	800	70	11000	рис.1.2, г
14	850	65	12000	рис.1.2, а
15	900	60	12000	рис.1.2, б
16	950	55	13000	рис.1.2, в
17	1000	50	13000	рис.1.2, г
18	1050	45	14000	рис.1.2, а
19	1100	40	14000	рис.1.2, б

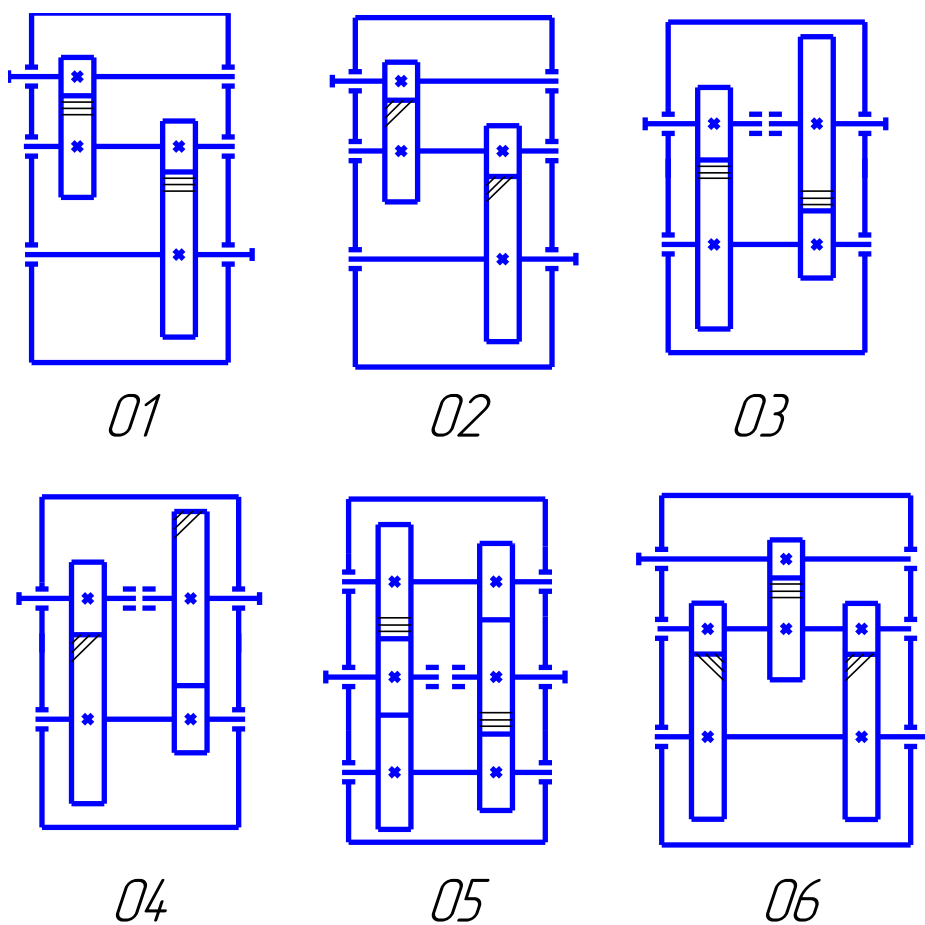


Рис.1.1 Кинематические схемы редукторов

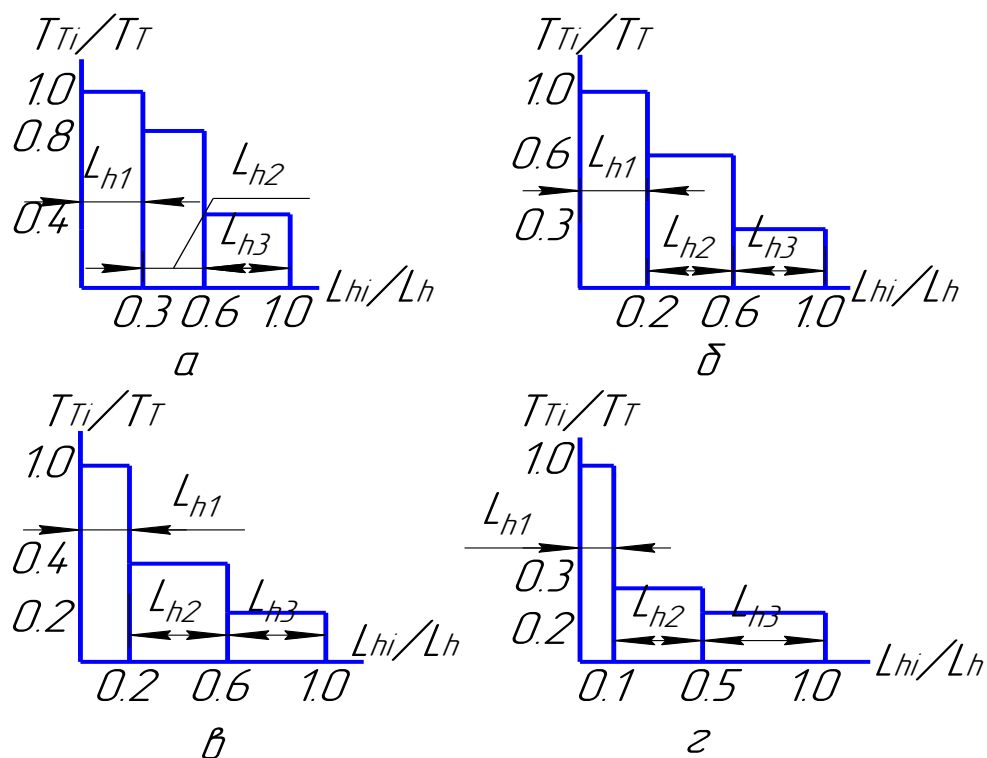


Рис. 1.2. Режимы нагружения

## 1.2. Последовательность выполнения проектных работ над редуктором

Предлагается следующий порядок выполнения работ по расчету и конструированию редуктора:

а) определить КПД редуктора, требуемую мощность электродвигателя и выбрать электродвигатель;

б) определить передаточное число редуктора и передаточные числа ступеней составляющих его передач;

в) определить частоты вращения и крутящие моменты на валах редуктора;

г) выбрать, исходя из конструктивных и технологических соображений, марки материалов зубчатых колес;

д) с учетом режима нагружения, материалов и видов термообработки колес вычислить фактическое значение допускаемых напряжений  $[\sigma_H]$  и  $[\sigma_F]$  для зубчатых колес быстроходной и тихоходной передач;

е) выполнить проектировочный расчет тихоходной передачи (расчет основных геометрических параметров передачи – межосевого расстояния, модуля, диаметров и ширин зубчатых колес);

ж) выполнить проверочный расчет на статическую прочность по контактными и изгибными напряжениями зубьев тихоходной передачи;

з) выполнить проектировочный расчет быстроходной передачи;

и) определить предварительные значения диаметров валов, а также произвести предварительный выбор типа и размеров подшипников по диаметрам валов под подшипники и характеру внешней нагрузки;

к) выполнить расчет на валах соединения вал – ступица зубчатого колеса и определить длины ступиц зубчатых колес, а также длины шпонок на концевых участках валов и выбрать длины концевых участков;

л) определить расстояния между деталями редуктора и выполнить компоновочный эскиз редуктора в 2-х проекциях и масштабе 1:1;

м) определить основные размеры элементов зубчатых колес, корпуса, шпоночных, шлицевых и резьбовых соединений;

н) выбрать способ смазки опор качения и зубчатых колес по величине окружной скорости передачи;

о) выбрать тип уплотнения валов и определить их конструктивные размеры;

п) определить длины валов и их отдельных участков.

Выполнение пунктов и, к, л, м, н, о выполнять параллельно с уточнением компоновочного чертежа;

р) составить расчетную схему промежуточного вала, вычислить реакции в опорах, построить эпюры изгибающих и крутящих моментов;

с) проверить работоспособность подшипников опор промежуточного вала по заданной долговечности;

т) выполнить проверочный расчет промежуточного вала на статическую и усталостную прочность;

у) оформить пояснительную записку к курсовому проекту в соответствии с СТО УГАТУ 002-98, которая должна содержать:

- задание на проект;
- описание спроектированной конструкции (работа узлов, порядок сборки, смазка и т.п.);
- окончательные варианты всех расчетов, снабженные расчетными эскизами, схемами и т.п.;
- список литературы.

ф) выполнить графическую часть проекта, которая должна содержать:

- сборочный чертеж редуктора с проработкой всех его узлов;
- чертеж промежуточного вала редуктора и относящегося к нему зубчатого колеса;
- спецификацию к сборочному чертежу.

## 2. Определение основных кинематических и энергетических параметров редуктора

### 2.1. Выбор электродвигателя

Для выбора электродвигателя определяют его требуемую мощность и частоту вращения.

Потребляемую мощность  $P_T$  (кВт) на выходном валу редуктора по крутящему моменту  $T_T$  (Н м) и частоте вращения  $n_T$  (мин<sup>-1</sup>) определяют по формуле:

$$P_T = \frac{T_T n_T}{9550} \quad (2.1)$$

Тогда требуемая мощность (кВт) электродвигателя:

$$P_{д.т.} = \frac{P_T}{\eta_p}, \quad (2.2)$$

где  $\eta_p$  - КПД редуктора.

Коэффициент полезного действия двухступенчатого редуктора определяют с учетом потерь в отдельных парах кинематической цепи

$$\eta_p = \eta_3^2 \cdot \eta_{II}^3 \cdot \eta_M. \quad (2.3)$$

Здесь  $\eta_3$  - КПД зубчатой передачи,  $\eta_{II}$  - КПД пары подшипников,  $\eta_M$  - КПД муфты, соединяющих валы электродвигателя и редуктора, значения которых приведены в работах /1;2/

Требуемая частота вращения электродвигателя:

$$n_{д.т.} = n_{Б} = u_p n_T, \quad (2.4)$$

где  $u_p$  - передаточное число редуктора,  $n_{Б}$  - частота вращения быст-роходного (входного) вала редуктора.

Для двухступенчатого цилиндрического редуктора можно при-нять  $10 < u_p < 25$  и вычислить предварительную частоту вращения ва-ла электродвигателя

$$n_{д.т.} = n_{Б} = (10...25)n_T \quad . \quad (2.5)$$

Далее подбирают /1;2;3/ электродвигатель с мощностью  $P_L \geq P_{д.т.}$  и частотой вращения  $n_{д}$  близкой к  $n_{д.т.}$ . При подборе  $P_{д}$  допускается перегрузка двигателя до 8% при постоянной и до 12% при перемен-ной нагрузке. При выборе электродвигателя следует учитывать так-же следующие положения. Чем ниже частота вала электродвигателя, тем больше его габаритные размеры, масса и стоимость. Высокочас-тотные двигатели напротив, имеют меньшие габаритные размеры, массу, стоимость, чем тихоходные той же мощности. Поэтому при-менение тихоходного двигателя.  $n_c = 750 \text{ мин}^{-1}$  нежелательно в приводах общего назначения.

## 2.2. Определение передаточного числа редуктора и разбивка его между ступенями редуктора

После выбора двигателя становятся известны его мощность  $P_{д}$  и частота вращения  $n_{дн}$  при номинальной нагрузке. Именно номи-нальная, а не синхронная частота вращения ротора электродвигателя является расчетной при определении общего передаточного числа редуктора (например в работе /2/ для двигателя 4А132S4 синхронная частота вращения  $1500 \text{ мин}^{-1}$ , а номинальная  $1455 \text{ мин}^{-1}$ ).



Передаточное число редуктора определяют из соотношения

$$u_p = \frac{n_{дн}}{n_T} . \quad (2.6)$$

Передаточные числа  $u_B$  быстроходной и  $u_T$  тихоходной ступеней двухступенчатых редукторов определяют по соотношениям [3]:

для редукторов по развернутой схеме (схемы 01, 02, 06)

$$u_T = 0,8\sqrt{u_p} \quad \text{и} \quad u_B = \frac{u_p}{u_T} ; \quad (2.7)$$

для соосных редукторов (схемы 03, 04, 05)

$$u_T = 0,88\sqrt{u_\delta} \quad \text{и} \quad u_B = \frac{u_p}{u_T} . \quad (2.7)$$

Точность вычисления  $u_T$  и  $u_B$  до второго знака после запятой.

После этого находят фактическое передаточное число

$$u_p^\Phi = u_T u_B . \quad (2.8)$$

Полученное значение  $u_p^\Phi$  не должно отличаться от значения  $u_p$ , полученного по формуле (2.6), более чем на 4%, т.е.

$$\Delta u_D = \frac{u_{\delta}^{\circ} - u_{\delta}}{u_{\delta}} 100\% \leq 4\% . \quad (2.9)$$

### 2.3. Определение частот вращения зубчатых колес и моментов на валах редуктора

Частота вращения шестерни быстроходной ступени:  $n_{1Б} = n_{ДН} .$

Частота вращения колеса быстроходной ступени:  $n_{2Б} = \frac{n_{1Б}}{u_{Б}} .$

Частота вращения шестерни тихоходной ступени:  $n_{1Т} = n_{2Б} .$

Частота вращения колеса тихоходной ступени:  $n_{2Т} = \frac{n_{1Т}}{u_{Т}} .$

Момент на валу колеса тихоходной ступени редуктора:

$$T_{2Т} = \frac{T_{Т}}{\eta_{П}} .$$

Вращающий момент на валу шестерни тихоходной ступени (на валу колеса быстроходной ступени редуктора):

$$T_{1Т} = T_{2Б} = \frac{T_{2Т}}{\eta_{П} \eta_{3} u_{Т}} .$$

Момент на валу шестерни быстроходной ступени:

$$T_{1Б} = \frac{T_{2Б}}{\eta_3 \eta_{П} u_Б}.$$

### 3. Расчет зубчатых передач

#### 3.1. Выбор материала и способов упрочнения зубьев колес

Выбор материала и способа упрочнения зубьев с учетом назначения передачи и условием эксплуатации производится в соответствии с рекомендациями, приводимыми в справочной литературе, например в /1;2;3/. Для обеспечения прочности при минимальной массе и габаритах редуктора в курсовом проекте рекомендуется использовать одинаковые марки сталей для шестерен и колес обеих ступеней: 40Х; 40ХН и 35ХМ с одинаковой термообработкой – улучшение и закалка ТВЧ; твердость поверхности 48...52 HRCэ, твердость в сердцевине 269...302 НВ.

Для последующих расчетов принимается средняя твердость зубьев шестерни и колеса, как среднее арифметическое предельных значений твердости выбранного материала, например, приняли для шестерни из стали 40Х твердость поверхности 48...52HRCэ, тогда

$$H_{1cp} = \frac{48+52}{2} = 50HRC_э.$$

#### 3.2. Допускаемые контактные напряжения

Допускаемые контактные напряжения определяют для шестерни  $[\sigma_H]_{1Б}$  и колеса  $[\sigma_H]_{2Б}$  быстроходной ступени, а так же для шестерни  $[\sigma_H]_{1Т}$  и колеса  $[\sigma_H]_{2Т}$  тихоходной ступени. За допускаемое контактное напряжение для прямозубой передачи принимают меньшее из значений  $[\sigma_H]_{1Б}$  и  $[\sigma_H]_{2Б}$  для быстроходной ступени и меньшее из значений  $[\sigma_H]_{1Т}$  и  $[\sigma_H]_{2Т}$  для тихоходной.

В качестве допускаемого контактного напряжения  $[\sigma_H]_B$  ( $[\sigma_H]_T$ ) для косозубой и шевронной передачи принимают условное допускаемое контактное напряжение, определяемое по формуле:  $[\sigma]_{B(T)} = 0.45 ([\sigma]_{B1(T1)} + [\sigma]_{B2(T2)})$ . При этом должно выполняться условие  $[\sigma_H]_{B(T)} < 1.23 [\sigma_H]_{B(T)min}$ , где  $[\sigma_H]_{B(T)min}$  – меньшее из значений:  $[\sigma_H]_{B1(T1)}$  и  $[\sigma_H]_{B2(T2)}$ . В противном случае принимают  $[\sigma_H]_{B1(T1)} = 1.23 [\sigma_H]_{B1(T1)min}$ .

Расчет допускаемых контактных напряжений при проектировочном расчете ведется по формуле:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} Z_N \cdot \quad (3.1)$$

Наименование параметров уравнения (3.1) и рекомендации по определению их значений:

а)  $\sigma_{Hlim}$  – предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов напряжений, вычисляют по эмпирическим формулам в зависимости от вида термической обработки и твердости поверхности зубьев. Формулы приводятся в справочном материале /1;2;3/;

б)  $S_H$  – минимальный коэффициент запаса прочности; для зубчатых колес с однородной структурой материала (улучшенных, объемно-закаленных)  $S_H = 1,1$ ; для зубчатых колес с поверхностным упрочнением (закалка ТВЧ, цементация, азотирование)  $S_H = 1,2$ ; для передач, выход из строя которых связан с тяжелыми последствиями  $S_H$  следует увеличить до значений  $S_H = 1,25$  и  $S_H = 1,35$  соответственно;

в)  $Z_N$  – коэффициент долговечности

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlim}}{N_{HE}}}, \quad (3.2)$$

где  $N_{Hlim}$  – базовое число циклов напряжений, соответствующее пределу выносливости, определяют по средней твердости поверхностей зубьев:  $N_{Hlim} = 30 HB_{cp}^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6$ . Твердость в единицах HRC переводят в единицы HB.

HRC.....	45.....	47.....	48.....	50.....	51.....	53.....	55
HB.....	425.....	440.....	460.....	480.....	495.....	522.....	540

$N_{HE}$  -эквивалентное число циклов перемены напряжений. При ступенчатой циклограмме нагружения (рис.1.2)

$$N_{HE} = 60nL_h \sum \left( \frac{T_i}{T_T} \right)^3 \frac{L_{hi}}{L_h}, \quad (3.3)$$

где  $n$  – частота вращения рассматриваемого колеса.

Значение коэффициента долговечности ограничивается диапазоном  $1 \leq Z_N \leq 2,6$  - для однородной структуры материала и  $1 \leq Z_N \leq 1,8$  - для поверхностного упрочнения. Если  $N_{HE} > N_{Hlim}$ , то принимают  $Z_N = 1$ .

### 3.3. Допускаемые напряжения изгиба

Допускаемые напряжения изгиба для шестерен  $[\sigma_F]_{1Б}$  и  $[\sigma_F]_{1Т}$  и колес  $[\sigma_F]_{2Б}$ ;  $[\sigma_F]_{2Т}$  при проектировочном расчете определяют по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_F} Y_N. \quad (3.4)$$

Наименование параметров уравнения (3.4) и рекомендации по определению их значений:

а) предел выносливости  $\sigma_{F limb}$  зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу перемен напряжений, приведен в работах /1;2;3/;

б)  $S_F$  - коэффициент запаса прочности. Для цементированных и нитроцементированных зубчатых колес -  $S_F = 1,55$ ; для остальных  $S_F = 1,75$ ;

$$Y_N = q_F \sqrt{\frac{N_{F lim}}{N_{FE}}}, \quad (3.5)$$

где  $N_{F lim} = 4 \cdot 10^6$  - базовое число напряжений;  $N_{FE}$  - эквивалентное число циклов напряжений.

При ступенчатой циклограмме нагружения (см. рис.1.2.)

$$N_{FE} = 60nL_n \Sigma \left( \frac{T_i}{T_T} \right)^{q_F} \frac{L_{hi}}{L_h}, \quad (3.6)$$

где  $q_F = 6$  - для улучшенных зубчатых колес и  $q_F = 9$  - для закаленных и поверхностно упрочненных зубьев.

При условии  $N_{FE} > N_{Flim}$  принимают  $Y_N = 1$ . Для предупреждения статического разрушения зубьев значения коэффициента долговечности ограничиваются: при  $q_F = 6$   $Y_{Nmax} = 4$ ; при  $q_F = 9$   $Y_{Nmax} = 2,5$ .

### 3.4. Проектировочный расчет тихоходной передачи

С целью получения оптимальных размеров передачи целесообразно, прежде всего, определить межосевое расстояние  $a_{wT}$  и модуль  $m_T$ .

#### 3.4.1. Определение межосевого расстояния.

Значение межосевого расстояния в (мм):

$$a_{wT} \geq K_a \sqrt[3]{\frac{T_{2T} K_{H\beta}}{\Psi_{ba} u^2 [\sigma_H]_T}}, \quad (3.7)$$

где  $K_a = 495$  - для прямозубых колес; для косозубых и шевронных передач  $K_a = 430$ ;  $T_{2T}$  - момент на валу колеса, Нм;  $[\sigma_H]_T$  - допускаемое контактное напряжение для менее прочного из пары колес,

МПа;  $\Psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w}$  - коэффициент ширины зубчатых колес следует выбирать с учетом рекомендации в работах /1;2;3/ из ряда: 0,2; 0,25; 0,315; 0,4.

Коэффициент  $K_{H\beta}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатых колес, принимают  $K_{H\beta} = K_{H\beta}^\circ$  по рисункам и таблицам работ /1;2/ в зависимости от коэффициента

$$\Psi_{bdT} = \frac{b_{wT}}{d_{w1T}} = \frac{\Psi_{ba} \sqrt[3]{\frac{T_{2T} K_{H\beta}}{\Psi_{ba} u^2 [\sigma_H]_T}}}{2}. \quad (3.8)$$

Вычисленное значение межосевого расстояния округляют до ближайшего числа, кратного пяти, или по ряду размеров Ra40 по ГОСТ 6636-69.

### 3.4.2. Назначение модуля передачи.

Максимально допустимый модуль  $m_{max}$ , мм определяют из условия неподрезания зубьев у основания:

$$m_{max T} = \frac{2 \cdot a_{wT}}{17 \left( \frac{z_T}{2} + 1 \right)} \quad (3.9)$$

Минимальное значение модуля  $m_{min}$ , мм определяют из условия прочности:

$$m_{min T} = \frac{K_m \cdot T_{2T} \left( \frac{z_T}{2} + 1 \right)}{u_T \cdot a_{wT} \cdot b_{wT} \left[ \sigma_F \right]_T} \quad (3.10)$$

где  $K_m = 5,6 \cdot 10^3$  для прямозубых передач; для косозубых  $K_m = 4,4$ ;  
 $b_w = \psi_{ba} \cdot a_w$  - рабочая ширина зубчатого венца; вместо  $[\sigma_F]_T$  подставляют меньшее из значений  $[\sigma_F]_{1T}$  и  $[\sigma_F]_{2T}$ .

Из полученного диапазона ( $m_{min} \dots m_{max}$ ) модулей принимают меньшее значение  $m$ , согласуя его со стандартным (ряд 1 следует предпочитать ряду 2):

ряд 1, мм ... 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8;

ряд 2, мм ... 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9.

Значение  $m < 1,5$  мм при твердости  $\geq 40\text{HRC}$  для силовых передач использовать не желательно.

### 3.4.3. Определение числа зубьев шестерни и колеса.

Суммарное число зубьев для прямозубых передач:

$$z_{\Sigma T} = \frac{2a_{wT}}{m_T} \quad (3.11)$$

Полученное значение  $Z_{\Sigma T}$  должно быть целым, что позволяет точно выдержать межосевое расстояние без нарезания зубчатых колёс со смещением. Суммарное число зубьев можно скорректировать до целого числа, изменяя модуль в пределах  $m_{min} \dots m_{max}$  из его стандартного ряда.

Однако следует отметить, что варьирование значениями модуля ограничено и не всегда приводит к желаемым результатам. Тогда в условиях учебных проектов допускается изменять в большую сторону значения межосевого расстояния, а в условиях производства нарезают зубья со смещением.

Для косозубых и шевронных передач:

$$Z_{\Sigma T} = \frac{2a_{wT} \cos \beta'}{m_T}, \quad (3.12)$$

где  $\beta'$  - угол наклона линии зуба. Предварительно принимают для косозубых передач  $\beta' = 12^\circ$  ( $\cos 12^\circ = 0.9781$ ), для шевронных

$\beta' = 30^\circ$  ( $\cos 30^\circ = 0.8660$ ).

Полученное значение  $Z_{\Sigma T}$  округляют в меньшую сторону до целого числа и определяют действительное значение угла  $\beta$  по формуле:

$\cos \beta = \frac{Z_{\Sigma T} m}{2a_{wT}}$  (точность расчета – 4 знака после запятой), откуда

$\beta = \arccos \beta$ . Значение угла  $\beta$  должно быть в рекомендуемом диапазоне: для косозубых передач -  $8 \dots 18^\circ$ , для шевронных  $25 \dots 40^\circ$ .

Число зубьев шестерни

$$Z_{IT} = \frac{Z_{\Sigma T}}{i_T + 1} \geq 17 \cos^3 \beta. \quad (3.13)$$

Значение  $Z_{IT}$  округляют в ближайшую сторону до целого числа. Число зубьев колеса  $Z_{2T} = Z_{\Sigma T} - Z_{IT}$ .



### 3.4.4. Уточнение передаточного числа.

Фактическое передаточное число  $u_T^\Phi = \frac{z_{2T}}{z_{1T}}$ . Фактическое значение передаточного числа не должно отличаться от номинального более чем на 3%, т. е.

$$u_T = \frac{u_T^\Phi - u_T}{u_T} \cdot 100\% \leq 3\%.$$

### 3.4.5. Определение основных геометрических размеров шестерни и колеса.

У прямозубой передачи принимают  $\beta = 0^\circ$ .

Межосевое расстояние  $a_{wT} = \frac{0,5m_T(z_{1T} + z_{2T})}{\cos \beta}$ . (3.14)

Делительные и начальные диаметры:

$$d_{2T} = d_{w2T} = \frac{m_T z_{2T}}{\cos \beta}; \quad (3.15)$$

$$d_{1T} = d_{w1T} = \frac{m_T z_{1T}}{\cos \beta}. \quad (3.16)$$

Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1T} = d_{1T} + 2m_T; \quad (3.17)$$

$$d_{a2T} = d_{2T} + 2m_T. \quad (3.18)$$

Диаметры впадин:

$$d_{f1T} = d_{1T} - 2,5m_T; \quad (3.19)$$

$$d_{f2T} = d_{2T} - 2,5m_T. \quad (3.20)$$

Ширина зубчатого венца колеса:

$$b_{2T} = \psi_{bdT} \cdot d_{1T}. \quad (3.21)$$

Ширина зубчатого венца шестерни:

$$b_{1T} = b_{2T} + \overset{\sim}{\llcorner} \cdot 4 \overset{\sim}{\lrcorner}. \quad (3.22)$$

Полученные значения  $b_{1T}$ ;  $b_{2T}$  следует округлить до ближайшего числа из ряда Ra 40 по ГОСТ 6636-69.

Коэффициент торцевого  $\varepsilon_\alpha$  перекрытия для цилиндрических передач

$$\varepsilon_{\alpha T} = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_{1T}} + \frac{1}{z_{2T}} \right) \right] \cos \beta. \quad (3.23)$$

Окружную скорость  $v$  м/с вычисляют по формуле:

$$v_T = d_{2T} \frac{\pi n_{2T}}{60}. \quad (3.24)$$

В зависимости от окружной скорости назначают см. /1;2;3/ степень точности передачи.

### 3.4.6. Определение сил в зацеплении.

Силы в зацеплении (У прямозубой передачи принимают  $\beta = 0^\circ$ ):  
окружная сила

$$F_{tT} = \frac{2T_{2T}}{d_{2T}}; \quad (3.25)$$

радиальная сила

$$F_{rT} = \frac{F_{tT} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}; \quad (3.26)$$

осевая сила

$$F_{aT} = F_{rT} \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (3.27)$$

## 3.5. Проверка зубьев тихоходной передачи на выносливость по контактным напряжениям

Расчетное значение контактного напряжения:

$$\sigma_{HT} = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{\alpha T} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} \left( \frac{\Phi}{T} + 1 \right)}{b_{wT} d_{wIT} u_T^\Phi}} \leq \sigma_{HT} \quad (3.28)$$

Коэффициент  $Z_M$ , учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес; для стальных колес

$$Z_M = 275 H^{\frac{1}{2}} / \text{мм}.$$

Коэффициент  $Z_H$ , учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев; при  $\alpha_w = 20^\circ$  для прямозубых передач  $Z_H = 1,76$ , для косозубых  $Z_H = 1,76 \sqrt{\cos \beta}$ .

Коэффициент  $Z_\varepsilon$ , учитывающий суммарную длину контактных линий для прямозубых передач

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha T}}{3}}; \quad (3.29)$$

для косозубых передач

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha T}}}. \quad (3.30)$$

$K_{H\alpha}$  - коэффициент нагрузки между зубьями,  $K_{H\alpha} = f(v, \text{степени точности})$ .

Для прямозубых передач  $K_{H\alpha} = 1$ .

Для косозубых передач из справочной литературы /1;2;3/.

$K_{H\beta}$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии,  $K_{H\beta} = f(H, \text{расположения колес относительно опор, } \psi_{bd})$ .

$K_{H\nu}$  - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении,  $K_{H\nu} = f(v, \text{степени точности, твердости зубьев})$ .

Коэффициенты  $K_{H\beta}$ ,  $K_{H\nu}$  выбирают из справочной литературы /1;2;3/.

Если расчетное напряжение  $\sigma_H$  меньше допускаемого  $[\sigma_H]$  до 20% или  $[\sigma_H]$  больше  $\sigma_H$  в пределах 5%, то ранее принятые параметры передачи принимают за окончательные. В противном случае необходим пересчет.

### 3.6. Проверка зубьев колес тихоходной передачи по напряжениям изгиба

Расчетное напряжение изгиба:  
в зубьях шестерни

$$\sigma_{F1T} = Y_{FS1T} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot \frac{F_{T1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}}{b_{1T} \cdot m_T}; \quad (3.31)$$

в зубьях колеса

$$\sigma_{F2T} = \sigma_{F1T} \cdot \frac{Y_{FS2T} \cdot b_{1T}}{Y_{FS1T} \cdot b_{2T}}. \quad (3.32)$$

$Y_{FS}$  - коэффициент формы зуба выбирают из таблиц или графиков работ /1;2;3/ в зависимости от числа зубьев  $Z$  для прямозубых колес и эквивалентного числа зубьев  $Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$  для косозубых и шевронных.

$Y_{\beta}$  - коэффициент, учитывающий наклон зубьев.

Для колес с прямыми зубьями  $Y_{\beta}=1$  для колес с косыми зубьями

$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{120}$ , где  $\beta$  подставляют в градусах.

$Y_{\varepsilon}$  - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев.

Для прямозубых колес  $Y_{\varepsilon}=1$ ; для косозубых колес  $Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}$ .

Коэффициенты  $K_{F\alpha}$ ,  $K_{F\beta}$ ,  $K_{Fv}$  учитывают те же дополнительные нагрузки для изгибной прочности, что и коэффициенты  $K_{H\alpha}$ ,  $K_{H\beta}$ ,  $K_{Hv}$  для контактной прочности. Числовые значения коэффициентов  $K_{F\alpha}$ ,  $K_{F\beta}$ ,  $K_{Fv}$  приведены в литературе /1;2;3/ в виде таблиц и графиков.

Определяют расчетные напряжения изгиба и сравнивают соответствие соотношений  $\sigma_{F1T} \leq [\sigma_F]_{1T}$ ;  $\sigma_{F2T} \leq [\sigma_F]_{2T}$ . Если при проверочном расчете  $\sigma_F$  значительно меньше  $[\sigma_F]$ , то это допустимо, так как нагрузочная способность большинства закрытых передач ограничивается контактной прочностью. Если  $\sigma_F > [\sigma_F]$ , то изменяются

значения  $b_1$  и  $b_2$ . При этом  $a_w$  не изменяется, а, следовательно, не нарушается контактная прочность передачи.

### 3.7. Проектировочный расчет быстроходной передачи

Для двухступенчатого соосного редуктора (схемы 03,04,05 на рис.1.1)  $a_{wB} = a_{wT}$ . Для двухступенчатого несоосного редуктора (схем 01,02,06 на рис.1.1) по ГОСТ2185-66 рекомендуется при-

нять  $a_{wB} = \frac{a_{wT}}{1,25 \dots 1,4}$  с округлением до ближайшего числа, кратного пяти, или по ряду размеров Ra 40 по ГОСТ6636-69.

Определяют коэффициент ширины зубчатых колес по формуле:

$$\psi_{baB} \geq \left[ K_a \frac{u_B + 1}{a_{wB}} \right]^3 \cdot \frac{K_{H\beta} \cdot T_{2B}}{u_B^2 \cdot [\sigma_H]_B^2}, \quad (3.33)$$

где  $K_a = 495$ - для прямозубых колес; для косозубых колес  $K_a = 430$ ;  $[\sigma_H]_B$ - допускаемое контактное напряжение для менее прочного из колес, МПа;  $K_{H\beta}$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, при проектировочном расчете можно принять  $K_{H\beta} = 1,2 \dots 1,3$ .

Определяют коэффициент ширины  $\psi_{bdB}$  по формуле:

$$\psi_{bdB} = \frac{\psi_{baB} \cdot (u_B + 1)}{2}. \quad (3.34)$$

Далее проектировочный расчет быстроходной ступени ведут аналогично проектировочному расчету тихоходной ступени в соответствии с подразделом 3.4.2...3.4.6.

## 4. Разработка эскизного проекта редуктора

После определения межосевых расстояний, размеров колес приступают к разработке конструкции редуктора. Первым этапом конструирования является разработка эскизного проекта. При эскизном проектировании определяют ориентировочные диаметры ступеней валов, размеры зубчатых колес, выбирают типы подшипников и

схемы их установки, затем определяют расположение деталей передач и расстояния между ними.

#### 4.1. Диаметры валов и выбор подшипников

Предварительные значения диаметров (мм) различных участков стальных валов редуктора определяют по формулам:

для быстроходного (входного) вала (рис. 4.1 и 4.2)

$$d \geq 7\sqrt[3]{T_{1Б}}; d_{п} \geq d + 2t_{цпл}(t_{кон}); d_{БП} \geq d_{П} + (3...4)r;$$

для промежуточного вала (рис. 4.1 и 4.2)

$$d_{К} \geq 6\sqrt[3]{T_{2Б}}; d_{БК} \geq d_{К} + (3...4)f; d_{п} = d_{К} - (1...5); d_{БП} \geq d_{п} + (3...4)r;$$

для тихоходного (выходного) вала (рис. 4.1 и 4.2)

$$d \geq 5\sqrt[3]{T_{2Т}}; d_{п} \geq d + 2t_{цпл}(t_{кон}); d_{К} = d_{п} + (1...5);$$

$$d_{БП} = d_{п} + (3..4)r.$$

В приведенных формулах  $T_{1Б}$ ;  $T_{2Б}$ ;  $T_{2Т}$  - моменты, Нм.

Вычисленные значения диаметров  $d_{К}$ ;  $d_{БК}$ ;  $d_{БП}$  округляют в ближайшую сторону по стандартному ряду чисел Ra 40 согласно ГОСТу 6636 – 69 /2;3/, а  $d_{п}$  и координату  $r$  фаски подшипника принимают из стандартов на подшипники /1;2;3/.

Для опор валов цилиндрических прямозубых и косозубых колес редукторов применяют чаще всего шариковые радиальные однорядные подшипники. Первоначально назначают подшипники легкой серии. Если при последующем расчете грузоподъемность подшипника окажется недостаточной, то принимают подшипники средней серии.

При значительных осевых нагрузках в редукторах с цилиндрическими косозубыми колесами (большой угол наклона зубьев) валы могут устанавливаться на однорядных роликовых конических подшипниках легкой (средней) серии.

Подшипники, установленные между торцовыми крышками и упирающиеся в них, на валах, как правило, в осевом направлении не крепятся (см. рис. 4.1 и 4.2). Между торцами крышек и подшипниками устанавливается зазор  $c=0,2...0,5$  мм для предотвращения заклинивания подшипников при тепловом расширении вала. Расстояние  $l$  от стенки корпуса до торца подшипника принимают  $l=0$  при  $v_{Б} \leq (2...5) м/с$   $l=3...5$  при  $v_{Б} > 5 м/с$ .

Диаметры концов быстроходного и тихоходного валов согласуют с диаметрами валов по ГОСТу 12081 – 72 или ГОСТу 12080-66 /2;3/. При этом диаметр  $d$  концевой участка быстроходного вала должен быть равен  $(0,8 \dots 1,2)d_{эд}$  – диаметр вала электродвигателя, с которым вал редуктора соединен муфтой.

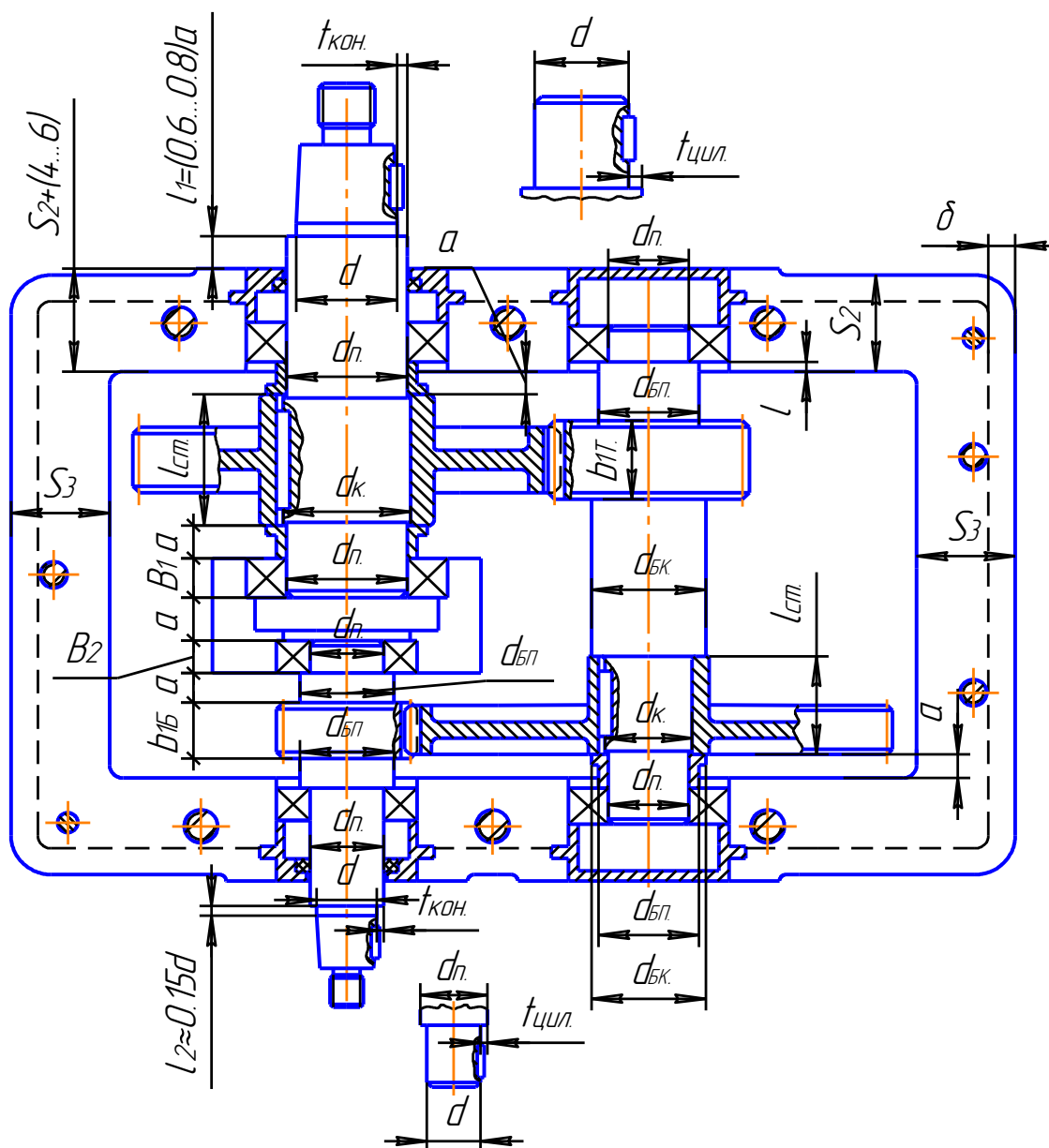


Рис. 4.1. Компоновка цилиндрического двухступенчатого соосного редуктора с внутренним расположением подшипниковых бобышек

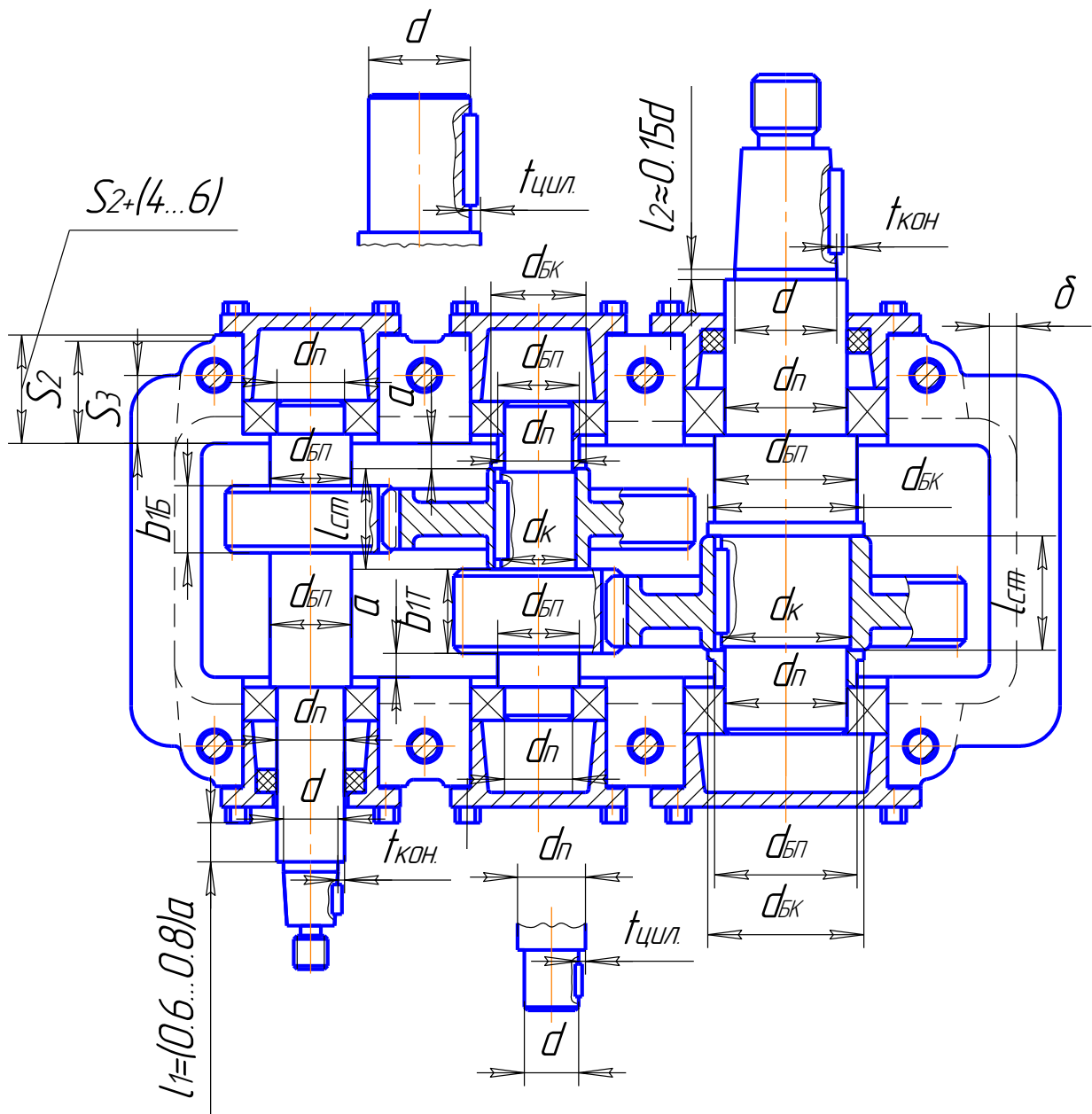


Рис. 4.2. Компоновка цилиндрического двухступенчатого редуктора развернутой схемы с наружным расположением подшипниковых бобышек



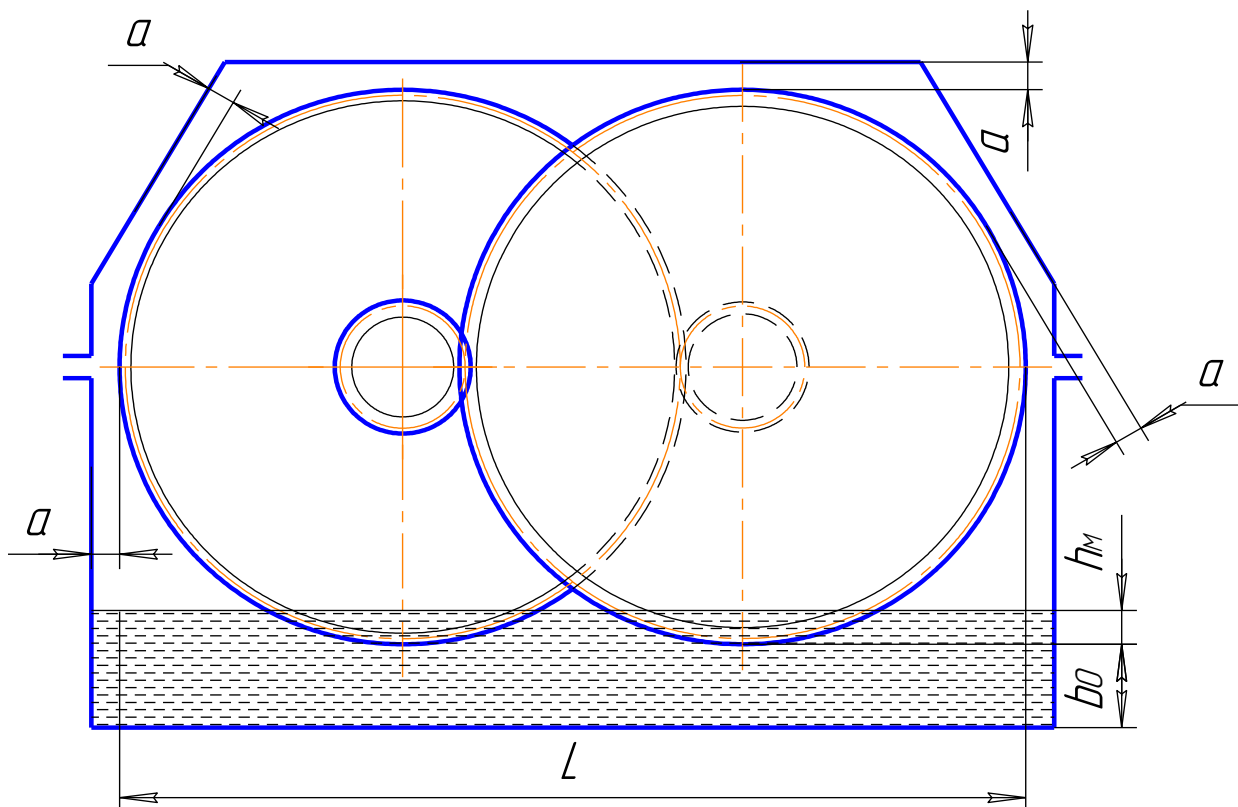


Рис. 4.3. Компонка цилиндрического двухступенчатого соосного редуктора.

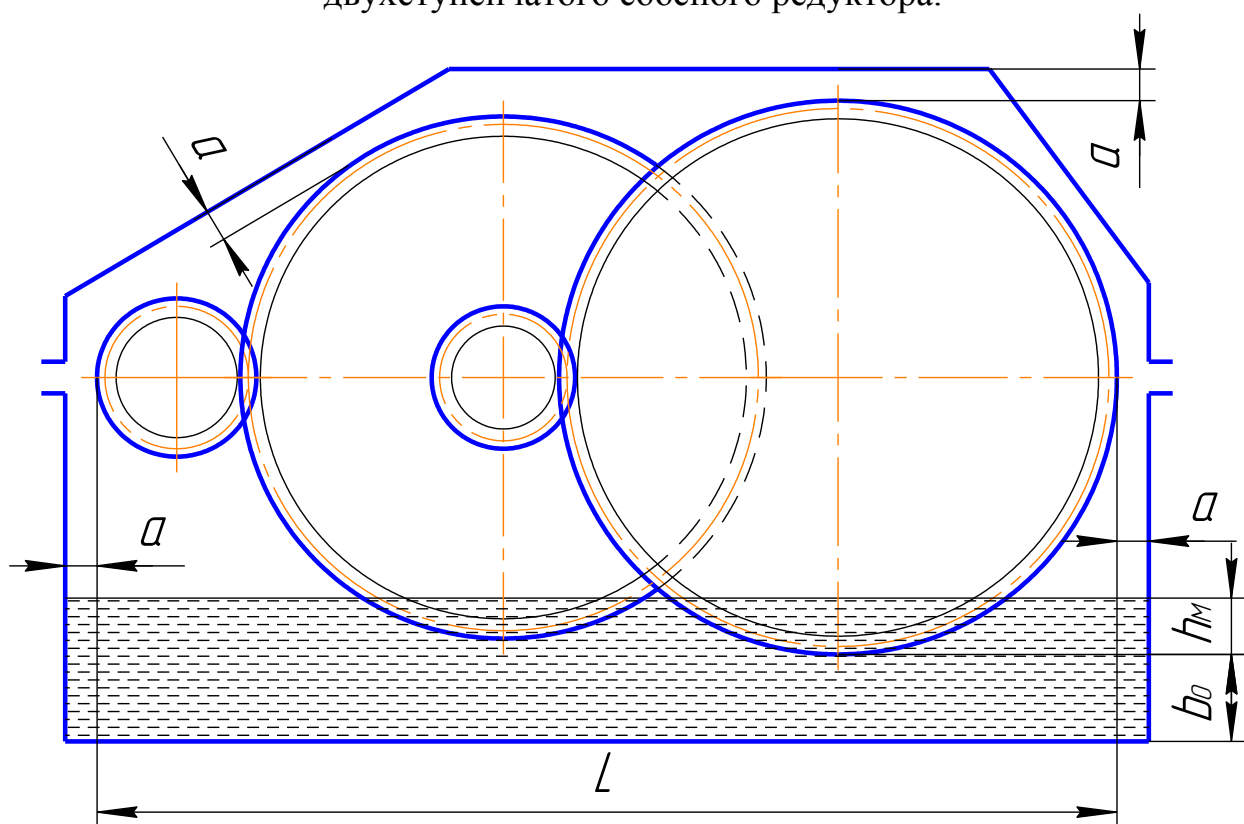


Рис 4.4. Компонка цилиндрического двухступенчатого редуктора развернутой схемы.

Высоту  $t_{\text{цил.}}$  ( $t_{\text{кон}}$ ) заплечика, и размер  $f$  (мм) фаски колеса принимают в зависимости от диаметра  $d$  из табл. 4.1

Таблица 4.1

Геометрические параметры ступеней валов, мм									
$d$	17..22	24..30	32..38	40..44	45..50	52..58	60..65	67..75	80..85
$t_{\text{цил}}$	3	3,5	3,5	3,5	4	4,5	4,6	5,1	5,6
$t_{\text{кон}}$	1,5	1,8	2,0	2,3	2,3	2,5	2,7	2,7	2,7
$f$	1	1	1,2	1,2	1,6	2	2	2,5	2,5

## 4.2. Соединение вал-ступица

В большинстве случаев в редукторах для крепления колес и муфт на валах применяют призматические шпонки по ГОСТу 23360-78 или ГОСТу 10748-79. Стандарты предусматривают для каждого диаметра вала определенные размеры поперечного сечения шпонки. Поэтому при проектных расчетах размеры  $b$ ;  $h$ ;  $t_1$  берут из таблиц работ /1;2;3/ и определяют рабочую длину  $l_p$  шпонки по формуле:

$$l_p \geq \frac{2T \cdot 10^3}{d(h-t_1) \cdot [\sigma_{см}]},$$

где  $T$  – крутящий момент на валу, Нм;  $d$  – диаметр вала, мм ( $d_{cp}$  – для конических концов валов);  $[\sigma_{см}] = 130 \dots 180$  МПа – допускаемое напряжение на смятие.

Полная длина шпонки со скругленными торцами

$$l_{ш} = l_{\delta} + b.$$

Полученное значение согласуется и принимается из стандартного ряда по ГОСТу 23360-78 или ГОСТу 10748-79 /1;2;3/.

Длину ступицы назначают на 8...10 мм больше длины шпонки, т.е.  $l_{см} = l + (8 \dots 10)$ . Полученное значение  $l_{см}$  следует округлить до ближайшего числа из ряда Ra40 по ГОСТ 6636-69 и проверить условие  $0,8d \leq l_{см} \leq 1,5d$ . Если по результатам расчета шпоночного соединения получают длину ступицы  $l_{см} < 1,5d$ , то можно установить две шпонки, диаметрально расположенные на валу, или перейти на шлицевое соединение.

Длины концевых участков быстроходного и тихоходного валов принимают из ГОСТа 12081-72 и ГОСТа 12080-66 при условии  $l_{к.у} > l_{мин}$ .

При установке зубчатых колес на валы с натягом очень трудно совместить шпоночный паз колеса со шпонкой на валу. Для облегчения сборки рекомендуют /1/ предусматривать направляющий посадочный конус или цилиндрический участок вала с полем допуска  $d11$ .

### 4.3. Конструкция элементов зубчатых колес

Основными конструктивными размерами цилиндрических зубчатых колес являются наружный диаметр  $d_a$  и ширина колеса  $b$ .

Шестерни часто изготавливаются как одно целое с валом (вал-шестерня). Цельная конструкция уменьшает общую стоимость вала и шестерни и увеличивает жесткость вала.

Съемные зубчатые колеса, для снижения массы, делают часто с более тонким диском и облегченным ободом.

Рекомендации по выбору размеров отдельных элементов цилиндрического зубчатого колеса общего применения следующие (рис. 4.5):

$l_{см}$  = длина ступицы определяется из расчета соединения вал-ступица (см. подраздел 4.2);

$d_{см} = (1,35 \dots 1,5) d_{вал}$  - диаметр ступицы;

$d_{об} = d_f - (5 \dots 8)t$  - диаметр обода;

$d_o = 0,5(d_{см} + d_{об})$  - диаметр расположения отверстий;

$d_{отв} = 0,25(d_{об} - d_{см})$  - диаметр отверстия;

$c = (0,3 \dots 0,4)b \geq 8 \text{ мм}$  - толщина диска;

$R = 5 \text{ мм}$ ;

$n = 0,5t$  - фаска на диаметре вершин;

$f$  - фаска на ступице по табл.4.1.

Полученные значения  $d_{см}$ ; и  $d_o$  следует округлить до ближайшего большего, а  $d_{отв}$  и  $d_{об}$  до ближайшего меньшего числа из ряда Ra40 по ГОСТ 6636-69.

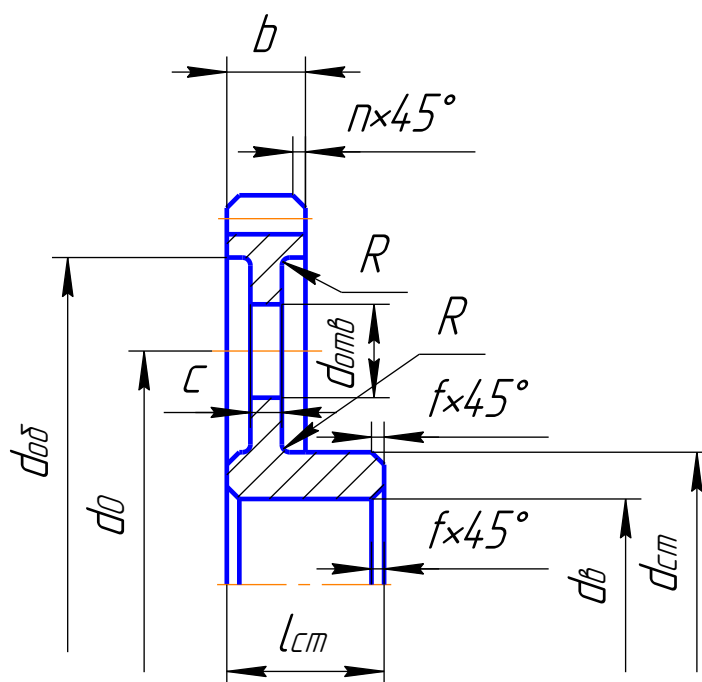


Рис 4.5. Конструкция и размеры зубчатых цилиндрических колес

#### 4.4 Смазывание, смазочные устройства и уплотнения

Смазывание зубчатых передач редукторов в большинстве случаев осуществляется погружением, а подшипников – разбрызгиванием. В корпус редуктора заливают масло из расчета 0,4...0,7 л на 1 кВт передаваемой мощности.

Колеса при вращении увлекают масло. Происходит интенсивное разбрызгивание масла в корпусе и образование масляного тумана, обеспечивающего смазывание всех других зацеплений и подшипников.

Смазывание погружением применяют при окружной скорости до 15 м/с. Сорты масел назначают в зависимости от режима передач и твердости рабочих поверхностей зубьев /1;2;3/.

Допустимые уровни нагружения колес цилиндрического редуктора в масляную ванну (рис. 4.3; 4.4):  $h_m = 2m \leq 0,25d_2$ , но не менее 10 мм. Наибольшая допустимая глубина погружения зависит от окружной скорости колеса. Считают, что в двухступенчатой передаче при окружной скорости  $v \geq 1\text{ м/с}$  достаточно погружать в масло только колесо тихоходной ступени. При  $v \leq 1\text{ м/с}$  в масло должны быть погружены колеса обеих ступеней передачи.

При расположении валов в вертикальной плоскости и нижним расположением шестерни  $h_M = 0,1 \dots 0,5d_1$ . При этом в соосном редукторе погружают одновременно и колесо, расположенное в нижней части корпуса. Если глубина погружения колеса окажется чрезмерной, то снижают уровень масла и устанавливают специальное смазывающее колесо /1/.

Для заливки масла в крышке корпуса обычно делают окно, которое также служит для контроля сборки и осмотра редуктора при эксплуатации. По периметру окна расположен выступ (платик).

Окно закрывают крышкой на винтах. Отдушину, соединяющую внутренний объем редуктора с внешней атмосферой (суфлер), обычно ставят на этой крышке. Размеры крышек смотровых окон и ручек, выполняющих роль простой отдушины, даны в табл. 4.2 и 4.3, а конструкция крышек и ручек – отдушин показаны на рис. 4.6 и 4.7

Таблица 4.2

Крышка смотрового окна, мм

<i>A</i>	<i>B</i>	<i>A</i> <sub>1</sub>	<i>B</i> <sub>1</sub>	<i>C</i>	<i>C</i> <sub>1</sub>	<i>K</i>	<i>R</i>	$\delta$	Размер винта <i>d</i> <sub>4</sub>	Число винтов
100	50	150	100	125	-	75	12	(0,6... ...0,8) $\delta_1$	M8	4
150	100	200	150	175	-	125	12		M8	4
200	150	250	200	225	130	175	15		M10	6

Таблица 4.3

Ручка-отдушину, мм

<i>d</i>	<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>d</i> <sub>2</sub>	<i>D</i>	<i>h</i>	<i>l</i>	<i>a</i>	<i>h</i> <sub>1</sub>	<i>h</i> <sub>2</sub>	<i>a</i> <sub>1</sub>
M12 x 1,75	12	20	32	40	12	5,5	29	24	13
M16 x 2	16	25	40	50	16	7	35	30	16

Уровень масла, находящегося в корпусе редуктора, контролируют различными маслоуказателями /1;2;3/ .

Наибольшее распространение имеют жезловые маслоуказатели, так как они удобны для осмотра; конструкция их проста и достаточно надежна (рис. 4.8).

Круглые маслоуказатели удобны для корпусов, расположенных достаточно высоко над уровнем пола.

Трубчатый маслоуказатель из оргстекла удобен для обзора, но хуже всего защищен от повреждений.

Крановые маслоуказатели ставят попарно в зоне верхнего и нижнего уровней смазки. О наличии масла при данном уровне свидетельствуют вытекание его при открытии крана.

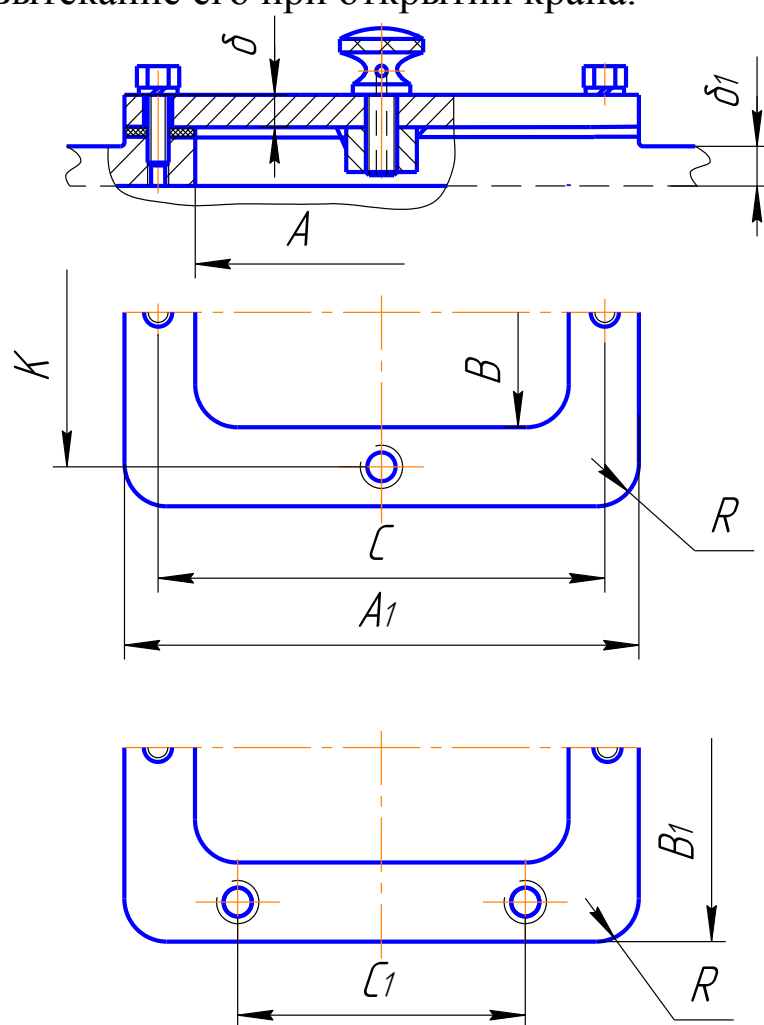


Рис. 4.6. Крышка смотрового окна

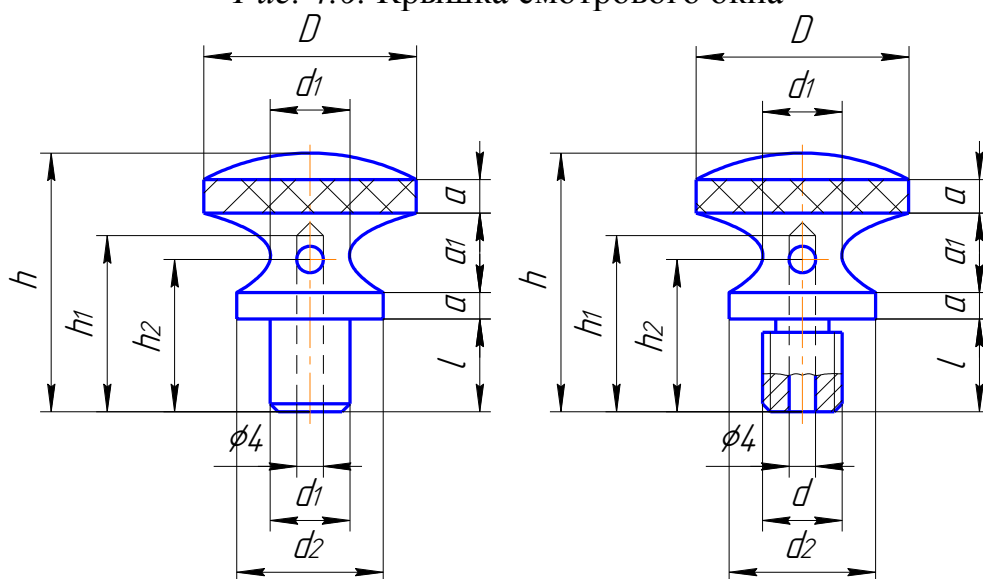


Рис. 4.7. Ручка отдушина

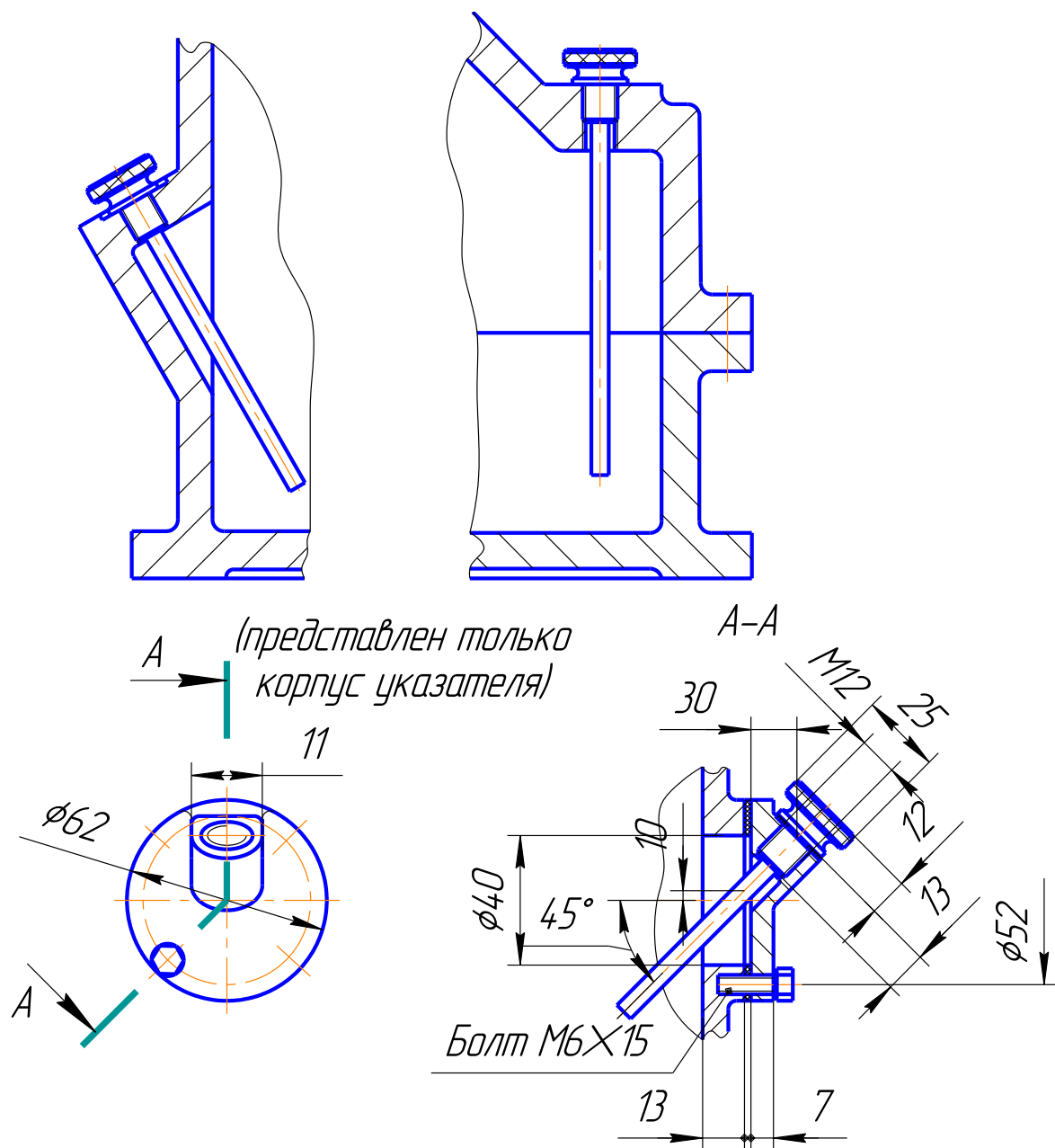


Рис.4.8. Жезловый указатель и способы его установки в корпус

При работе передач масло постепенно загрязняется продуктами износа деталей передач. С течением времени оно стареет, свойства его ухудшаются. Поэтому масло налитое в корпус редуктора, периодически меняют. Для этой цели в корпусе предусматриваются сливное отверстие, закрываемое пробкой с цилиндрической (табл. 4.4) или конической (табл. 4.5) резьбой.

Таблица 4.4

## Пробки с цилиндрической резьбой

$d_1$	$D$	$D_1$	$L$	$l$	$b$	$S$	$t$	$d_2$	$D_2$	$B_2$
M16×1.5	25	21.9	26	13	3	19	1.9	16	28	3
M20×1.5	30	25.4	30	15	4	22	2.5	20	32	

Таблица 4.5

## Пробки с конической резьбой

$d$	$D$	$L$	$b$	$a$	$S$
К 1/2" труб	20.9	15	7.5	4	8
К 3/4" труб	26.4	17	7.5	4.5	12



Для защиты от загрязнения извне и для предупреждения вытекания смазочного материала подшипниковые узлы снабжают уплотняющими устройствами/1;2;3/.

Широкое распространение получили манжетные уплотнения (рис. 4.9), которые применяют при окружных скоростях вала до 15 м/с. Манжетные уплотнения обладают высокой надежностью и хорошими уплотняющими свойствами.

Манжету 1 устанавливают в крышке 2 подшипника в зависимости от направления действия давления  $p$  в соответствии с рис.4.9 а.

Отверстие в крышке подшипника выполняют в соответствии с рис.4.9 б по размерам табл.4.6.

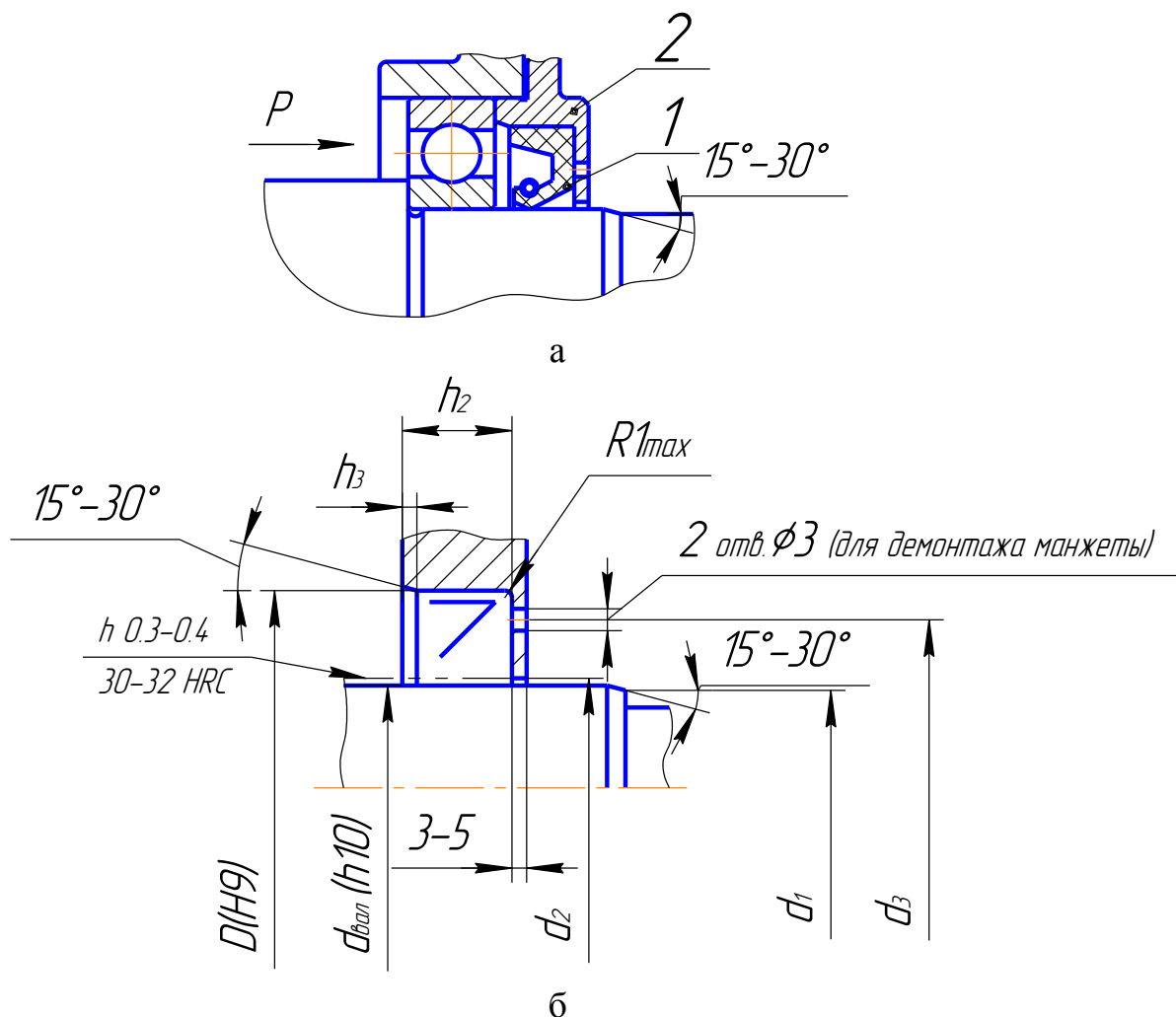


Рис.4.9. Манжетное уплотнение

Таблица 4.6

Размеры мест установки манжет

$d_{вал}$		$d_1$				$d_2$	
до 10		$d_{вал} - 1,5$				$d_{вал} + 1,0$	
Св.10 до 20		$d_{вал} - 2,0$				$d_{вал} + 1,0$	
Св.20 до 30		$d_{вал} - 2,5$				$d_{вал} + 1,0$	
Св.30 до 40		$d_{вал} - 3,0$				$d_{вал} + 1,0$	
Св.40 до 50		$d_{вал} - 3,5$				$d_{вал} + 1,0$	
Св.50 до 70		$d_{вал} - 4,0$				$d_{вал} + 1,5$	
Св.70 до 95		$d_{вал} - 4,5$				$d_{вал} + 1,5$	
Св.95 до 130		$d_{вал} - 5,5$				$d_{вал} + 2,0$	
Св.130 до 140		$d_{вал} - 7,0$				$d_{вал} + 2,0$	
$d_3 = D - 3,0$							
$h$	5,0	7,0	10	12	15	18	22
$h_2$	6,5	8,5	12	14,5	18,5	22	25,5
$h_3$	1,0	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5

#### 4.5. Компоновка редуктора. Конструирование корпуса

Компоновку редуктора выполняют на миллиметровой бумаге, карандашом, в масштабе 1:1 (1:2).

Компоновку редуктора выполняют для:

- определения расстояния между опорами валов и длин консольных участков;
- проверки, не накладываются ли валы (зубчатые передачи) одной ступени редуктора на валы (зубчатые передачи) другой ступени;
- размещение внутри редуктора зубчатых колес всех ступеней так чтобы получить минимальные внутренние размеры редуктора.

Компоновочные эскизы двухступенчатых редукторов показаны на рис 4.1; 4.2; 4.3; 4.4. Соотношения между основными размерами литых чугунных разъемных корпусов редукторов наиболее распространенных конструкций иллюстрируются на рис 4.10; 4.11; 4.12; 4.13. Размеры необходимые для выполнения компоновки и разработки конструкции редуктора представлены в таблицах 4.2 - 4.11.

Таблица 4.7

Основные размеры корпусов и болтов двухступенчатых цилиндрических редукторов

Параметр	Ориентировочное значение, мм
Толщина стенки корпуса редуктора	$\delta = 0,025a_{wT} + 3 \geq 8$
Толщина стенки крышки редуктора	$\delta_1 = 0,02 a_{wT} + 3 \geq 7,5$
Толщина нижнего фланца корпуса	$\delta_{фл1} = 2,35\delta$
Толщина верхнего фланца корпуса	$\delta_{фл2} = 1,5\delta$
Толщина фланца крышки редуктора	$\delta_{фл3} = (1,35 \dots 1,5)\delta_1$
Диаметр фундаментных болтов	$d_1 = (0,03 \dots 0,036)a_{wT} + 12$
Число фундаментных болтов	$z = 4$ при $a_{wT} \leq 315$ $z = 6$ при $a_{wT} > 315$
Диаметр болтов, стягивающих корпус и крышку у бобышек	$d_2 = (0,7 \dots 0,75)d_1$
Диаметр болтов, стягивающих фланцы корпуса и крышки	$d_3 = (0,5 \dots 0,6)d_1$
Диаметр штифтов для фиксации положения крышки относительно корпуса	$d_{ум} = (0,7 \dots 0,8)d_3$
Ширина нижнего фланца корпуса	$S_1 = \delta + x + k_1$
Ширина фланца корпуса и крышки (у подшипников)	$S_2 = \delta + x + k_2$
Ширина фланца корпуса и крышки (по периметру)	$S_3 = \delta + x + k_3$
Ширина опорной поверхности нижнего фланца корпуса	$m = k + 1,5\delta$
Толщина ребер корпуса	$c_1 = (0,8 \dots 1)\delta$
Минимальный зазор между колесом и корпусом	$a = 1,0 \dots 1,2 \delta$
Расстояние от колеса до дна корпуса	$b_0 = 3a$
Минимальный диаметр корпуса вокруг подшипника качения (диаметр бобышки)	$1,25D + 10$ , где $D$ – наружный диаметр подшипника
Координата стяжного болта $d_2$ у бобышек: с накладной крышкой с закладной крышкой	$c = 0,5(d_2 + d_5) + 3 \dots 5$ $c = 0,5d_2 + 3 \dots 5$

Таблица 4.8

Размеры элементов фланцев, мм

$d$ болта	$k$ ширина фланца	$c$ координата болта	$d_{\text{отв}}$ диаметр отв. под болт	$D_3$ диаметр планировки	$r$ радиус за- кругления
1	2	3	4	5	6
M6	22	12	7	14	2
M8	24	13	9	17	3
M10	28	15	11	20	3
M12	33	18	13	26	3
M14	35	18	15	28	3
M16	40	21	17	32	5
M18	46	25	20	34	5
M20	48	25	22	38	5
M22	52	27	24	40	5
M24	54	27	26	45	8
M27	60	30	29	50	8
M30	66	33	32	60	8

Таблица 4.9

Параметры сопряжений элементов отливок

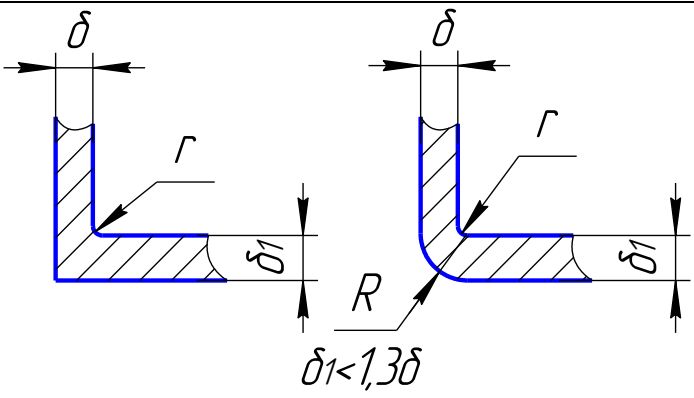
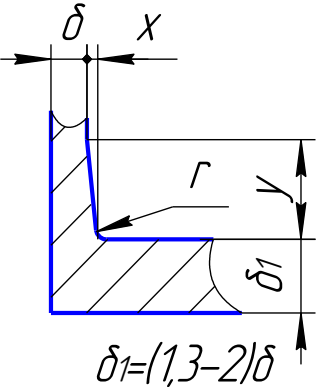
Эскиз сопряжений	$\delta$	$x$	$y$	$r$	$R$
 <p><math>\delta_1 &lt; 1,3\delta</math></p>	8	0	0	1.5	$r + \delta$
	10	0	0	2.5	
	15	0	0	4.0	
	20	0	0	6.0	
 <p><math>\delta_1 = (1,3 - 2)\delta</math></p>	8÷10	2÷3	5X	3	-
	10÷15	3÷5		4	-
	15÷20	4÷5		5	-

Таблица 4.10

Размеры накладных крышек подшипников

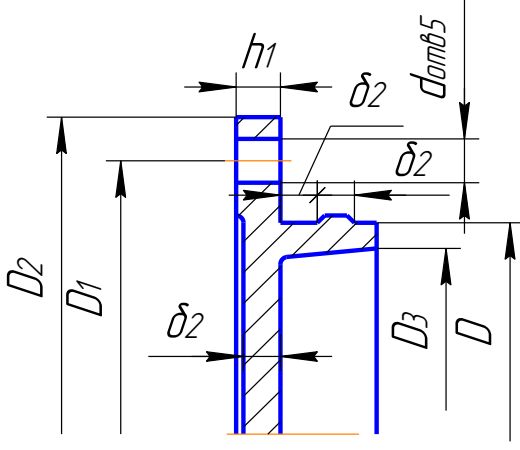
Эскиз крышки	$D$	$d_5$ ВИНТ	$Z$ ЧИСЛО ВИНТОВ	$h_1$	$\delta_2$
	от 40 до 62	M6	4	6	5
	от 63 до 95	M8	4	8	6
	от 100 до 145	M10	6	10	7
	от 150 до 220	M12	6	12	8
$D_1 = D + 2,5d_5$ $D_2 = D_1 + 2d_5$ $D_3 = D - (3 \dots 4)r_n$					

Таблица 4.11

Размеры закладных крышек подшипников

Эскиз крышки	Размеры
	$l = 6 \div 8 (D < 100)$ $l = 8 \div 10 (D > 100)$ $l_1 \geq l$ $c = 0,5l$ $D_3; \delta_2$ – см. табл. 4.10

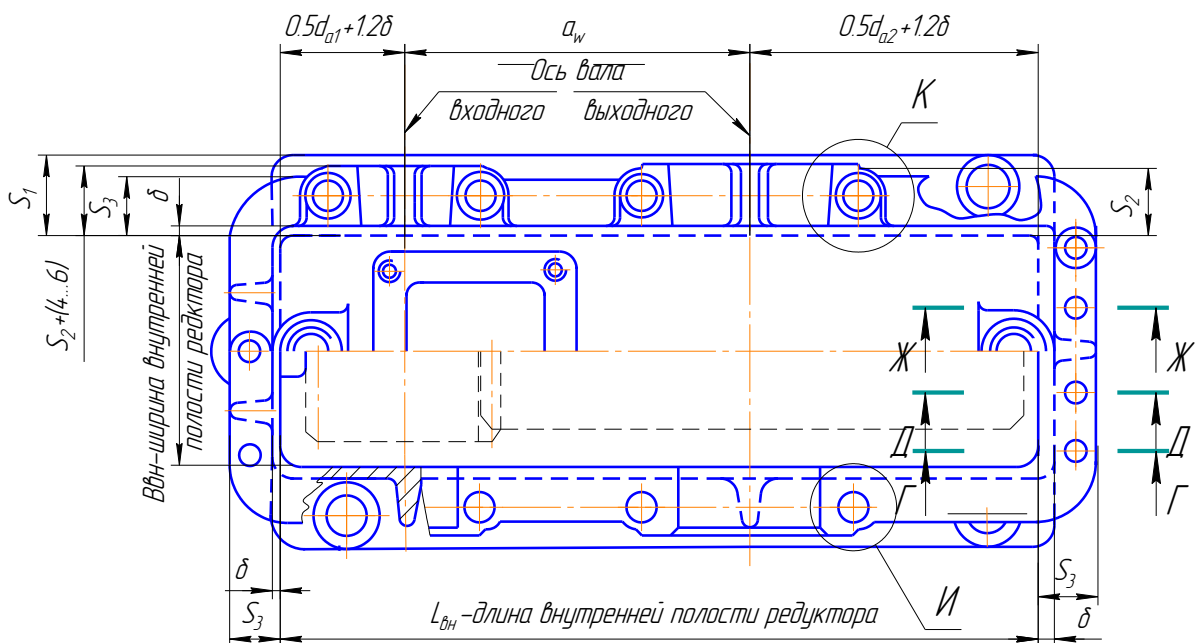
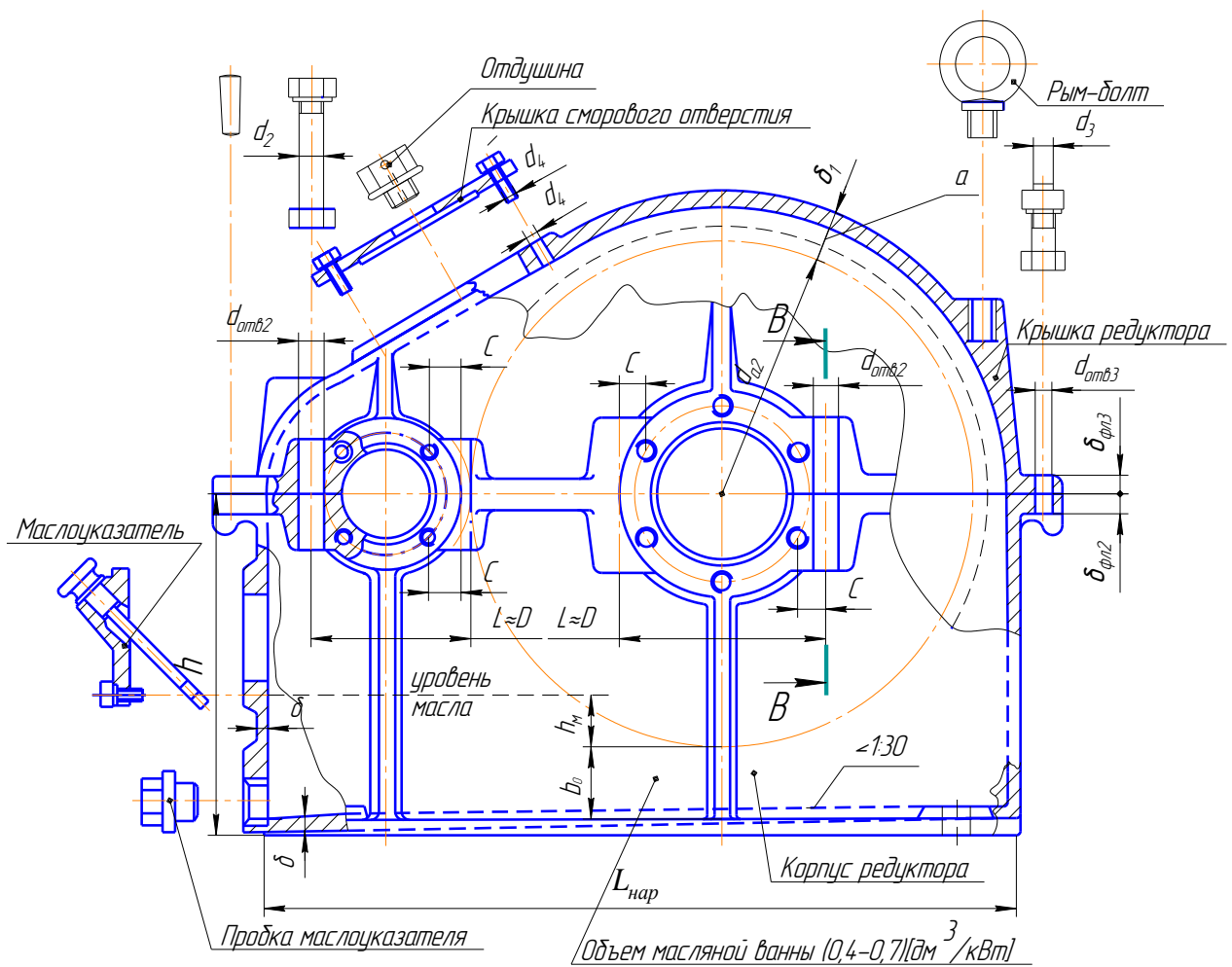


Рис.4.10 (лист 1, листов 3) Конструкции корпусных деталей цилиндрических редукторов с наружным расположением подшипниковых бобышек

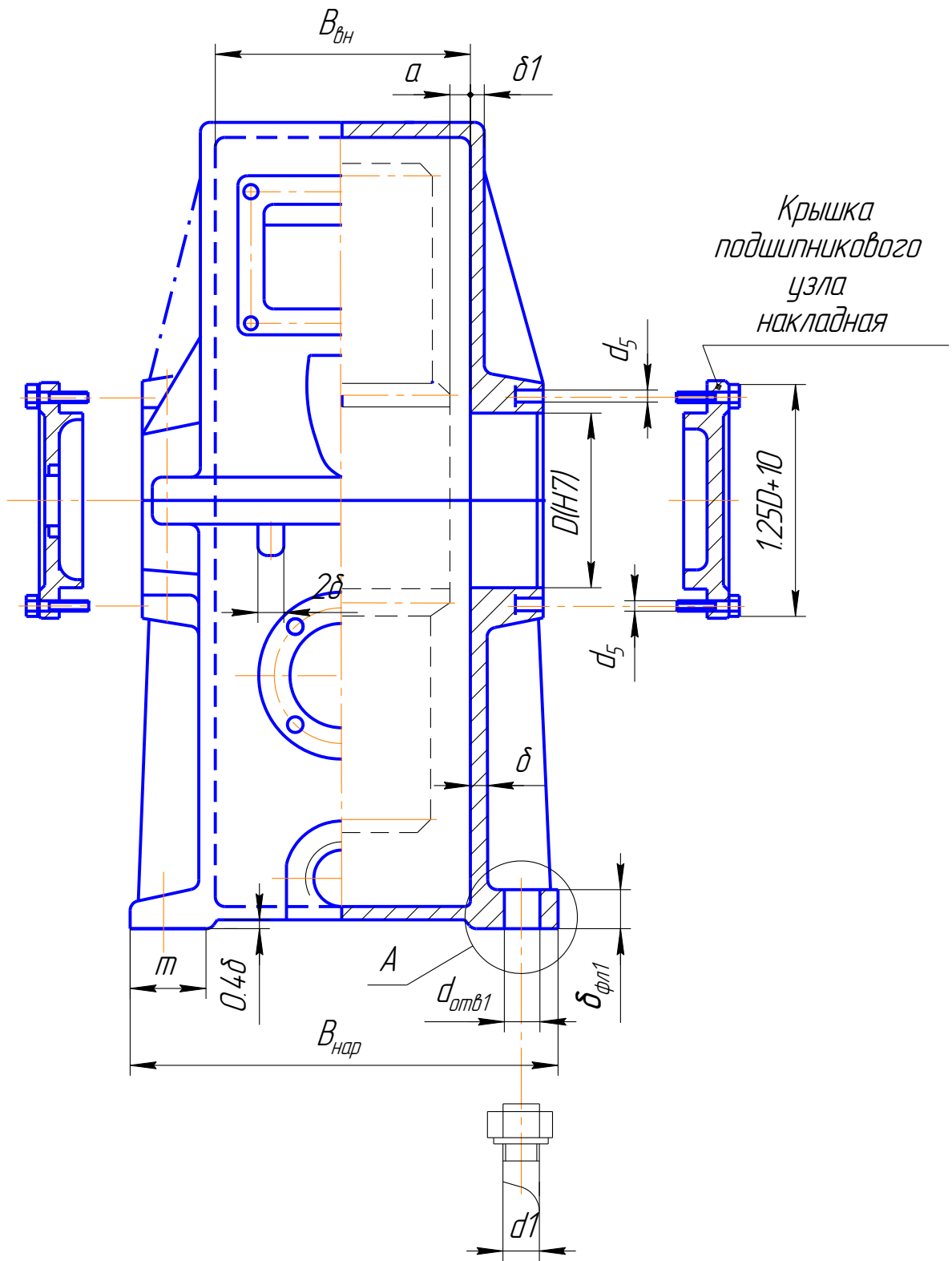


Рис.4.10 (лист 2, листов 3) Конструкции корпусных деталей цилиндрических редукторов с наружным расположением подшипниковых бобышек

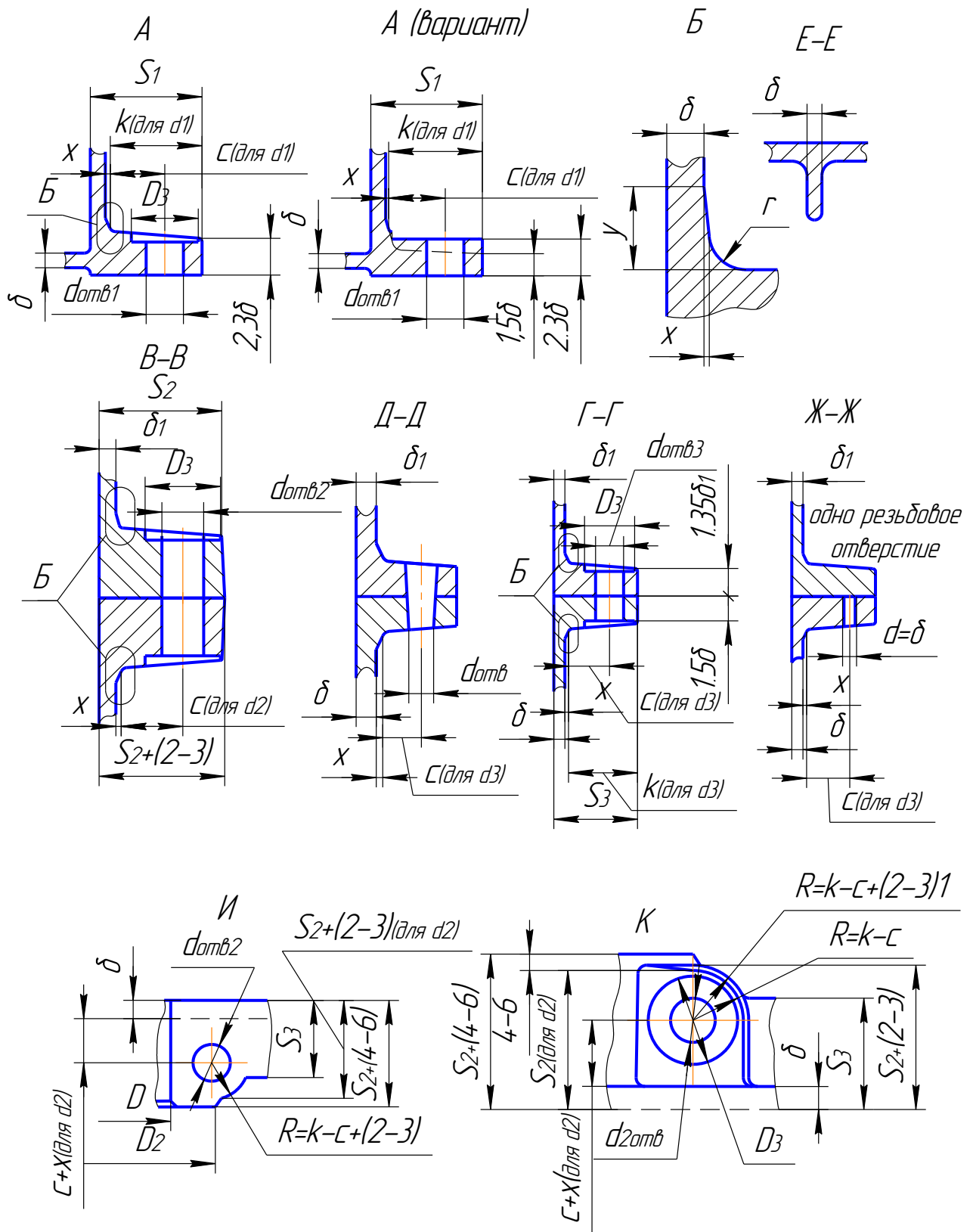
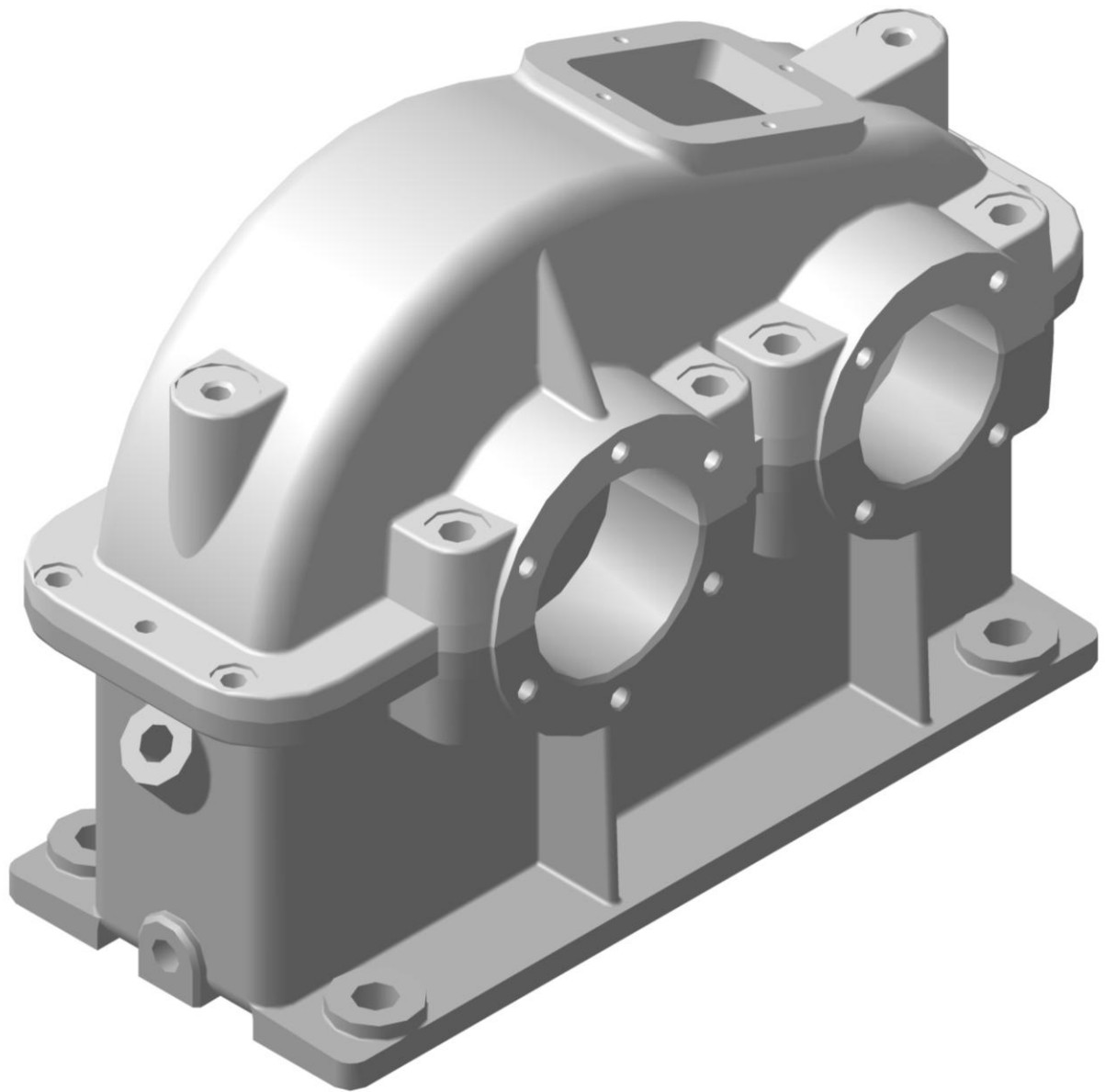


Рис.4.10 (лист 3, листов 3) Конструкции корпусных деталей цилиндрических редукторов с наружным расположением подшипниковых бобышек





*Рис.4.11* Корпус цилиндрического редуктора с наружным расположением подшипниковых бобышек

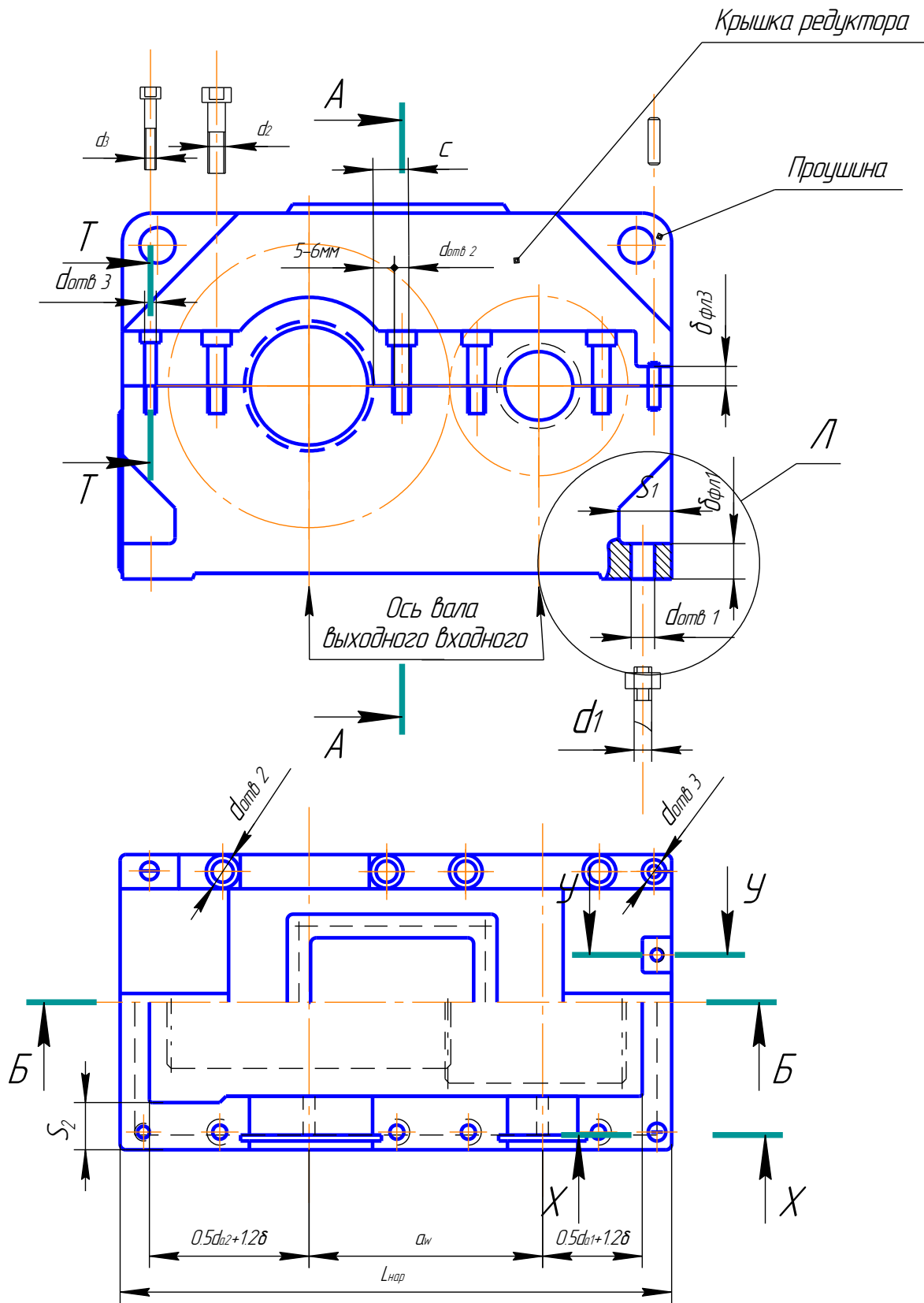


Рис.4.12 (лист 1, листов 3) Конструкции корпусных деталей цилиндрических редукторов с внутренним расположением подшипниковых бобышек

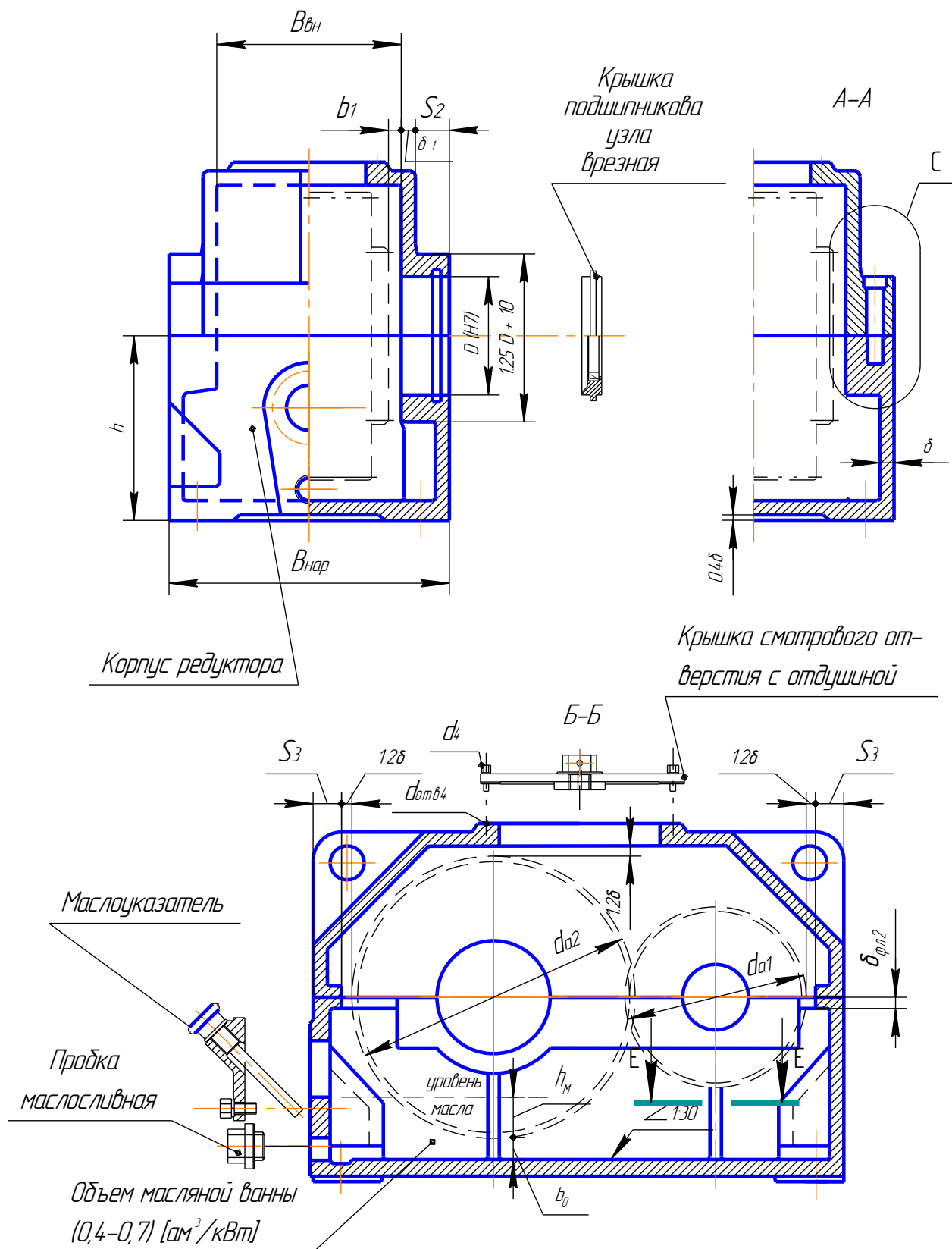


Рис.4.12 (лист 2, листов 3) Конструкции корпусных деталей цилиндрических редукторов с внутренним расположением подшипниковых бобышек

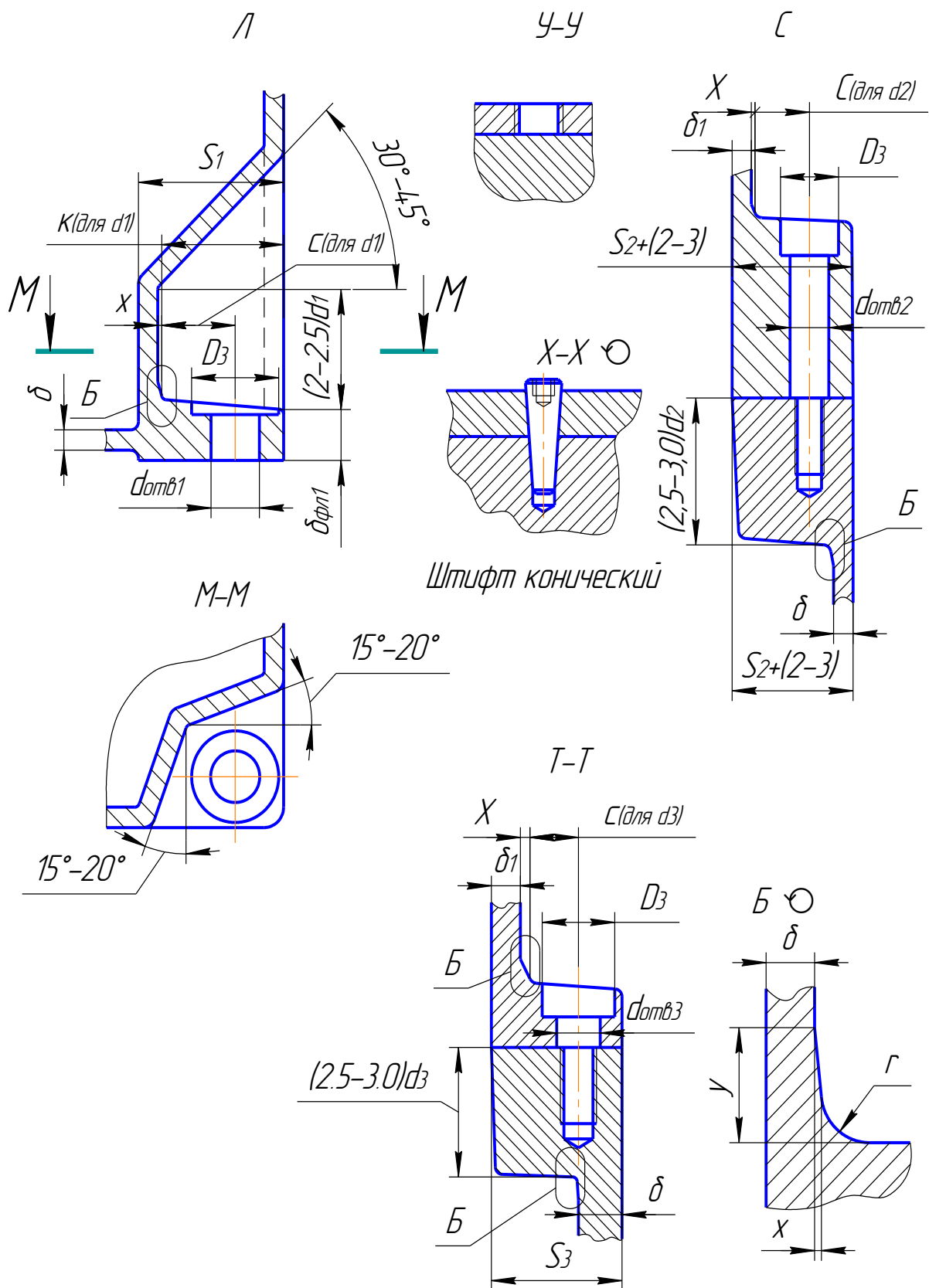
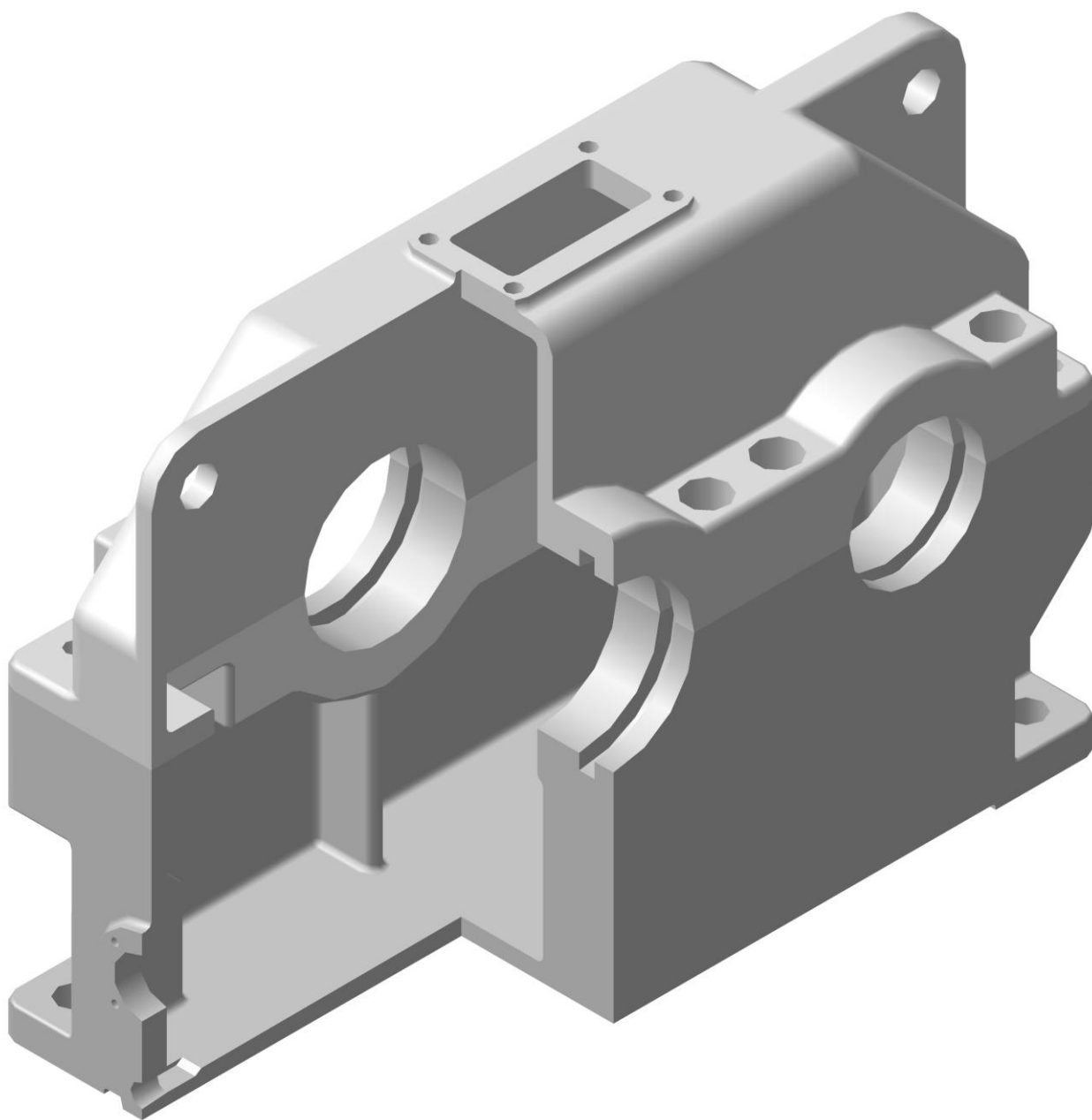


Рис.4.12 (лист 3, листов 3) Конструкции корпусных деталей цилиндрических редукторов с внутренним расположением подшипниковых бобышек



*Рис.4.13* Корпус цилиндрического редуктора с внутренним расположением подшипниковых бобышек

## 5. Проверочный расчет вала

Проверочный расчет вала заключается в определении запасов статистической и усталостной прочности в опасных сечениях вала и сравнения их с допускаемыми. До проверочного расчета вал проходит стадии проектного расчета и разработки конструкции.

Проверочный расчет вала выполняют по методике работы /4/, в которой изложены теоретические сведения и алгоритмы расчета на статическую и усталостную прочность валов цилиндрических редукторов. Проведены практические рекомендации и справочные данные для выполнения расчетов, а также примеры выполненных расчетов.

## 6. Расчет (подбор) подшипников на долговечность

Исходные данные:  $F_{r1}$ ,  $F_{r2}$  – радиальные нагрузки (радиальные реакции опор),  $H$ ;  $F_a$  – внешняя осевая сила, действующая на вал,  $H$ ; частота вращения вала,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $L_h$  – требуемый ресурс; необходимый уровень надежности. В курсовом проекте можно принять тип нагрузки – нереверсивная, спокойная, температура подшипникова узла  $< 100$  °С, уровень надежности 90%.

Проверочный расчет предварительно выбранных в ходе проектирования узла вала подшипников выполняется по динамической грузоподъемности. Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности  $C_{rp}$ ,  $H$ , с базовой  $C_r$ ,  $H$ , или расчетного ресурса (долговечности)  $L_{sah}$ ,  $ч$  с требуемым  $L_h$ ,  $ч$  по условиям:

$$C_{rp} \leq C_r \text{ или } L_{sah} \leq L_h. \quad (6.11)$$

Расчетная динамическая грузоподъемность:  $C_{rp}$ ,  $H$  и ресурс  $L_{sah}$  определяются по формулам:

$$C_{rp} = P_E^k \sqrt{60n \frac{L_h}{a_1 a_{23} 10^6}}; \quad L_{sah} = a_1 a_{23} \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C_r}{P_E} \right)^k, \quad (6.12)$$

где  $P_E$  – эквивалентная динамическая нагрузка,  $H$ ;  $k$  – показатель степени :  $k=3$  для шариковых и  $k=3,3$  для роликовых подшипников;  $a_I$  – коэффициент надежности,  $a_I=1$  при 90% надежности;  $a_{23}$  – обобщенный коэффициент совместного влияния качества металла подшипника и условий его эксплуатации, при обычных условиях работы  $a_{23}=0,7 \dots 0,8$  – для шариковых подшипников;  $a_{23}=0,6 \dots 0,7$  – для роликовых;  $n$  – частота вращения вала,  $\text{мин}^{-1}$ .

Вместо индекса  $s$  в обозначении ресурса записывают значение разности  $(100 - P_t)$ , где  $P_t$  - надежность при определении ресурса. Так, при 90% -ной надежности  $L_{10ah}$ , при 97%-ной  $L_{3ah}$ .

Последовательность расчета:

1. Если для обеих опор вала приняты подшипники одного типа и одного размера, то расчет выполняется только для подшипников с большей нагрузкой.

2. По каталогу, для принятого в предварительном расчете радиального подшипника, выписывают значения базовых динамической  $C_r$  и статической  $C_{0r}$  радиальных грузоподъемностей.

3. Определяют отношение  $\frac{F_a}{C_{0r}}$ , где  $F_a$  - осевая нагрузка (для прямозубых цилиндрических колес  $F_a=0$ ).

По отношению  $\frac{F_a}{C_{0r}}$  по таблицам работ /1;2;3/ принимают значение коэффициент  $e$

$$\left( \text{при } \frac{F_a}{C_{0r}} = 0 \quad e = 0 \right)$$

Сравнивают отношение  $\frac{F_a}{V \cdot F_2}$  с коэффициентом  $e$  и принимают значение коэффициентом  $X$  и  $Y$ . Если  $\frac{F_a}{V \cdot F_2} \leq e$  принимают  $X=1$ ;  $Y=0$

4. Определяют эквивалентную динамическую нагрузку

$$P = \sqrt[V]{VF_2 + YF_a} \cdot \vec{k}_\sigma k_T, \quad (6.3)$$

где  $V$  – коэффициент вращения;  $V=1$  при вращении внутреннего кольца и  $V=1,2$  при вращении наружного кольца.

$k_\sigma$  – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки на долговечность подшипника;

$k_\sigma = 1$  – при спокойной нагрузки;

$k_\sigma = 1,1 \dots 1,2$  – легкие толчки;  $k_\sigma = 1,3 \dots 1,8$  умеренные толчки.

$k_T$ —коэффициент, учитывающий влияние температуры на долговечность подшипника:

При $t$ °С.....	$\leq 100$	125	150	175	200
$k_T$ .....	1,00	1,05	1,1	1,15	1,25

Для подшипников, работающих при переменных режимах нагружения задаваемых циклограммой нагрузок (см. рис.1.2), определяют приведенную эквивалентную динамическую нагрузку по следующей зависимости:

$$P_E = P \sqrt[3]{\sum \left( \frac{T_{ni}}{T_r} \right)^3 \frac{L_{hi}}{L_h}} \quad (6.4)$$

5. Определяют расчетный ресурс  $L_{10ah}$  и оценивают пригодность подшипника по условию  $L_{10ah} \leq L_h$ .

Если расчетное значение  $L_{10ah}$  больше значения заданного ресурса  $L_h$  для принятого подшипника, то переходят к более тяжелой серии или принимают другой типоразмер подшипника и расчет повторяют. В этом случае в конструкцию вала вносят изменения.

При определении осевых нагрузок, воздействующих на радиально-упорные подшипники, следует учитывать осевые силы, возникающие под действием радиальных нагрузок из-за наклона контактных площадок. Значение этих сил зависит от типа подшипника, угла контакта, значения радиальных сил, а также как отрегулирован подшипник. С методикой расчета осевых сил можно ознакомиться в работах /1;2;3/.



## Список литературы

1. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений/ П.Ф.Дунаев, О.П.Леликов.— 11-е изд. стер. — М.: Издательский центр «Академия», 2008. — 496с.
2. Чернилевский Д.В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования: Учебное пособие для студентов вузов. 3-е изд., исправл. М.: машиностроение, 2004. — 560с., ил.
3. Курмаз Л.В. Конструирование узлов и деталей машин: Справочное учебно-методическое пособие/ Л.В. Курмаз, О.Л. Курмаз. — М.: Высш. шк., 2007 — 455с.: ил.
4. Расчет валов цилиндрических редукторов на статическую и усталостную прочность: Методические указания к курсовому проектированию/ Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т; Сост.: Л.Н. Тархов, В.К. Итбаев, А.В. Зырянов. — Уфа.2008 — 62с.
5. Атлас конструкции узлов и деталей машин: Учеб. пособие/ Б.А. Байков, А.В. Клыпин, И.К. Ганулич и др.; Под ред. О.А. Ряховского. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. — 384с.: ил.

**Приложение А**  
(обязательное)  
Форма задания на курсовой проект

## Приложение Б (обязательное)

### Последовательность выполнения задания на курсовое проектирование редуктора

№ п/п	Наименование этапа	% выполнения этапа	Срок выполнения	Примечания
1	Определить КПД редуктора, требуемую мощность электродвигателя, передаточное число редуктора и его ступеней, частоты вращения и крутящие моменты на валах. Выбрать марки материалов зубчатых колёс и вычислить значения допускаемых напряжений $[\sigma_H]$ и $[\sigma_F]$	10%	6н	10%
2	Выполнить проектировочный расчёт тихоходной передачи. Выполнить проверочный расчёт тихоходной передачи. Выполнить проектировочный расчёт быстроходной передачи	10%	7н	20%
3	Определить предварительные значения диаметров валов, размеров подшипников. Определить основные размеры элементов зубчатых колёс, корпуса, шпоночных и резьбовых соединений, выбрать способ смазки, тип уплотнений	10%	8н	30%
4	Выполнить компоновочный эскиз редуктора	30%	9н-11н	60%
5	Составить расчётную схему промежуточного вала, вычислить реакции в опорах, построить эпюры изгибающих и крутящих моментов. Выполнить проверочный расчёт промежуточного вала на статическую и усталостную прочность. Проверить работоспособность подшипников опор	10%	12н	70%
6	Выполнить чертёж общего вида редуктора, чертежи деталей по заданию преподавателя, спецификацию к чертежу	20%	13н 14н	90%
7	Оформить пояснительную записку к курсовому проекту	10%	15н	100%