

**ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
РАЗРАБОТКА ЭСКИЗНОГО ПРОЕКТА
ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА**

Методические указания к курсовому проектированию для студентов машиностроительных специальностей дневной и заочной форм обучения

Представлены сведения, необходимые для выполнения эскизного проекта цилиндрического редуктора. Рассмотрены предварительный расчет валов, выбор муфты, определение конструктивных размеров шестерни, колеса, корпуса и крышки редуктора, предварительный выбор подшипников, графическое оформление фланцев редуктора.

Для студентов машиностроительных специальностей дневной и заочной форм обучения.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящих методических указаниях излагается последовательность выполнения первого этапа графической части курсового проекта, а именно, компоновка общего вида одноступенчатого цилиндрического редуктора.

При проектировании редуктора необходимо помнить, что данный механизм служит для понижения угловых скоростей и для увеличения крутящих моментов, работает в условиях обильной смазки и выполняется в виде отдельного агрегата. Форма его корпуса определяется, в основном, технологическими, эксплуатационными и эстетическими факторами. Наибольшее распространение получили корпуса, выполненные из серого чугуна, основу конструкции которых образуют плоские и цилиндрические поверхности.

Компоновка редуктора выполняется на миллиметровой бумаге формата А1 в масштабе 1:1 (можно брать масштаб 2:1 или 1:2) с тем, чтобы студент наглядно представлял себе в натуральном виде всю конструкцию проектируемого редуктора.

1 ПОДГОТОВКА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ ЭСКИЗНОГО ПРОЕКТА

Исходными данными для выполнения эскизного проекта (компоновки редуктора) являются:

- выполнение энергетического и кинематического расчетов всего привода;
- расчет зубчатой цилиндрической передачи;
- предварительный расчет валов;
- выбор муфты;
- определение конструктивных размеров зубчатых колес;
- определение конструктивных размеров элементов корпуса и крышки редуктора;
- предварительный выбор подшипников качения.

В качестве примера рассматривается цилиндрический редуктор с открытой цепной передачей.

1.1. Предварительный расчет валов. Выбор муфты.

Предварительный расчет валов ведем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Диаметры входного и выходного концов валов редуктора определяются по формуле ([5], 8.16)

$$d_v \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi [\tau_k]}}, \quad (1)$$

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

$[\tau_k]$ – допускаемое напряжение на кручение, МПа; $[\tau_k] = 15 \dots 25$ МПа; для ведущего вала принимаем $[\tau_k] = 20$ МПа, для ведомого вала – $[\tau_k] = 25$ МПа.

Ведущий вал.

Определяем значение $d_{в1}$ (мм).

Так как входной вал редуктора $d_{в1}$ соединен муфтой с валом электродвигателя $d_{дв}$, то необходимо согласовать диаметры $d_{дв}$ и $d_{в1}$, т.е

$$d_{в1} = (0,8 \dots 1,1) \cdot d_{дв}.$$

Полученное значение округляют по ГОСТ 6636–69 до ближайшего большего значения из ряда $R40$: 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 33; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130 и далее через 10 мм.

В случае необходимости допускаются диаметры: в интервале от 12 до 26 мм – кратные 0,5; в интервале 26 – 30 мм – целые числа; в интервале 50 – 110 мм – размеры оканчивающиеся на 2 и 8, далее – размеры, кратные 5 ([5], с. 162).

Для соединения валов принимаем муфты: упругую втулочно-пальцевую или упругую муфту со звездочкой. Расчетный момент муфты определяется по формуле ([5], 11.1)

$$T_p = k T_{зв}, \quad (2)$$

где k – коэффициент, учитывающий режим работы привода; ([5], табл. 11.3);

С учетом полученных величин принимаем муфту.

За концевым участком вала следует участок вала под уплотнение.

Диаметр вала под уплотнением

$$d_{y1} = d_{e1} + 2t.$$

Диаметр вала под уплотнение и под подшипником принимают одинаковым: $d_{n1} = d_{y1}$, но при изготовлении вала допуски на этих участках делают разными. Можно делать ступень при переходе от d_{y1} к d_{n1} , взяв размер d_{y1} меньше, чем d_{n1} . Диаметры валов под подшипники стандартизированы и равны; 10, 12, 15, 17, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75 и так далее через 5 мм.

Диаметр вала под мазеудерживающим кольцом принимается равным диаметру вала под подшипником, т.е. $d_{м.уд1} = d_{n1}$.

Диаметр вала d_{u1} в месте посадки шестерни

$$d_{u1} = d_{n1} + 3r.$$

Для фиксации шестерни на валу от осевого смещения делают упорный бурт диаметром

$$d_{e1} = d_{u1} + 2t.$$

Если шестерня изготавливается за одно целое с валом (вал-шестерня), то размер d_{u1} не учитывается.

Ведомый вал.

Определяем значение d_{e2} (мм). Полученное значение округляем до стандартного.

Диаметры вала под уплотнением d_{y2} , под подшипником d_{n2} , под мазеудерживающим кольцом $d_{м.уд2}$, под зубчатым колесом $d_{к2}$ и т.д., определяем аналогично, как и у ведущего вала, изменяя соответствующие индексы.

Обозначения диаметров для ведущего и ведомого валов представлены на рисунке

Значения t и r представлены в таблице 1 ([2], с.42).

Таблица 1 – Высоты заплечиков и размеры фасок

	Размеры в мм									
d	17–22	24–30	32–38	40–44	45–50	52–58	60–65	67–75	80–85	90–95
$t_{цил}$	3,0	3,5	3,5	3,5	4,0	4,5	4,6	5,1	5,6	5,6
$t_{кон}$	1,5	1,8	2,0	2,3	2,3	2,5	2,7	2,7	2,7	2,9
r	1,5	2,0	2,5	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5	4,0	4,0
f	1,0	1,0	1,2	1,2	1,6	2,0	2,0	2,5	2,5	3,0

1.2. Конструктивные размеры шестерни и колеса.

Шестерня.

Шестерню выполняем за одно целое с валом.

Конструктивные размеры шестерни получены при расчете зубчатой передачи: диаметр делительной окружности d_1 , диаметр окружности выступов d_{a1} , диаметр окружности впадин d_{f1} , общая ширина зубчатого венца b_1 .

Зубчатое колесо.

Конструктивные размеры зубчатого колеса получены при расчете зубчатой передачи: диаметр делительной окружности d_2 , диаметр окружности выступов d_{a2} , диаметр окружности впадин d_{f2} , общая ширина зубчатого венца b_2 .

Диаметр ступицы определяется по формуле ([5], с. 297)

$$d_{cm2} = 1,6 \cdot d_{к2}. \quad (3)$$

Полученное значение d_{cm2} округляют до стандартного.

Длина ступицы определяется по формуле ([5], с. 297)

$$l_{cm2} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{к2}. \quad (4)$$

Полученное значение l_{cm2} округляют до стандартного.

Толщина обода ([5], табл. 10.1)

$$\delta_0 = (2,5 \dots 4) \cdot m, \quad (5)$$

где m – модуль зацепления, мм.

Полученное значение δ_0 округляют до стандартного.

Толщина диска ([5], табл. 10.1)

$$c = 0,3 \cdot b_2. \quad (6)$$

Полученное значение c округляют до стандартного.

Диаметр центральной окружности

$$D_{омв} = 0,5(D_0 + d_{cm}), \quad (7)$$

где D_0 – внутренний диаметр обода, мм;

$$D_0 = d_{f2} - 2\delta_0.$$

Диаметр отверстий

$$d_0 = \frac{D_0 - d_{cm}}{4}. \quad (8)$$

Полученные значения D_0 и d_0 округляют до целых значений.

1.3. Конструктивные размеры корпуса и крышки редуктора.

Конструктивные размеры определяем на основании ([5], табл. 10.2).

Толщина стенки корпуса и крышки редуктора (мм)

$$\delta = 0,025 \cdot a_{\omega} + 1; \quad (9)$$

$$\delta_1 = 0,02 \cdot a_{\omega} + 1, \quad (10)$$

где a_{ω} – межосевое расстояние, мм.

Полученные значения δ и δ_1 **больше или равны 8 мм.**

Толщина фланцев корпуса и крышки (мм):

– верхнего пояса корпуса и пояса крышки

$$b = 1,5\delta ; \quad b_1 = 1,5\delta_1.$$

– нижнего пояса корпуса

$$p = 2,35 \cdot \delta.$$

Полученные значения b , b_1 и p округляют до стандартного значения в большую сторону.

Диаметры болтов:

– фундаментных

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot a_{\omega} + 12; \quad (11)$$

принимаем болты со стандартной метрической резьбой М.

– крепящих крышку к корпусу у подшипников

$$d_2 = (0,7 \dots 0,75) \cdot d_1; \quad (12)$$

принимаем болты с метрической резьбой М;

– соединяющих крышку с корпусом

$$d_3 = (0,5 \dots 0,6) \cdot d_1; \quad (13)$$

принимаем болты с метрической резьбой М.

1.4. Предварительный выбор подшипников качения.

Подшипники качения выбирают из нормативно-справочной литературы в зависимости от посадочного диаметра вала под подшипники и типа зубчатого редуктора (прямо зубый цилиндрический, косозубый цилиндрический). В нашем случае редуктор цилиндрический прямо зубый. Поэтому принимаем шариковые радиальные однорядные подшипники (ГОСТ 8338–75). Если передача редуктора цилиндрическая с косыми зубьями или на выходном конце ведомого вала устанавливается шестерня открытой конической передачи, то принимают шариковые радиально-упорные однорядные подшипники (ГОСТ 831–75) или роликовые конические однорядные подшипники (ГОСТ 27365–87).

Для выбранных подшипников из таблиц определяют габаритные размеры.

Для шариковых подшипников:

– ширину подшипника B ;

– диаметр наружного кольца D .

Для роликовых подшипников:

- общую ширину $T_{наиб}$;
- ширину внутреннего кольца B ;
- ширину наружного кольца c ;
- диаметр наружного кольца D .

Затем решают вопрос о способе смазки подшипников. Если подшипники смазываются консистентной смазкой, то устанавливают мазеудерживающие кольца, размеры которых принимают по ([5], с. 207). После выбора подшипников выбирают подшипниковые крышки, которые в зависимости от места их установки могут быть сквозными или глухими, могут быть накладными или закладными. Размеры крышек представлены в ([6], табл. К15, К16, К18, К19).

Между прижимными крышками и корпусными деталями устанавливают стальные прокладки (комплект) толщиной 1 ... 2 мм, которые служат для регулировки зазоров в подшипниках качения и для уплотнения. Приливы под крышки выступают за корпус редуктора на 2 ... 5 мм для того, чтобы не обрабатывать всю торцовую поверхность редуктора.

Для увеличения жесткости корпуса и крышки редуктора под подшипниковыми болтами делают приливы-бобышки. Место расположения бобышек необходимо максимально приблизить к отверстиям под подшипники, что увеличивает жесткость соединения и уменьшает размер приливов.

Высоту и диаметр бобышек делают такими, чтобы можно было создать опорные поверхности, достаточные для размещения головок болтов и гаек, а также поворота ключа на угол не менее 60° .

1.5. Выбор штифтов, диаметров отверстий под болты и оформление фланцев.

Основание корпуса и крышки фиксируют относительно друг друга коническими штифтами ([5], табл. 10.5), устанавливаемыми без зазора до расточки гнезд под подшипники.

Диаметр штифтов принимаем равным $d_{шт} \approx d_3$.

Длина штифтов

$$l_{шт} = b + b_1 + 5 \text{ мм.}$$

Число штифтов принимаем равным $n = 2$.

Диаметр отжимных болтов принимаем равным $d_{отж} \approx d_3$.

Число отжимных болтов $n = 2$.

Диаметры отверстий под стяжные болты d_{01} , d_{02} и d_{03} принимаем в соответствии с таблицей 2.

Таблица 2 – Диаметры отверстий под болты и ширина фланцев

Размеры в мм

Параметр	Болты										
	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M24	M27	M30
K_i	22	24	28	33	36	39	44	48	54	58	65
C_i	12	13	16	18	20	21	23	25	34	36	50
d_{0i}	7	9	11	13	15	18	20	22	26	29	32

Ширину фланцев K_1 , K_2 и K_3 разъема корпуса принимаем по таблице 1. Ширина фланцев должна быть такой, чтобы на нем свободно располагалась гайка или шестигранная головка болта и можно было бы повернуть гаечный ключ на угол не менее 60° . Для этого болты располагают на расстоянии C_1 , C_2 и C_3 от стенки корпуса редуктора, которые выбираются также по таблице 2.

Расстояние между стяжными болтами на фланце

$$l \leq (10 \dots 12) \cdot d.$$

2. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАЗРАБОТКИ ЭСКИЗНОГО ЧЕРТЕЖА ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

Эскизную компоновку проводим в два этапа.

Первый этап служит для приближенного определения положения зубчатых колес, полумуфты и элементов открытых передач (звездочка, шкив ременной передачи, шестерня открытой конической передачи, шестерня открытой цилиндрической передачи) относительно опор для последующего определения опорных реакций и проверки принятых подшипников по динамической грузоподъемности.

Компоновочный чертеж (рисунки 1, 2, 3, 4, 5) выполняем в одной проекции – разрез по осям валов при снятой крышке редуктора.

Приблизительно по середине листа параллельно его длинной стороне проводим горизонтальную осевую линию; затем две вертикальные линии – оси валов (ведущего и ведомого) на расстоянии a_ω .

Вычерчиваем шестерню и зубчатое колесо (рисунок 1).

Очерчиваем внутреннюю стенку корпуса (рисунок 2):

а) принимаем зазор между торцом зубчатого колеса и внутренней стенкой корпуса $A_1 = 1,2 \cdot \delta$;

б) принимаем зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса $A = \delta$;

в) принимаем расстояние между наружным кольцом подшипника ведущего вала и внутренней стенкой корпуса $A = \delta$; если диаметр окружности вершин зубьев шестерни окажется больше наружного диаметра подшипника, то расстояние A на брать от шестерни.

Производим предварительную прорисовку валов (рисунок 2).

Предварительно принятые подшипники размещаем на соответствующих валах (рисунок 3); диаметры наружных колец подшипников соответственно D_1 и D_2 . Подшипники ведомого вала размещаем на расстоянии A_1 от внутренней стенки корпуса, оставляя расстояние для последующего размещения мазеудерживающих колец.

Намечаем глубину гнезд подшипников и прорисовываем фланцы (рисунок 3). Ширину фланцев принимаем равной K_3 (таблица 3).

Затем прорисовываем сквозные и глухие подшипниковые крышки, устанавливаем распорные кольца, мазеудерживающие кольца, проводим осевые линии для размещения отверстий под болты крепления на фланцах и зоне расположения подшипников. Прорисовываем основание корпуса с соответствующей разметкой осевых линий под отверстия фундаментных болтов (рисунок 4).

Вычерчиваем винты для крепления подшипниковых крышек к корпусу. Окончательно оформляем валы с размещением призматических шпонок соответствующих размеров (рисунок 4).

Окончательно оформляем компоновочный чертеж с простановкой размеров. Размеры a , b и c ведущего вала и размеры d , e и f ведомого вала показывают расположение подшипников относительно середины редуктора, а также расположение полумуфты и элементов открытой передачи относительно опор (рисунок 5).

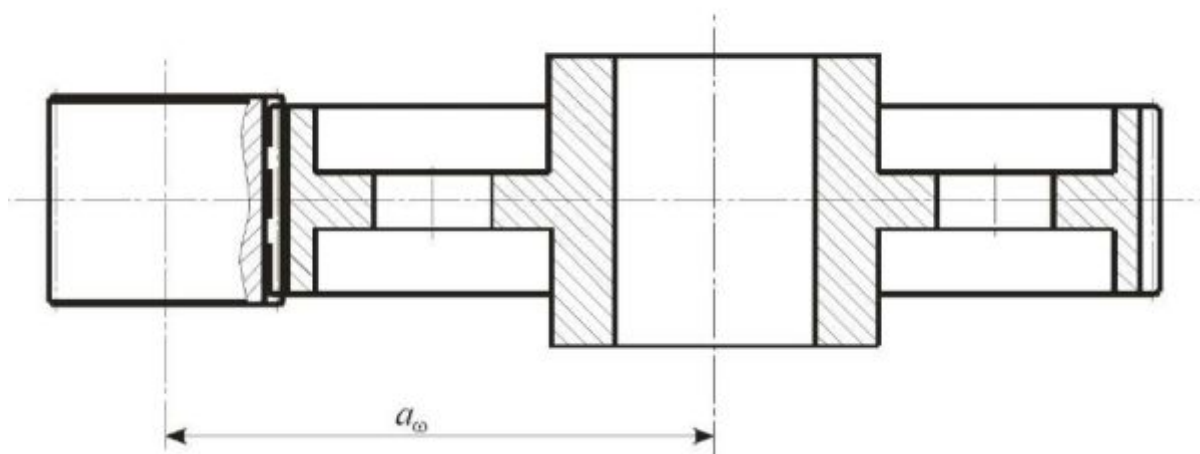


Рисунок 1 – Оформление зубчатых колес

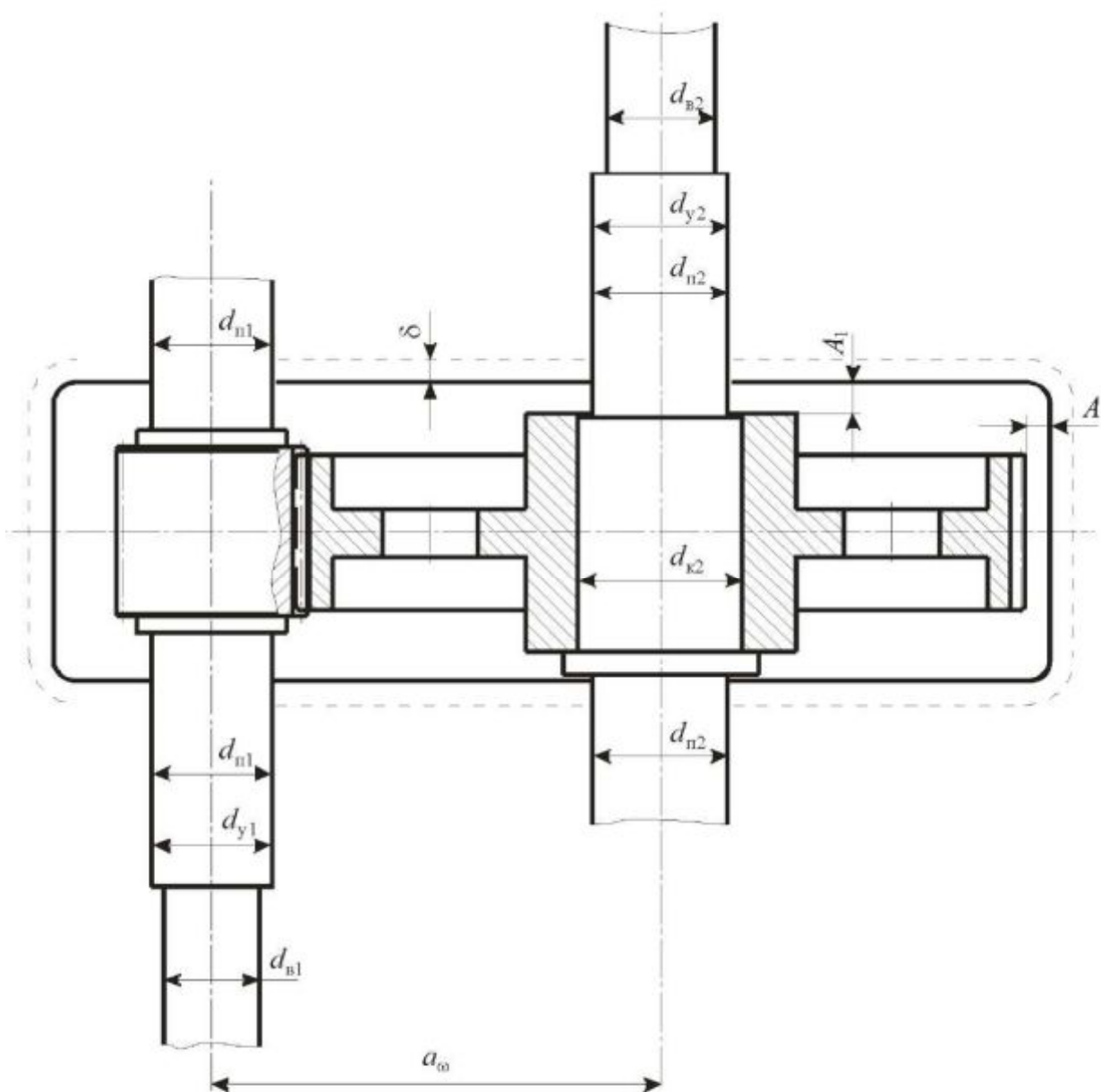


Рисунок 2 – Оформление внутренней стенки корпуса

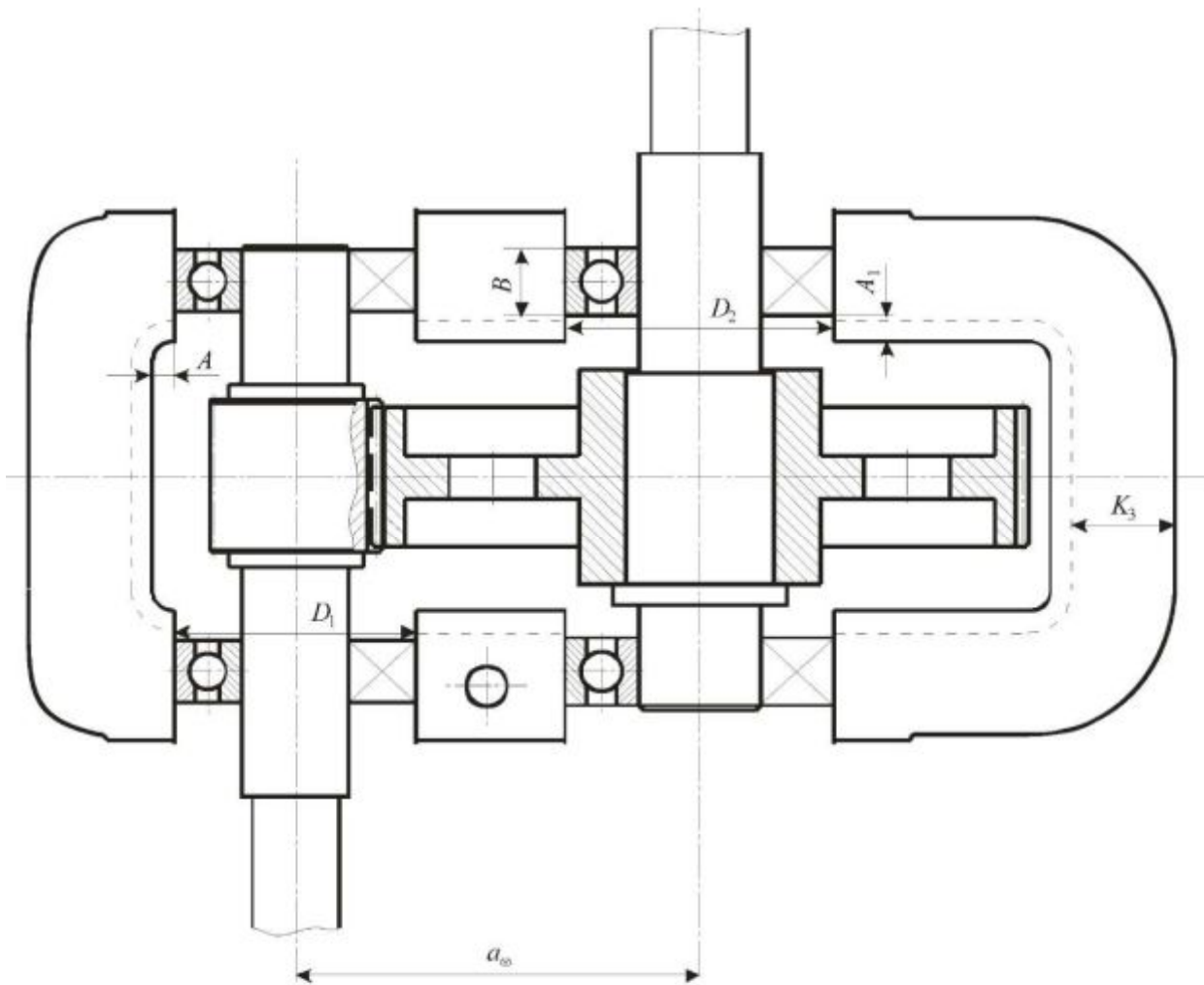


Рисунок 3 – Размещение подшипников

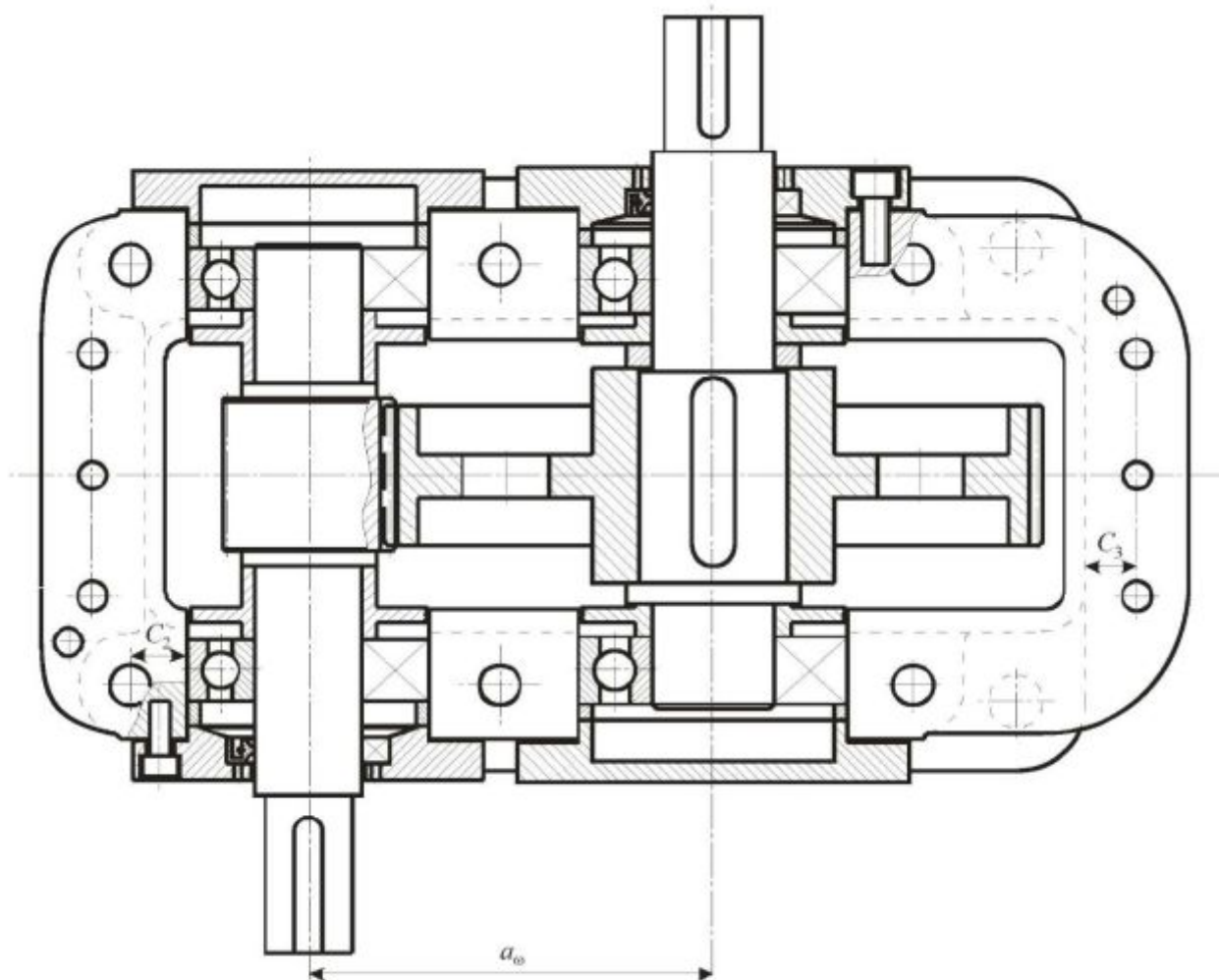


Рисунок 4 – Оформление подшипниковых крышек, валов и отверстий под болты

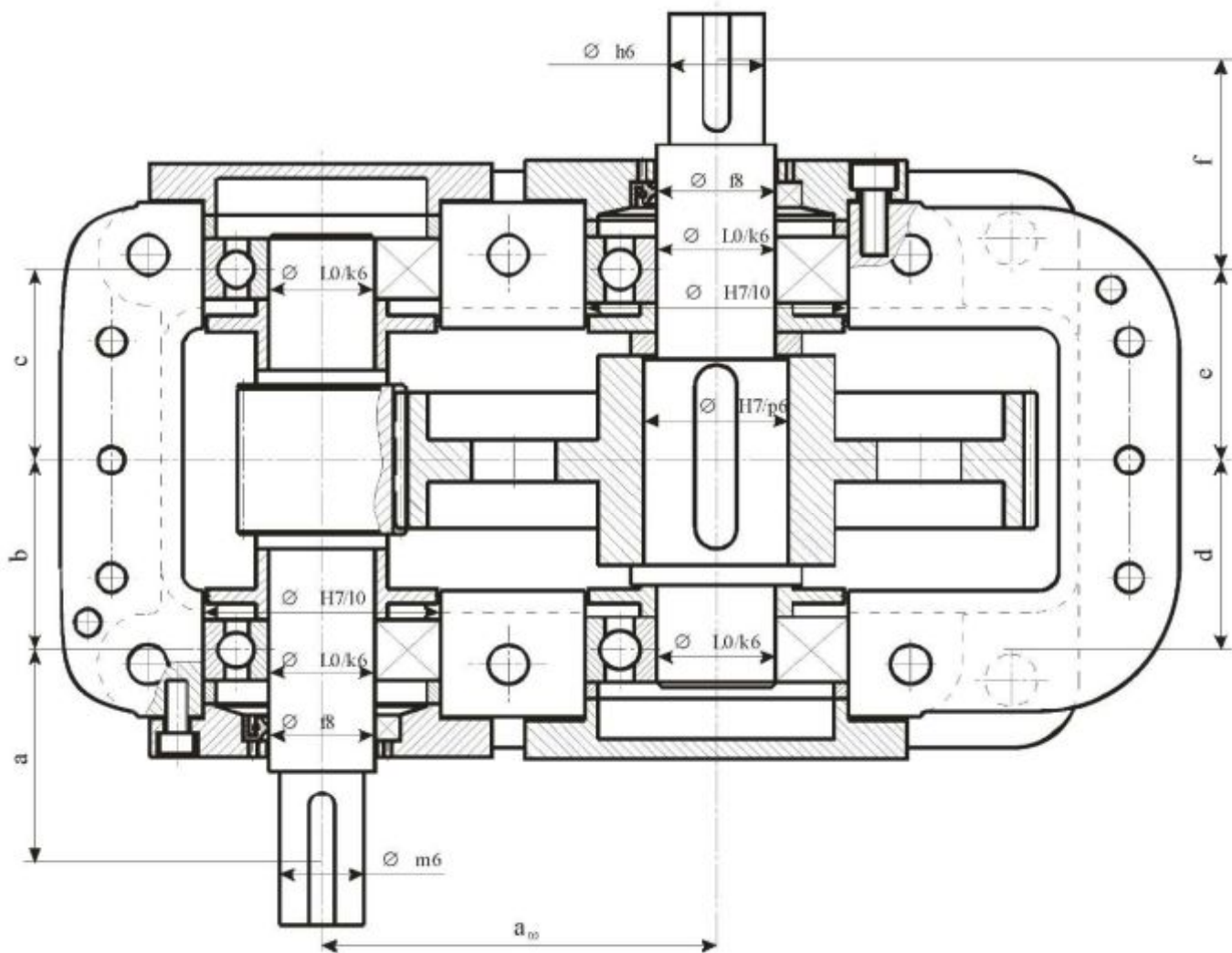


Рисунок 5 – Окончательный вариант компоновочного чертежа

ЛИТЕРАТУРА

1. Акулов Н.В., Коновалов Э.Я. Разработка привода с одноступенчатым приводом: практ. руководство. – Гомель: ГГТУ, 2005.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие. – М.: Высш. шк, 2001.
3. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование: Учеб. пособие. – Мн.: УП «Технопринт», 2001.
4. Курсовое проектирование деталей машин: Справ. пособие. Ч. I и II/А.В. Кузьмин и др. – Мн.: Выш. школа, 1982.
5. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие/ С.А. Чернавский и др. – М.: Машиностроение, 1987.
6. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. – Калининград: Янтар. сказ, 2002.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1 Подготовка исходных данных для разработки эскизного проекта	3
1.1 Предварительный расчет валов. Выбор муфты	4
1.2 Конструктивные размеры шестерни и колеса	6
1.3 Конструктивные размеры корпуса и крышки редуктора	7
1.4 Предварительный выбор подшипников качения	8
1.5 Выбор штифтов, диаметров отверстий под болты и оформление фланцев	9
Литература	17