

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧЕРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и
тепловые процессы»

***Твердотельное моделирование
шестеренного насоса
в программной среде Siemens NX***

Методические указания и исходные данные
к выполнению курсовой работе по дисциплине
«Объёмные гидромашины и гидропередачи»



РОСТОВ НА ДОНУ
2021

Автор: канд. технич. наук, доц. **Фридрих Р.А., Полешкин М.С.**

Твердотельное моделирование шестеренного насоса в программной среде Siemens NX: Метод. указания и исходные данные к выполнению курсового проекта (курсовой работы, типовых расчетов) по дисциплине «Объёмные гидравлические машины и гидропередачи» - Ростов-на-Дону: Издательский центр ДГТУ, 2021, 41 с.

Предназначены для студентов дневной и заочной форм обучения направлений 13.03.03 «Энергетическое машиностроение», 27.03.05 «Инноватика» и других технических направлений подготовки.

Печатается по решению методической комиссии факультета «Автоматизация, мехатроника и управление»

Рецензент: канд. технич. наук, доц. В.И.Антоненко

© Издательский центр ДГТУ, 2021

Введение

В настоящее время в качестве инновационных методов при проектировании твердотельных объектов различной сложности все шире применяют *трехмерное* компьютерное моделирование. К таким методам можно отнести проектирование с помощью программного продукта SIEMENS NX, а именно входящего в его состав конструкторского приложения (CAD).

Для инженеров-проектировщиков среда NX предоставляет широчайший спектр возможностей, являясь интеграционным способом визуализации изделий, упрощающим и ускоряющим процесс разработки изделий.

В частности, в состав конструкторских приложений NX входят инструменты для проектирования деталей, работы со сборками, создания пользовательских конструктивных элементов, что значительно облегчает труд конструктора.

К тому же, в отличие от решений, включающих только этап конструирования CAD, и закрытых корпоративных решений, программная среда NX позволяет проектировать оснастку, выполнять инженерный анализ, промышленный дизайн, она содержит в себе модуль подготовки управляющих программ для станков с ЧПУ и многое другое.

Целью данных методических указаний является обучение методам трехмерного проектирования шестеренных ОГМ (объёмных гидромашин) с использованием программного продукта Siemens NX 7.5.

В общем случае, шестеренными гидромашинами (ШГМ) называют роторно – вращательные гидромашины, у которых рабочая жидкость в процессе их работы перемещается в направлении, перпендикулярном осям вращения шестерен. Как правило, ШГМ состоят из пары сцепляющихся между собой шестерен, помещенных в плотно обхватывающий их корпус с каналами для подвода и отвода жидкости. Впадины и боковые поверхности зубьев вместе со стенками корпуса образуют рабочую камеру гидромашины.

По типу зацепления ШГМ выполняются с внешним и внутренним зацеплением. Достоинство первых – в возможности работы при высоких нагрузках ($p_{max} \leq 30 \text{ МПа}$); достоинство вторых – высокая компактность.

Наибольшее распространение в машиностроении получили одноступенчатые ШГМ, состоящие из двух прямозубых шестерен внешнего зацепления с одинаковым числом зубьев эвольвентного профиля.

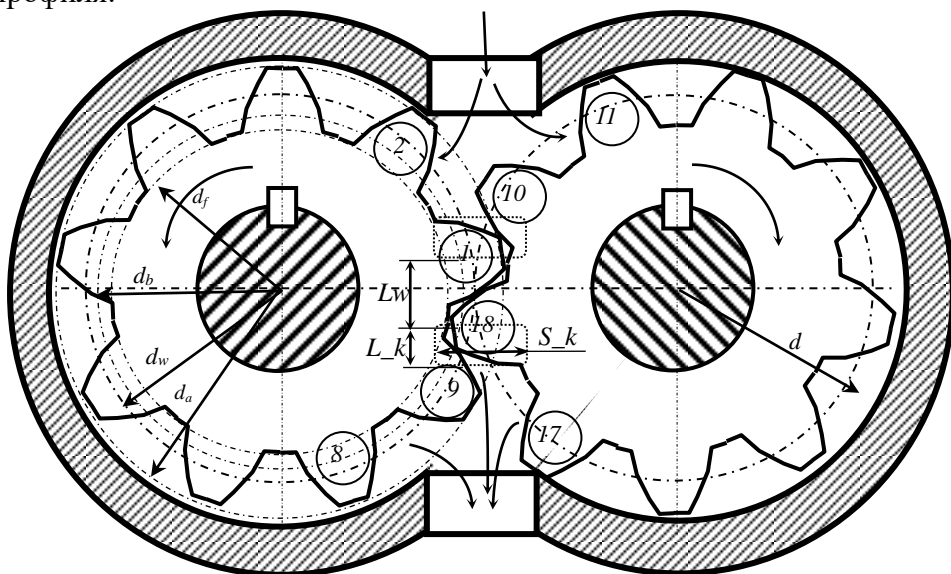


Рисунок 1 Схема одноступенчатой ШГМ с внешним зацеплением: d_f - диаметр впадин; d_a - диаметр вершин; d_b - диаметр основной окружности, d_w - диаметр начальной окружности, d - диаметр делительной окружности; L_k - длина разгрузочной канавки; L_w - расстояние между разгрузочными канавками; S_k - ширина канавки.

В общем случае выполнение курсового проекта (КП) – самостоятельная творческая работа по решению комплексной инженерной задачи. Знания и опыт, приобретенные при выполнении КП являются базой для выполнения дипломного проектирования, подготовкой к решению более сложных задач общетехнического характера, с которыми будущий инженер встретится в своей практической деятельности по окончании университета.

КП предусматривает расчет и проектирование ОГМ, и должен включать в себя 3 листа графической части (ф. А1) и пояснительную записку (объемом 35-40 листов ф. А4).

В графической части проекта необходимо оформить: 1) плакат с проекционным видом ШГМ в сборе и в рассредоточенном виде;

2) чертеж общего вида (или сборочный чертеж);

3) лист детализовки нескольких (от 4 до 6) элементов ШГМ (подшипник, ведущий вал-шестерня, передняя крышка, задняя крышка, ведомый вал, корпус, фигурная манжета, защитное кольцо). Структура пояснительной записки должна быть следующей: титульный лист; задание на курсовой проект; содержание; введение; основная (расчетная) часть; заключение (выводы); список использованной литературы; приложения.

Задание оформляется на типовом бланке в соответствии с последними двумя цифрами номера зачетной книжки и исходными данными, приведенными в настоящем руководстве, и должно быть утверждено преподавателем и заведующим кафедрой.

В водной части пояснительной записки КП рассматривается актуальность темы, кратко излагаются основные сведения, полученные в ходе обзора и анализа состояния технического вопроса, а именно: принципа действия гидромашин заданного типа; существующих вариантов конструктивных решений; области применения гидромашин заданного типа.

В основной части должны быть отражены решения следующих вопросов: определена теоретическая подача; рассчитан рабочий объем; произведен выбор и обоснование конструктивного решения; спроектированы элементы, определяющие форму рабочей камеры и выполнен расчет их конструктивных параметров; спроектирован и рассчитан распределительный узел; выполнено проектирование и расчет несущих элементов конструкции (валы, шпоночные и шлицевые соединения, подшипниковые узлы и т.д.), корпусных элементов.

Рекомендуется при выполнении основной части руководствоваться методикой расчетов, приведенной в [1...3], и использовать ЭВМ, имеющееся на кафедре программное обеспечение, и (или) самостоятельно выполненные вычислительные программы.

Заключение должно содержать окончательные выводы по работе, степени её соответствия требованиям технического задания.

При выполнении КП следует руководствоваться Государственными стандартами (ГОСТами) и требованиями Единой Системы Конструкторской Документации (ЕСКД):

1. Исходные данные и выбор прототипа

Исходные данные принимаются в соответствии с номером зачетной книжки из таблиц 1 и 2 и согласовываются с преподавателем в виде технического задания.

Таблица 1

Предпоследняя цифра зачетной книжки	Частота вращения	КПД объемный	КПД механический	Коэффициент неравномерности	Направление вращения
	n , об/мин	η_o	η_m	δ	
0	950	0,82	0,92	0,03	левое
1	950	0,85	0,92	0,03	правое
2	950	0,87	0,87	0,03	левое
3	1200	0,91	0,87	0,04	правое
4	1200	0,8	0,85	0,04	левое
5	1200	0,85	0,92	0,04	правое
6	1500	0,9	0,92	0,05	левое
7	1500	0,91	0,8	0,05	правое
8	1500	0,82	0,9	0,05	левое
9	2000	0,85	0,94	0,03	правое

Таблица 2

Последняя цифра зачетной книжки	Число зубьев	Подача номинальная	Крутящий момент	Давление номинальное,
	z шт	$Q_{эфф}$ л/мин	$M_{эфф}$ Н*м	p_n МПа
0	8	25		16
1	9		9,6	12,5
2	10	26,5		6,3
3	11	11		16
4	12		34	12
5	8	10,2		6,3
6	9	8,1		16
7	10		12	12,5
8	11	7,4		6,3
9	12		25	16

Далее, на основе обзора имеющихся конструктивных исполнений, необходимо принять вариант схемного решения конструкции ШГМ в целом, определить её состав (элементную базу).

В данной работе, в качестве примера, используются сведения и исходные данные к проектированию для варианта № 99, приведенные в [1] (*частота вращения $n=2000$ об/мин; объемный КПД $\eta_o=0,9$; механический КПД $\eta_m=0,94$; подача эффективная $Q_{эфф}=20$ л/мин; номинальное давление $p=16$ МПа. Тип ОГМ – шестеренный*), а в качестве прототипов для моделирования рассмотрено исполнение гидронасоса НШ6-3 (Рис.2), и конструктивные решения, примененные в гидронасосе НШ-10 (Рис.4).

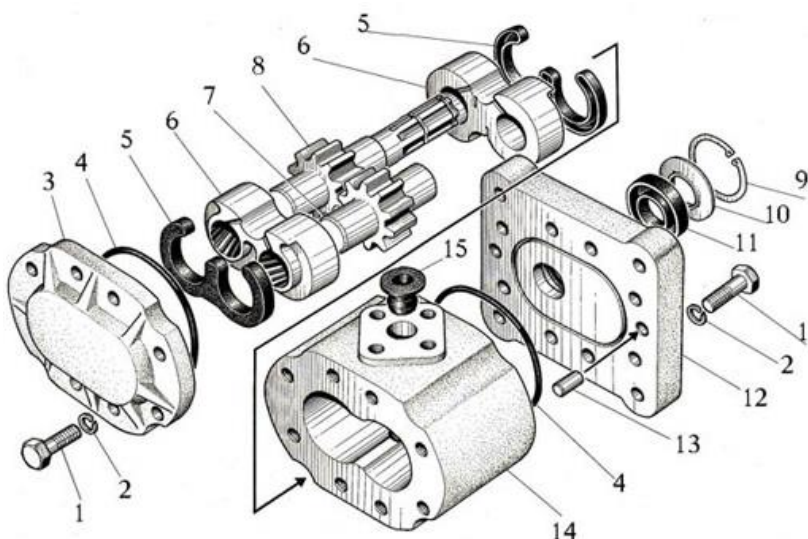


Рисунок 2 Насос НШ6-3 в разобранном виде: 1-болт; 2-шайба; 3-крышка задняя; 4- кольцо уплотнительное; 5 – манжета фигурная; 6 – подшипник; 7 – шестерня ведомая; 8- шестерня ведущая; 9 – кольцо стопорное; 10 –кольцо опорное; 11 – манжета; 12-крышка передняя; 13- штифт; 14 – корпус; 15 – заглушка транспортная.

Таблица 1

Перечень элементов гидронасоса НШ6Е-3 (см. рис. 2)

Поз.	Наименование	Кол.
1	Болт М6-6gx20.88.35.019 ГОСТ 7796-70	16
2	Шайба 6.65Г.019 ГОСТ6402-70	16
3	Крышка нижняя	1
4	Кольцо 055-060-30 ГОСТ 9833-73	2
5	Манжета	2
6	Подшипник	2
7	Шестерня ведомая	1
8	Шестерня ведущая	1
9	Кольцо В28 ГОСТ 13943-86	1
10	Кольцо опорное	1
11	Манжета 1,2-14x28ГОСТ 8752-79	2
12	Крышка верхняя	1
13	Штифт	2
14	Корпус	1
15	Пробка	1

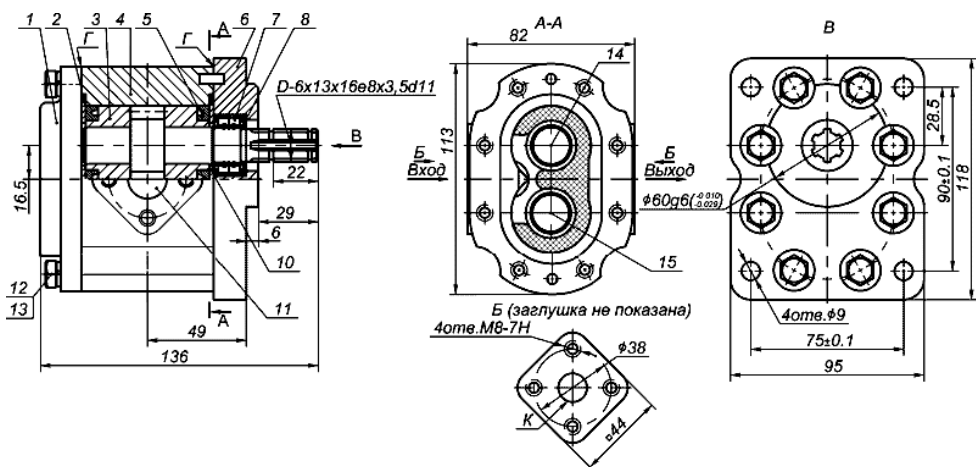


Рисунок 3 Чертеж общего вида насоса типа НШ6Е-3: 1-крышка задняя; 2 - кольцо уплотнительное; 3 – подшипник; 4 – корпус; 5 – манжета фигурная; 6 - крышка передняя; 7 – манжета; 8 – кольцо опорное; 9 – штифт; 10 – пластина; 11 – канал; 12 - болт; 13 -шайба; 14 - шестерня ведущая; 15 – шестерня ведомая.

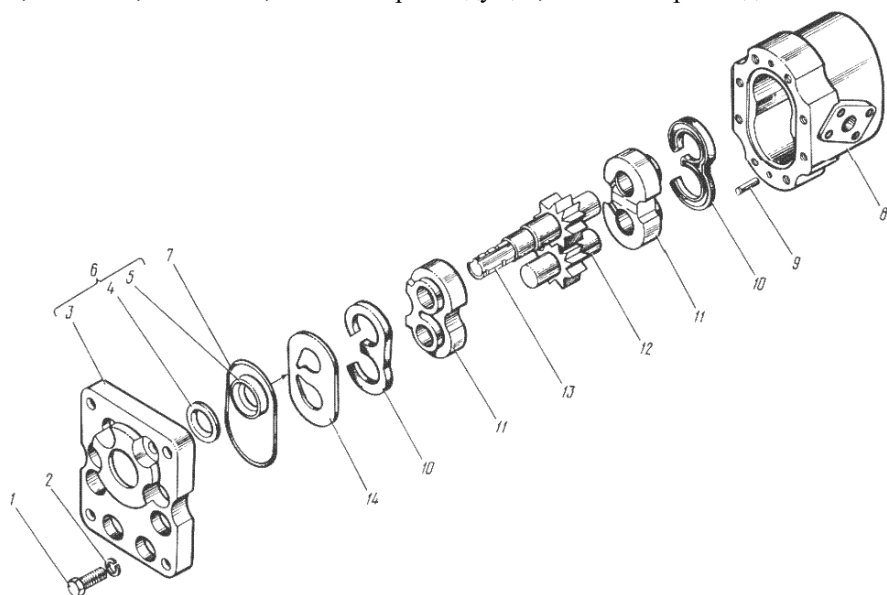


Рисунок 4. Насос НШ10 в разобранном виде: 1 - болт; 2 -шайба; 3 - крышка передняя; 4 - кольцо опорное; 5 – манжета; 6 - крышка передняя в сборе; 7 - кольцо уплотнительное; 8 – корпус; 9 – штифт; 10 – манжета фигурная; 11 – подшипник; 8 – кольцо опорное; 10 – пластина; 11 – канал; 12 – шестерня ведомая; 13 - шестерня ведущая; 14 –пластина.

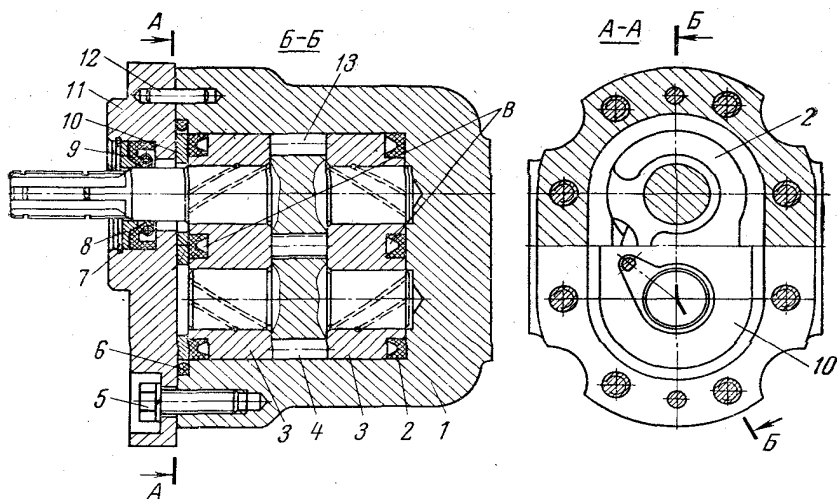


Рисунок 5 Шестеренный насос типа НШ-10: 1- корпус; 2- манжета фигурная; 3 обойма-подшипник; 4,13- ведомая и ведущая вал-шестерни; 5- винт; 6- кольцо резиновое; 7- кольцо стопорное; 8- кольцо опорное; 9- манжета; 10- пластина; 11- крышка; 12- штифт

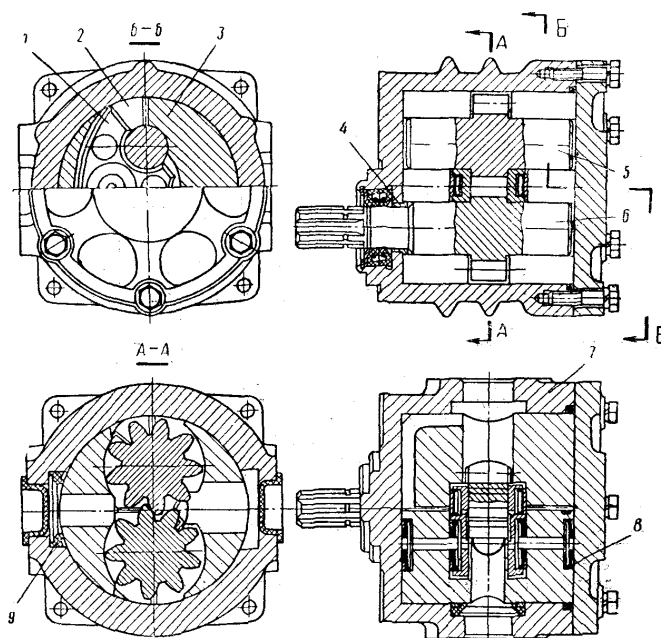


Рисунок 6 Шестеренный насос типа НШ-100 (круглый): 1- пластик; 2 – поджимная обойма; 3 – обойма-подшипник; 4 - втулка; 5, 6 – вал-шестерни; 7- корпус; 8, 9- манжеты.

2. Теоретические положения

2.1 Расчет рабочего объема

2.1.1. При проектировании гидронасоса:

а) по заданной эффективной подаче $Q_{эф}$ определяется теоретическая (расчетная) подача Q_m .

$$Q_m = \frac{Q_{эф}}{\eta_{об}} \quad (1)$$

где η_o - объёмный КПД гидронасоса;

б) исходя из заданной частоты вращения n , определяется рабочий объем насоса $V_{o(n)}$

$$V_{o(n)} = \frac{Q_m}{n} \quad (2)$$

2.1.2. При проектировании гидромотора:

а) по заданному эффективному крутящему моменту $M_{эф}$ определяется теоретический крутящий момент гидромотора M_m :

$$M_m = \frac{M_{эфф}}{\eta_m} \quad (3)$$

б) исходя из заданного номинального давления p_n , определяется рабочий объем гидромотора $V_{o(m)}$:

$$V_{o(m)} = 2 \cdot \pi \cdot M_m / p_n, \quad (4)$$

где p - номинальное давление, Па.

2.2 Расчет параметров шестерни

2.2.1 Вначале следует подобрать модуль зацепления m . Для предварительного выбора модуля зацепления шестерен m , при их

окружной скорости $v=10...20$ м/с и отношения $b/m=6...10$, пользуются эмпирической зависимостью [8]

$$m = (0.3...0.5) \cdot \sqrt{Q_m} \text{ мм}, \quad (5)$$

где Q_m - теоретическая подача (расход) в л/мин.

Полученное значение округляют до ближайшего значения из **ряда модулей зубчатого зацепления** для эвольвентных зубчатых колес, мм: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100.

2.2.2 Дальнейший расчет параметров шестерни основан на допущении, что ШГМ за каждый оборот переносит из полости всасывания в полость нагнетания количество рабочей жидкости, равное сумме объемов впадин между зубьями и что каждый объем впадин равен объему зуба. В этом случае рабочий объем V_0 шестеренной ГМ можно найти как:

$$V_0 = \Pi \cdot h \cdot b = 4 \cdot \pi \cdot r_w \cdot m \cdot b = 2 \cdot \pi \cdot z \cdot m^2 \cdot b \quad (6)$$

где Π – длина делительной окружности (периметр), $\Pi=2\pi r$;

h – высота зуба, $h=2m$;

r – радиус делительной окружности, $r=mz/2$;

m – модуль зацепления ;

z – число зубьев шестерен;

b – ширина шестерни.

Следовательно, ширина шестерни b связана с рабочим объёмом, числом зубьев и модулем зацепления зависимостью вида:

$$b = \frac{V_0}{2 \cdot \pi \cdot z \cdot m^2} \quad (7)$$

Варьируя числом зубьев, получают несколько вариантов соотношения ширины и диаметра начальной окружности шестерни, из которых по конструктивным соображениям выбирается один. Исходя из практического опыта, отношение ширины шестерни (длины зубьев) к диаметру начальной окружности $d_w=2r_w$ в шестеренных ОГМ высокого давления принимают как:

$b/d_w=0,5...0,6$ для насосов с подшипниками качения;

$b/d_w=0,4...0,5$ для насосов с опорами скольжения.

При меньших значениях этого отношения, объемный КПД гидравлической машины снижается, а при больших – затрудняется герметизация сопряженных зубьев в полюсах зацепления.

2.2.3 Для шестерен с коэффициентом перекрытия $\epsilon > 1$ вычисляется неравномерность подачи δ :

$$\delta = \frac{2.2}{z + 1.3} \cdot 100\% \quad (8)$$

Полученная величина пульсации δ^* сравнивается с заданной δ .
Условие равномерности подачи $\delta \geq \delta^*$.

2.2.4 Рассчитаем другие геометрические размеры шестерни:

-диаметр делительной окружности

$$d = zm; \quad (9)$$

-угол зацепления шестерен

$$a_{fw} = \arccos \frac{z}{z+1} \cos \alpha, \quad (10)$$

где α - угол профиля зуба, $\alpha = 20^\circ = 0,349 \text{ рад}$;

-диаметр начальной окружности

$$d_w = d \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}; \quad (11)$$

-коэффициент суммы смещения

$$x_\Sigma = \frac{z(\text{inv} \alpha_{fw} - \text{inv} \alpha) - 0,04}{2 \text{tg} \alpha}, \quad (12)$$

где $\text{inv} \alpha_{fw}$ и $\text{inv} \alpha$ -инвалюты углов α_{fw} и α , $\text{inv} \alpha_{fw} = \text{tg} \alpha_{fw} - \alpha_{fw}$ и $\text{inv} \alpha = \text{tg} \alpha - \alpha$;

-диаметр окружности впадин

$$d_f = (z + 2 \cdot x_\Sigma - 1,6)m; \quad (13)$$

-диаметр окружности вершин зубьев

$$d_a = 2 \cdot d_w - d_f - 2 \cdot C \cdot m; \quad (14)$$

где C - коэффициент радиального зазора, можно принять $C=0,25$;
- диаметр основной окружности

$$d_o = z \cdot m \cdot \cos \alpha. \quad (15)$$

- минимальная длина опоры l подшипника скольжения

$$l = \frac{0,9 \cdot p \cdot b_{\text{гост}} \cdot R_e}{d_p \cdot [q]} \quad (16)$$

где d_p – диаметр опоры (меньше либо равен диаметру окружности впадин);

$[q]$ - удельное давление, для оловянисто–свинцовой бронзы БрОС-10-2 $[q] \leq 10 \text{ МПа.}$;

R_e – радиус окружности вершин зубьев, $R_e = d_a/2$.

Для разгрузки запертого во впадинах объёма рабочей жидкости могут использоваться глухие канализационные канавки небольшой глубины, выполняемые на боковых крышках насоса. Расстояние между разгружающими канавками можно принять как

$$L_w = 2,8 \cdot m \cdot \frac{\cos \alpha_w}{\cos \alpha} \quad (17)$$

Длина канавки $L_k = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha_w \cdot \sin \alpha$. Ширина $S_k = 1,2 \dots 1,5m$. Глубина при $10 \leq Z \leq 17$ и $m \leq 3 \text{ мм}$ принимается $h_k = 0,05m$, при модуле m , равном 4, 5 и 6 мм глубину принимают 2,5 мм, 4 мм и 5,5 мм соответственно.

2.3 Шлицевое соединение

Для обеспечения передачи крутящего момента в прототипе используется приводной вал со шлицами (см. рисс. 2....5. В этом случае необходимо подобрать шлицевое соединение, (прямобоочные - по ГОСТ 1139-80, эвольвентные - по ГОСТ 6033-80) в зависимости от диаметра вала, а затем произвести прочностной расчет.

Исходные данные для выбора и расчета шлицевого соединения:

1. Крутящий момент, передаваемый шлицевым соединением M , $H \cdot m$;

2. Диаметр вала в опасном сечении d (см. выражение (3.11));

3. Материал вала (например, *сталь 45 ГОСТ 4543-71*).

Выбирается тип шлицевого соединения, и шлиц проверяется из условия смятия его рабочих граней по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{d_c \cdot h \cdot z \cdot B \cdot \psi} \leq [\sigma_{см}] \quad (18)$$

где $\sigma_{см}$ – напряжение при смятии,

d_c – средний диаметр шлицевого соединения,

h – высота поверхности контакта шлицев,

B – длина шлица,

$\psi = 0,8$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шлицами,

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение при смятии.

Определяется допускаемое напряжение при смятии:

$$[\sigma_{см}] = \frac{\sigma_m}{n}, \quad (17)$$

где σ_m – предел текучести, для материала **сталь 45** $\sigma_m = 520$ МПа;

$n = 1,4$ – коэффициент запаса прочности.

Исходя из соблюдения условия смятия, $\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}]$, делается вывод о правильности выбора шлицевого соединения, об обеспечении его прочности и надежности.

В *Приложении А* представлена информация о прямобочных шлицевых соединениях (ГОСТ1139-91), средняя серия.

2.4 Шпоночное соединения

Наиболее широко в машиностроении для передачи крутящего момента применяются призматические шпонки. Такие шпонки имеют прямоугольное сечение с отношением высоты к ширине от 1 (для валов до 22 мм) до 0,5 (для валов больших диаметров).

Сечение шпонки подбирают по ГОСТ 23360-78 (см. Приложение Б) в зависимости от диаметра вала, а длину шпонки ℓ назначают на 5-10 мм меньше длины ступицы (но не более **1,5d**). Основным для шпоночного соединения является условный расчет на смятие:

$$\sigma_{cm} = \frac{2M}{d_6 \cdot \ell_p \cdot t_2} \leq [\sigma_{cm}] \quad (18)$$

где ℓ_p - рабочая длина шпонки;

t_2 -глубина врезания шпонки в ступицу

Если условие $\sigma_{cm} \leq [\sigma_{cm}]$ не выполняется, то можно образовать соединение с помощью двух шпонок, устанавливаемых под углом 120° или 180° .

2.5 К вопросу проектирования корпусных элементов

Детали корпусов должны быть прочными, жесткими, герметичными, технологичными, удобными для сборки, разборки и технического обслуживания, эстетичными и т.д.

Достаточно часто корпусные элементы представляют собой разъемные пары корпус-крышка, стягиваемые винтами.

В этом случае толщина стенки корпуса, помимо указанных ранее требований, должна также позволять выполнить в ней резьбовое отверстие. Следовательно, важным конструктивным параметром становится диаметр стягивающего винта.

Диаметр винта может быть рассчитан, исходя из действующего на него растягивающего напряжения, по выражению [2]:

$$d_6 = \sqrt{4F / (\pi \cdot [\sigma_p])}, \text{ мм}, \quad (19)$$

где F – внешняя растягивающая нагрузка, приходящаяся на один винт, H , принимается как составляющая сил реакции от действия давления рабочей жидкости p_{max} на проекцию площади поверхности крышки S ;

$$F = \frac{p_{max} \cdot S}{z_6}, H, \quad (20)$$

z_6 – число винтов;

$[\sigma_p]$ - допускаемое напряжение для болтов, винтов и шпилек, $МПа$, может быть найдено в соответствии с таблицей 3, исходя из соотношения с пределом текучести σ_t :

Таблица 3

Отношение $[\sigma_r]/\sigma_T$ - для резьбовых соединений

Сталь	Постоянная нагрузка при диаметре d резьбы, мм		Переменная нагрузка от 0 до максимальной при диаметре d резьбы, мм	
	6...16	16...30	6...16	16...30
углеродистая	0,2...0,25	0,25-0,4	0,08...0,12	0,12
легированная	0,15...0,2	0,2...0,3	0,1...0,15	0,15

Глубина резьбы ℓ принимается из соотношения $\ell/d_6=1,5..2$.

При проектировании корпуса толщину стенок и основания δ можно принимать как

$$\delta = 1,12 \cdot \sqrt[4]{M_T} \geq 6 \text{ мм}.$$

Из конструктивных соображений толщина стенки может также быть принята из условия, чтобы расстояние от отверстия до наружного края составляло не менее половины диаметра (см. рисунок 7).

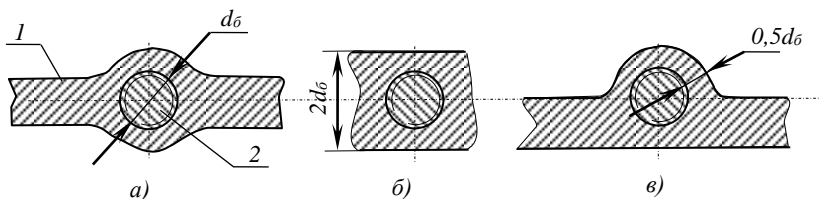


Рисунок 7 Варианты исполнения стенки корпуса

2.6 Проектирование уплотняющих устройств

Обеспечение непроницаемости для газов и жидкостей стен и поверхностей, ограничивающих внутренние части и объёмы гидромашин, а также их стыков и соединений является одной из важнейших задач проектирования ОГМ.

В общем случае герметичность стыков перемещающихся одна относительно другой или жестких поверхностей элементов конструкции достигается созданием малого зазора (бесконтактное соединение) или устранением зазора с помощью уплотняющего элемента из эластичного материала (паронит, резина, полиуретан и т.п.)

При монтаже и последующей эксплуатации упругие свойства эластичных уплотняющих элементов должны обеспечивать

необходимую герметичность, поэтому установочное место выполняют несколько меньше размеров уплотняющего элемента.

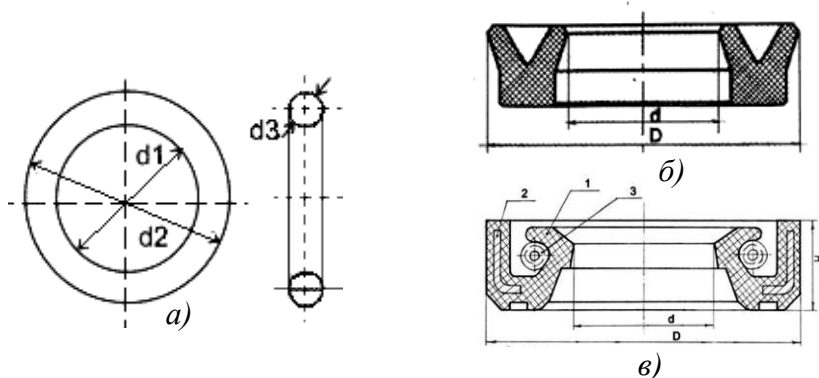


Рисунок 8 Наиболее распространенные эластичные уплотняющие элементы: а) - кольца уплотнительные круглого сечения по ГОСТ 9833-73 (обозначение типоразмера: d1-d2-d3 (пример 005-008-19), где d1 -внутренний диаметр, мм; d2 – наружный диаметр, мм; d3 –диаметр сечения кольца, умноженный на 10); б) - манжеты уплотнительные резиновые для гидравлических устройств по ГОСТ 14896-84; в) - манжеты армированные для валов по ГОСТ 8752-79, 1-резина; 2-каркас; 3- пружина.

Например, место под кольцо резиновое уплотнительное круглого сечения (ГОСТ 9833-73) проектируется таким образом, чтобы его объём был больше объёма кольца на 10...15%, однако при сборке происходило сдавливание резины (радиальное или осевое) на 20...25%

В *Приложении В* приведена выборка данных из ГОСТ 8752-79 «Манжеты армированные для валов». В *Приложении Г* приведены сведения о кольцах уплотнительных круглого сечения по ГОСТ 9833-73 для диаметра сечения 2,5 мм.

3. Этапы формирования твердотельной модели

3.1 Создание трехмерной модели ведомой шестерни

Запускаем NX7.5 Открываем новый документ в формате «Модель», сразу сохраняя его, например, в виде файла «wedom_shest.prt» в папке D:\pomp_shest_NX\.

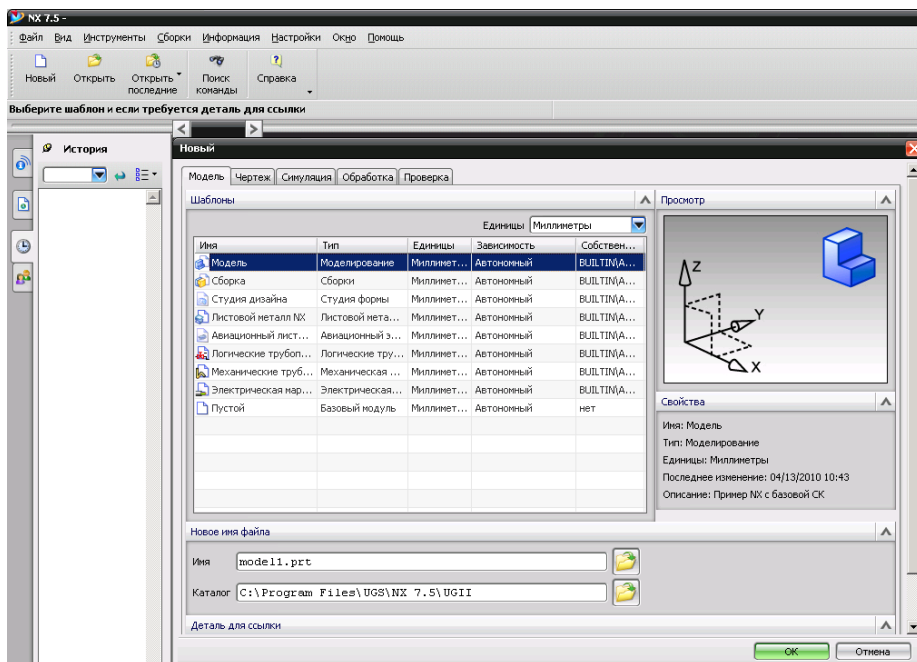


Рисунок 9. Стартовое окно NX

Активируем вкладку «=Выражения...» в «Инструменты» (Рис.10.).

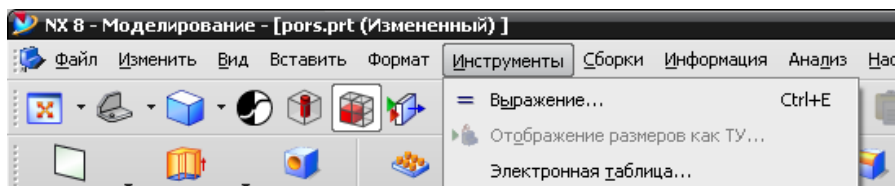


Рисунок 10. Последовательность доступа к вкладке «=Выражение...»

Используя сведения, представленные в [1], в разделах 4.1 (с.41) и 4.2 (с.45), в открывшемся окне поочередно «Добавляем» (см. табл. 3:

Таблица 3

Обозначение	Формула	Комментарии
1) исходные данные		
Q_{eff}	20	подача эффективная, л/мин
n	2000	число оборотов, об/мин
p	16	Давление, МПа
η_o	0,9	объемный КПД, %
2) Принимаемые данные:		
z	7	число зубьев, шт
α	20	угол профиля зуба, град.
C	0,25	коэффициент радиального зазора
3) основные расчетные зависимости		
Q_t	Q_{eff}/η_o	теоретическая подача, л/мин
V_o	$Q_t/n \cdot 10^6$	рабочий объем, мм ³
m	$0,5 \cdot Q_t^{0,5}$	модуль зацепления
m_{gost}	По результату (2,5)	принимаемые значение модуля, мм
b	$V_o / (2 \cdot \pi \cdot z \cdot m_{gost}^2)$	ширина шестерни, мм
b_{gost}	По результату (40)	принимаемая ширина шестерни, мм
d	$m_{gost} \cdot z$	диаметр делительной окружности, мм
α_{fw}	$\arccos(z/(z+1)) \cdot \cos(\alpha)$	угол зацепления шестерен
inv_alpha	$\tan(\alpha) - \alpha \cdot \pi / 180$	инвалюта угла профиля зуба
inv_alpha_{fw}	$\tan(\alpha_{fw}) - \alpha_{fw} \cdot \pi / 180$	инвалюта угла зацепления шестерен
X_{sigm}	$(z \cdot (inv_alpha_{fw} - inv_alpha) - 0,04) / 2 \cdot \tan(\alpha)$	коэффициент суммы смещения
d_w	$d \cdot \cos(\alpha) / \cos(\alpha_{fw})$	диаметр начальной

		окружности
d_f	$(z+2*X_{\text{sigm}}-1,6)*m_{\text{gost}}$	диаметр окружности впадин
d_a	$2*d_w-d_f-2*C*m_{\text{gost}}$	диаметр окружности вершин
d_b	$d*\cos(\alpha)$	диаметр основной окружности
s	$m_{\text{gost}}*\pi()/2$	расчетная толщина зуба по делительной окружности
d_{val}	<i>По результату</i>	принимаемое значение диаметра вала (опоры)
q_{ud}	<i>10</i>	предельное удельное давление, МПа
L	$0,45*p*b_{\text{gost}}*d_a/d_{\text{val}}/q_{\text{ud}}/2$	минимальная длина одной опоры вала, мм
4) Параметрические уравнения эвольвенты (профиля зуба)		
t	<i>0</i>	коэффициент параметрических уравнений
xt	$d_b/2*(\cos(360*t)+t*2*\pi()*\sin(360*t))$	координата по оси x
yt	$d_b/2*(\sin(360*t)-t*2*\pi()*\cos(360*t))$	координата по оси y
zt	<i>0</i>	координата по оси z

На рис.9 приведен вариант заполнения списка выражений.

Далее приступаем к формированию эвольвентного профиля боковой поверхности зуба. Сплайн (кривую) строим с помощью параметрических уравнений, внесенных в «Выражения»: «Вставить»→ «Кривые» → «Кривая по закону...»→»ОК» (рис.12). Создаём Эскиз в текущем приложении.

Выражения



Список выражений








Именованный

Имя	Формула	Значение	Е.	Тип	Комментарий
alfa	20	20		Число	угол профиля зуба, град
alfa_fw	$\arccos(z/(z+1)) * \cos(\text{alfa})$	27.20882274		Число	угол зацепления шестерен, град
b	$V_0 / (2 * \pi() * z * m_gost^2)$	40.42030301		Число	расчетная ширина шестерни, мм
b_gost	40	40		Число	принятая ширина шестерни, мм
C	0.25	0.25		Число	коэффициент радиального зазора
d	$m_gost * z$	17.5		Число	диаметр делительной окружности, мм
d_a	$2 * d_w - d_f - 2 * C * m_gost$	21.33598722		Число	диаметр окружности вершин, мм
d_b	$d * \cos(\text{alfa})$	16.44462086		Число	диаметр основной окружности, мм
d_f	$(z + 2 * X_{\text{sigm}} - 1.6) * m_gost$	14.39539304		Число	диаметр окружности впадин, мм
d_val	14	14		Число	диаметр вала под подшипник, мм
d_w	$d * \cos(\text{alfa}) / \cos(\text{alfa_fw})$	18.49069013		Число	диаметр начальной окружности, мм
etta_0	0.9	0.9		Число	объемный коэффициент полезного дейст...
inv_alfa	$\tan(\text{alfa}) - \text{alfa} * \pi() / 180$	0.01490438...		Число	инвалюта угла профиля зуба, рад
inv_alfa_fw	$\tan(\text{alfa_fw}) - \text{alfa_fw} * \pi() / 180$	0.03924132...		Число	инвалюта угла зацепления, рад
L	$0.45 * p * b_gost * d_a / d_val / q_ud / 2$	21.94558686		Число	минимальная длина опоры вала, мм
m	$0.5 * Q_t^{\wedge} 0.5$	2.357022604		Число	расчетный модуль зуба
m_gost	2.5	2.5		Число	принятый модуль зуба
n	2000	2000		Число	число оборотов, об/мин
p	16	16		Число	давление, МПа
q_ud	10	10		Число	предельное удельное давление, МПа
Qeff	20	20		Число	эффективная подача, л/мин
Qt	$Q_{\text{eff}} / \text{etta}_0$	22.22222222		Число	теоретическая подача, л/мин
s	$m_gost * \pi() / 2$	3.926990817		Число	толщина зуба по делительной окружност...
t (Сплайн...	0	0		Число	коэффициент параметрического уравнения
V_0	$Q_t / n * 10^{\wedge} 6$	11111.11111		Число	рабочий объем, м/с
Xsigm	$(z * (\text{inv_alfa_fw} - \text{inv_alfa}) - 0.04) / 2 \tan(\text{alfa})$	0.1790786072		Число	коэффициент суммы смещения
xt (Сплай...	$d_b / 2 * (\cos(360 * t) + t * 2 * \pi() * \sin(360 * t))$	8.222310432		Число	координаты профиля по оси X
yt (Сплай...	$d_b / 2 * (\sin(360 * t) - t * 2 * \pi() * \cos(360 * t))$	0		Число	координаты профиля по оси Y
z	7	7		Число	число зубьев, шт
zt (Сплай...	0	0		Число	координаты профиля по оси Z

Тип: Число Длина

Имя: мм

Формула:  

ОК Применить Отмена

Рисунок 10. Заполненная вкладка «=Выражение...»

Выбираем координатную плоскость YOX. Переходим в режим «Вид сверху» (для удобства). Из центра проводим радиальный луч до начала сплайна (для формирования ножки зуба).

С помощью кнопки «дуга по центру и конечным точкам» строим (от произвольной точки на сплайне) участок дуги произвольной длины

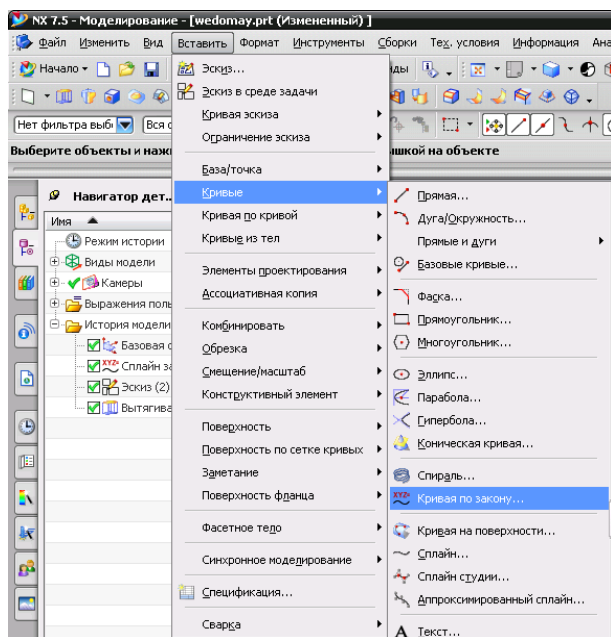


Рисунок 11. Путь к построению сплайна

отражаем сплайн профиля и радиальный луч относительно вспомогательной линии. (Выделяем две линии (сплайн и луч), далее - «Вставить»→ «Кривая эскиза»→ «Зеркальная кривая...»→ «Выберите кривую» →«Выберите ось» → «ОК»).

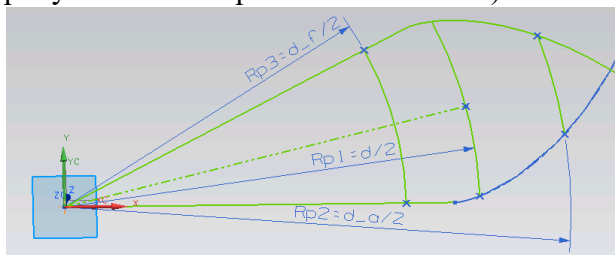


Рисунок 12 Формирование контура зуба

Активируем вкладку «Вытягивание». При включенной кнопке «Остановка по пересечению» выбираем 6 кривых, образующих контур зуба. «Вытягиваем» этот контур «симметрично» на половину ширины шестерни, $b_{gost}/2$. Оптимизируем. Скрываем эскиз и сплайн. Оптимизируем.

против часовой стрелки. Радиус дуги приравняем $d/2$ (делительный радиус). Через команду «Размер периметра» присваиваем длине дуги размер толщины зуба s . Из базового центра строим луч (отрезок) до середины дуги (отключив кнопки выбора точки на кривой и точки начала кривой) и переводим линию во вспомогательную линию.

Зеркально

Строим две дуги из центра, соединяя одной дугой точки на сплайнах (радиусом вершин $d_a/2$), а второй дугой точки на лучах (радиусом впадин $d_f/2$).

Открываем Эскиз на плоскости YOX. Строим окружности диаметром d_v (вал) и d_f (впадины). Вытягиваем обе окружности «симметрично» на половину ширины шестерни, $b_{gost}/2$. Вытягиваем окружность d_v «симметрично» на сумму половины ширины шестерни и длины опоры, $b_{gost}/2 + L$. Завершаем действие.

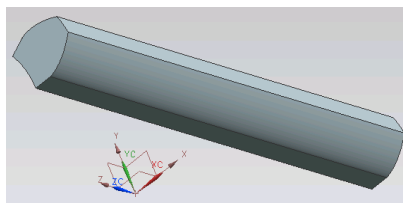


Рисунок 13. Вид одного зуба

Активируем «Элемент массива». Элемент шаблона - зуб. Компоновка – «круговой» (массив). Число → «формула» → z ; угол шага → $360/z$; ось вращения → Z , заданная точка → 0 → «ОК». Объединяем.

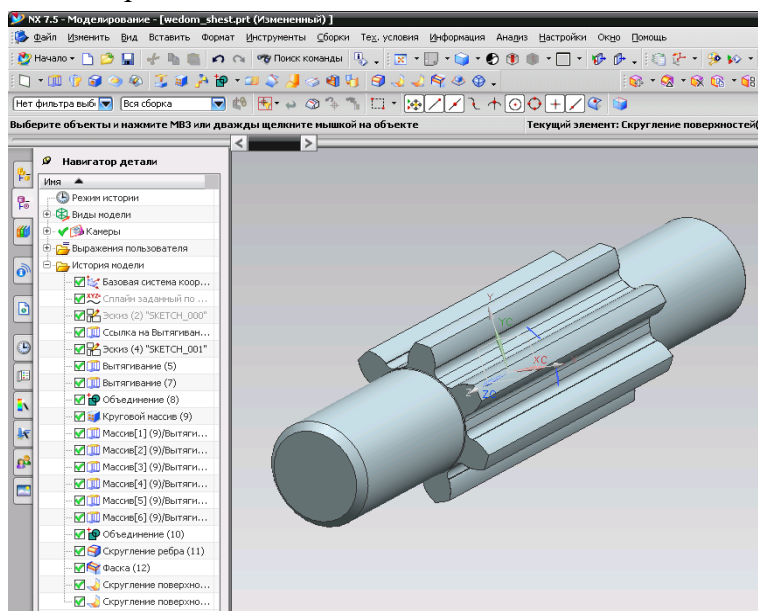


Рисунок 14. Ведомая шестерня

Выполним скругление радиусом $0.4 * m_{gost}$ при основании каждого зуба (ножки). Для удобства перейдем в «Каркасное» представление объекта. При $z=7$ нужно выполнить 14 скруглений. Также необходимо выполнить 2 фаски по торцам вал-шестерни и скругление при переходе от шестерни к валу.

3.2 Создание трехмерной модели ведущей шестерни

Открываем созданный ранее файл «wedom_shest.prt». Пересохраняем его под именем, например, «wedush_shest.prt». Под шлицы «удлиним» одну из шеек. Но предварительно во вкладке «=Выражения...» вносим исходные данные к формированию этой хвостовой части.

Выражения					
Список выражений					
Задаваемый пользователем					
Имя	Формула	Значение	E	Тип	Комментарий
alfa	20	20		Число	угол профиля зуба, град
alfa_fw	$\arccos(z/(z+1)) \cdot \cos(\text{alfa})$	27.20882274		Число	угол зацепления шестерен, град
b	$V_0 / (2 \cdot \pi \cdot z \cdot m_{\text{gost}}^2)$	40.42030301		Число	расчетная ширина шестерни, мм
b_gost	40	40		Число	принятая ширина шестерни, мм
bz	3	3		Число	ширина шлица, мм
C	0.25	0.25		Число	коэффициент радиального зазора
d	$m_{\text{gost}} \cdot z$	17.5		Число	диаметр делительной окружности, мм
d_a	$2 \cdot d_w - d_f - 2 \cdot C \cdot m_{\text{gost}}$	21.33598722		Число	диаметр окружности вершин, мм
d_b	$d \cdot \cos(\text{alfa})$	16.44462086		Число	диаметр основной окружности, мм
d_f	$(z + 2 \cdot X_{\text{sigm}} - 1.6) \cdot m_{\text{gost}}$	14.39539304		Число	диаметр окружности впадин, мм
d_val	14	14		Число	диаметр вала под подшипник, мм
d_w	$d \cdot \cos(\text{alfa}) / \cos(\text{alfa}_{\text{fw}})$	18.49069013		Число	диаметр начальной окружности, мм
dsnar	14	14		Число	диаметр шлица наружный, мм
dsvn	11	11		Число	диаметр шлица внутренний, мм
etta_0	0.9	0.9		Число	объемный коэффициент полезного дейст...
inv_alfa	$\tan(\text{alfa}) - \text{alfa} \cdot \pi / 180$	0.01490438...		Число	инвалюта угла профиля зуба, рад
inv_alfa_fw	$\tan(\text{alfa}_{\text{fw}}) - \text{alfa}_{\text{fw}} \cdot \pi / 180$	0.03924132...		Число	инвалюта угла зацепления, рад
L	$0.45 \cdot p \cdot b_{\text{gost}} \cdot d_a / d_{\text{val}} / q_{\text{ud}} / 2$	21.94558686		Число	минимальная длина опоры вала, мм
L_sh_gost	25	25		Число	длина шлица принятая, мм
L_sh_ras	$10 \cdot M_t / ((dsnar^2 - dsvn^2) \cdot z_1 \cdot \sigma_{\text{sm}})$	1.760528753		Число	длина шлица расчетная, мм
m	$0.5 \cdot Q_t \cdot 0.5$	2.357022604		Число	расчетный модуль зуба
m_gost	2.5	2.5		Число	принятый модуль зуба
Mt	$V_0 \cdot p / 2 \cdot \pi \cdot i$	28294.21211		Число	Крутящий момент Н*мм
n	2000	2000		Число	число оборотов, об/мин
p	16	16		Число	давление, МПа
q_ud	10	10		Число	предельное удельное давление, МПа
Qeff	20	20		Число	эффективная подача, л/мин
Qt	$Q_{\text{eff}} / \text{etta}_0$	22.22222222		Число	теоретическая подача, л/мин
rs	0.2	0.2		Число	радиус скругления шлица, мм
s	$m_{\text{gost}} \cdot \pi / 2$	3.926990817		Число	толщина зуба по делительной окружност...
sigma_sm	500 / 1.4	357.1428571		Число	допустимое напряжение при снятии, МПа
Vo	$Q_t \cdot n \cdot 10^{-6}$	11111.11111		Число	рабочий объем, мм3
Xsigm	$(z \cdot (\text{inv_alfa}_{\text{fw}} - \text{inv_alfa}) - 0.04) / 2 \cdot \tan(\text{alfa})$	0.1790786072		Число	коэффициент суммы смещения
z	7	7		Число	число зубьев, шт
z1	6	6		Число	число шлицов, шт

Рисунок 15. Заполненная вкладка «=Выражение...»

Вначале зададимся размерами шлицевого соединения исходя из диаметра вала d_{val} : наружный диаметр шлицев $dsnar$, внутренний

диаметр ds_{vn} , число шлицов $z1$, ширина шлица bz , радиус скругления шлица rs ; фаска шлица fs . Далее вносим параметры и зависимости для подбора длины шлицевой части и шейки вала под манжетное уплотнение: предел прочности на смятие σ_{sm} (для материала сталь 45 $[\sigma] = 370 \text{ МПа}$); крутящий момент $Mt = Vo * p / 2 / \pi()$ Расчетная длина шлицевой части $L_{sh_ras} = Mt / (ds_{nar}^2 - ds_{vn}^2) * z1 * \sigma_{sm} / 100$. Принятая длина шлица L_{sh_gost} . Далее - внутренний диаметр манжеты d_m и её ширину h_m . (например, для манжеты 1 -14x28-7 по ГОСТ8752-79, $d_m = 14 \text{ мм}$, а $h_m = 7 \text{ мм}$).

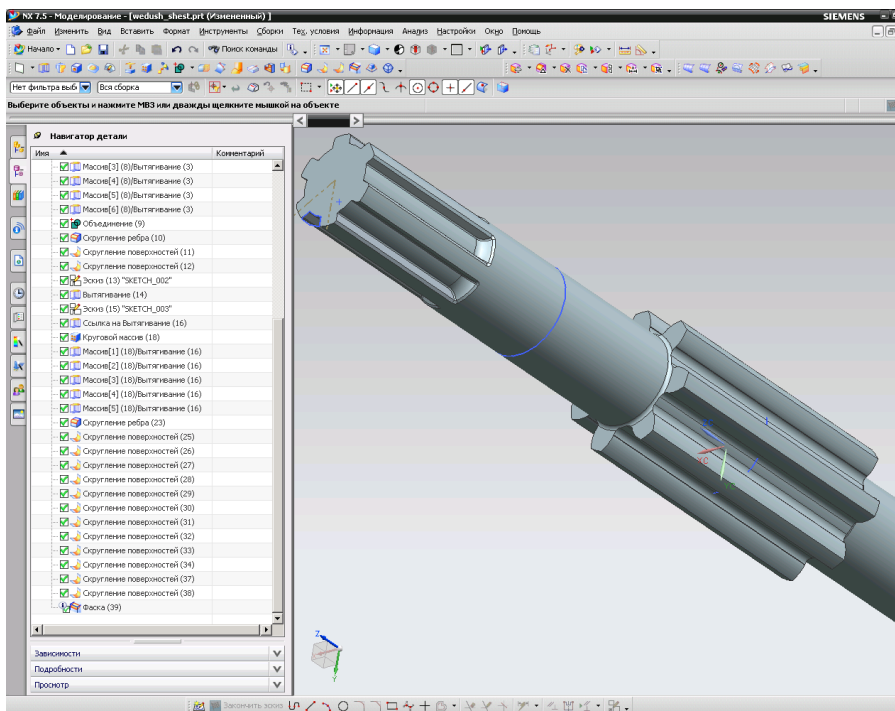


Рисунок 16. Вращающаяся шестерня

Удалим команду на выполнение фасок. На одном из торцов вала рисуем окружность диаметром ds_{nar} . Вытягиваем её на длину $L = 3 * h_m + L_{sh_gost}$. На получившейся торцевой части «откроем» эскиз. Нанесем вертикальную вспомогательную линию из центра вверх до диаметра ds_{nar} . Справа от неё на расстоянии $bz/2$ строим вертикальный отрезок от ds_{nar} вниз. Под углом $360/z1$ к вертикальной вспомогательной линии строим ещё одну вспомогательную линию из

цента до диаметра $dsnar$. Влево, по кругу от неё, на расстоянии $bz/2$, строим параллельный ей отрезок от $dsnar$. Между получившимися отрезками (боковыми контурами шлицевой прорези) строим две дуги радиусами $dsvn/2$ и $dsnar/2$. Вкладкой «Вытягивание» контуром из четырех линий сформируем прорезь на длину L_{sh_gost} . Радиусом 2 мм скругляем дальнюю внутреннюю грань прорези («выход» инструмента при нарезании). Вкладкой «Элемент массива» выполняем остальные прорези. Скруглим радиусы rs внутренних граней и выполним фаски fs на наружных гранях шлицов.

Выполним фаску на другом торце вал-шестерни.

3.3 Создание трехмерной модели подшипника

Открываем новый документ в формате «Модель», сохраняя его, например, в виде файла «podsh_shest.prt» в папке D:\pomp_shest_NX\.

Во вкладке «=Выражения...» вносим исходные данные к формированию подшипникового узла: принятую длину одной опоры вала L_{gost} ; диаметр вала d_{val} ; диаметр вершин зубьев шестерни d_a ; диаметр начальной окружности d_w ; межосевое расстояние $a_w = d_w$; эффективная подача Q_{eff} ; максимальная скорость рабочей жидкости во всасывающем канале w_{max} (примем $3\text{ м/с} = 1800\text{ дм/мин}$); расчетный диаметр всасывающего канала $d_{ws} = (4 * Q_{eff} / \pi()) / w_{max}^{0.5} * 100$; принятый диаметр всасывающего канала d_{ws_gost} .

Для формирования глухих канализационных канавок (разгрузка запертого объёма) вводятся: модуль зацепления m ; угол профиля $alfa$; угол зацепления шестерен $alfa_{fw}$; расстояние между разгружающими канавками $Lw = 2.8 * m * \cos(alfa_{fw}) * \cos(alfa)$; длина канавки $L_k = \pi() * m * \cos(alfa_{fw}) * \sin(alfa)$; ширина канавки $S_k = 1.2 * m$; глубина канавки $h_k = 0.05 * m$.

Выбираем координатную плоскость YOX. Переходим в режим «Вид сверху» (для удобства). На оси OX слева и справа от оси OY (симметрично) строим по две концентрических окружности радиусами d_{val} и d_a . Расстояние между центрами устанавливаем равным a_w . Наружные окружности соединяем горизонтальным отрезком длиной d_{ws} . «Обрезаем» лишние линии и «вытягиваем» эскиз на длину L_{gost} . Завершаем эскиз.

Для формирования установочного места под фигурную манжету открываем следующий эскиз на одной из торцевых поверхностей.

Строим симметричные окружности диаметром $(d_a - d_{val})/3$, касательные к наружному контуру подшипника с центрами, отстоящими от оси OX на расстоянии $d_{val}/2$ (в сторону всасывания).

Касательно к ним и концентрично окружностям отверстий под валы строим ещё две окружности (их диаметры получатся по $(d_a + 2d_{val})/3$). Из центра координат строим окружность до касания. По наружному контуру выполним две дуги и отрезок. Далее «отрезаем» неиспользуемые участки линий до получения требуемого под установочное место контура. «Вытягиваем» на глубину $(d_a - d_{val})/3$. Завершаем эскиз.

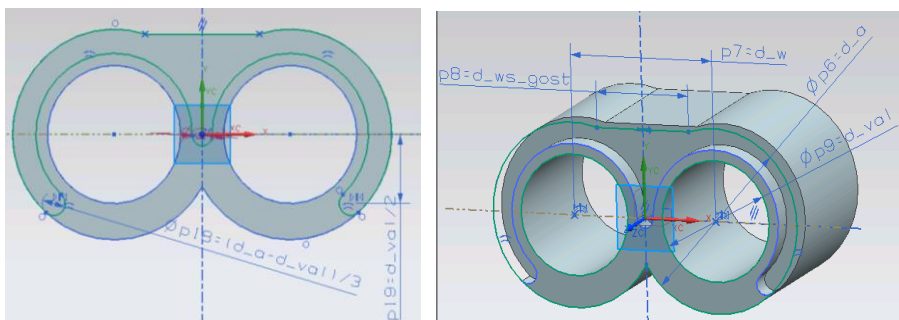


Рисунок 17. Подшипник

Приступим к формированию канализационной канавки. Открываем эскиз на противоположной торцевой поверхности. Строим прямоугольник «от центра» - на оси OY выше оси OX.

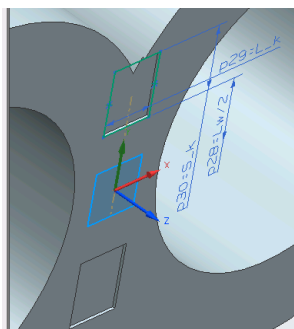


Рисунок 18. Канавки

Размеры: в длину L_k , в высоту - S_k . Расстояние от нижней стороны прямоугольника до оси OX - $Lw/2$. Получившийся контур вытягиваем на глубину h_k .

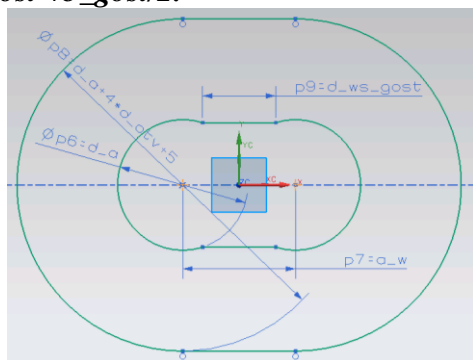
Копируем («Вставить»→«Ассоциативная копия»→«зеркальный элемент»...).

3.4 Модель корпуса

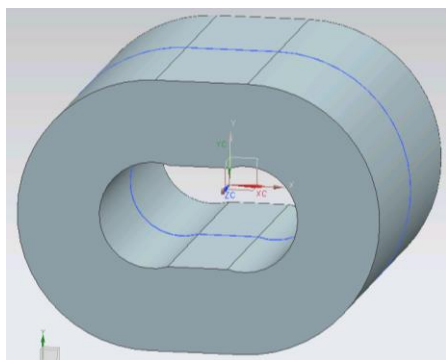
Открываем новый документ в формате «Модель», сохраняя его, например, в виде файла «korpus_shest.prt» в папке D:\pomp_shest_NX\.

Во вкладке «=Выражения...» вносим исходные данные к формированию корпуса: длину одной опоры вала $L_{gost}=22$; диаметр вершин зубьев шестерни $d_a=21.4$; диаметр начальной окружности $d_w=18.5$; межосевое расстояние $a_w=d_w$; принятый диаметр всасывающего канала $d_{ws_gost}=12$; принятая ширина шестерни $b_{gost}=40$, допустимое максимальное давление $p_{max}=20$ МПа; число болтов $z_b=6$; допускаемое напряжение для болтов $\sigma_b=80$ МПа; проекция площади поверхности крышки $S_{kr}=(\pi()*d_a/4+a_w)*d_a$; внешняя растягивающая нагрузка, приходящаяся на один винт $F_b=p_{max}*S_{kr}/z_b$; расчетный диаметр винта $d_b=(4*F_b/\pi()/\sigma_b)^{0.5}$; принятый диаметр отверстия под крепеж $d_{otv}=7$.

Создаем «ЭСКИЗ» на координатной плоскости YX. На оси OX строим две симметричные относительно плоскости YZ окружности диаметрами d_a , с расстоянием между центрами a_w . Соединяем горизонтальными отрезками длинами по d_{ws_gost} парные точки на окружностях (сверху и снизу, см. рис. 18,а). Концентрично к имеющимся окружностям строим ещё две диаметрами $d_a+4*d_{otv}+5$ (с учетом места под уплотнительное кольцо). Касательно к ним, сверху и снизу, достраиваем горизонтальные прямые. Обрезаем «лишние» линии. Вытягиваем получившийся эскиз симметрично на расстояние $L_{gost}+b_{gost}/2$.



а)



б)

Рисунок 19. Эскиз контура и результат «вытягивания»

Создаем «ЭСКИЗ» на одной из получившихся торцевых плоскостях. С помощью команд «Вставить»→«Кривая по кривой»→«Смещение», строим вспомогательную линию на расстоянии d_{otv} от внешнего контура вовнутрь. На получившейся вспомогательной линии

размещаем контуры отверстий под крепеж d_{otv} : одно отверстие на пересечении с осью ОХ, второе и третье – сверху и снизу, на пересечении с вертикальной линией, проходящей через центр окружности диаметром d_a . Остальные три копируем через команды «Вставить»→«Кривая эскиза»→«Зеркальная кривая».

В отверстиях указываем резьбу с помощью команд «Вставить»→«Элементы проектирования»→«Резьба».

С помощью команд «Вставить»→«Ассоциативная копия»→«Зеркальный элемент» копируем семь элементов (шесть элементов «символическая резьба» и один – «Вытягивание») относительно плоскости YOX.

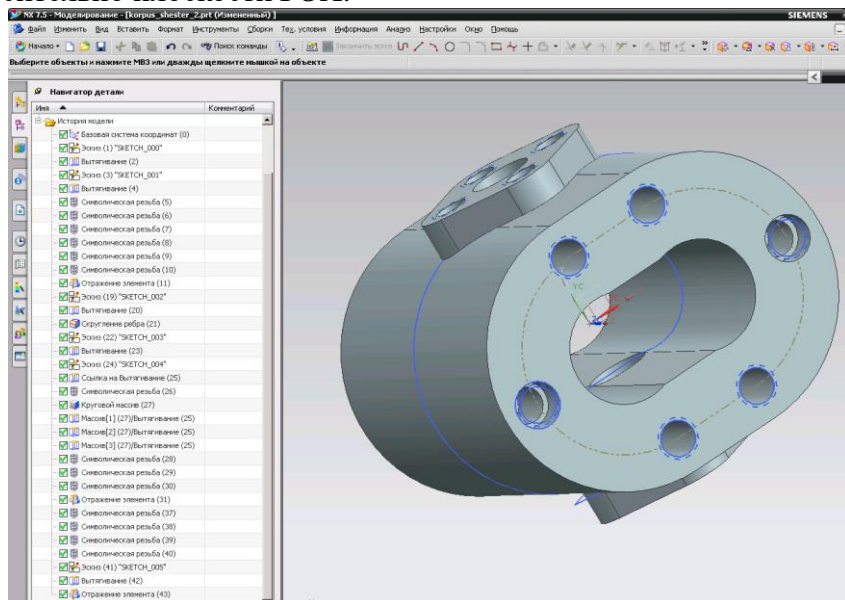


Рисунок 20. Корпус

Далее приступаем к формированию присоединительного фланца. На одной из боковых поверхностях строим эскиз в виде квадрата со сторонами не менее $d_{ws_gost} + 2*d_b + 5$ (с учетом места под уплотнительное кольцо). Вытягиваем симметрично на 10 мм. В центре выполняем отверстие диаметром d_{ws_gost} . Выполняем резьбовые отверстия под крепеж (с центрами на окружности диаметром $d_{ws_gost} + d_b + 5$). Скругляем ребра радиусом d_{otv} .

С помощью команд «Вставить»→«Ассоциативная копия»→«Зеркальный элемент» копируем: «вытягивание»; 4 отверстия с резьбой; канал для рабочей жидкости.

Для обеспечения соосности отверстия в манжете и шейки ведущего вала (вал-шестерни) можно применить две направляющие втулки, максимально удаленные друг от друга. Установочное место под них формируется «выдавливанием» окружности, равной наружному диаметру втулки $d_{vt} = d_{otv} + 1$ на глубину не менее этого диаметра.

3.5 Модель задней крышки

Открываем новый документ в формате «Модель», сохраняя его, например, в виде файла «zadn_krysh_shest.prt» в папке D:\pomp_shest_NX\.

Во вкладке «=Выражения...» вносим исходные данные к формированию крышки: диаметр вершин зубьев шестерни $d_a = 21.4$; диаметр начальной окружности $d_w = 18.5$; межосевое расстояние $a_w = d_w$; принятый диаметр отверстия под крепеж d_{otv} ; диаметр сечения уплотнительного кольца $d_{s_k} = 2,5$ мм; расчётный периметр кольца $P_k = 2 * a_w + \pi * (d_a + 2 * d_{s_k} + 2)$ (полагая толщину перегородки равной 1 мм); расчетный диаметр уплотнительного кольца $d_k = P_k / \pi$; принимаемый диаметр уплотнительного кольца $d_{k_gost} = 29$ (внутренний диаметр, из справочной литературы).

Имя	▲	Формула	Знач...	Е.	Тип	Комментарий
a_w		d_w	18.5		Число	межосевое расстояние, мм
b		2	2		Число	ширина уплотнительной канавки, мм
d_a		21.4	21.4		Число	диаметр вершин зубьев, мм
d_k		$(4 * P_k / \pi)^{0.5}$	29.217...		Число	расчетный диаметр уплотнительного кольца, мм
d_k_gost		29	29		Число	принятый диаметр уплотнительного кольца, мм
d_otv		7	7		Число	диаметр отверстий под крепеж, мм
d_s_k		2.5	2.5		Число	диаметр сечения уплотнительного кольца, мм
d_w		18.5	18.5		Число	диаметр начальной окружности, мм
d_ws_gost		12	12		Число	диаметр всасывающего канала, мм
h		2	2		Число	глубина уплотнительной канавки, мм
P_k		$2 * a_w + \pi * ((d_a + 7)^2) / 4$	670.47...		Число	расчётный периметр кольца, мм

Рисунок 21. Вкладка «=Выражение...» для эскизирования крышки.

Выбираем координатную плоскость YOX. На оси OX строим две симметричные относительно плоскости YOZ окружности диаметрами $d_a + 4 * d_{otv} + 6$, с расстоянием между центрами a_w .

Касательно к ним, сверху и снизу, достраиваем горизонтальные прямые. Обрезаем «лишние» линии. С помощью команд

«Вставить»→«Кривая по кривой»→«Смещение», строим вспомогательную линию на расстоянии d_{otv} от внешнего контура вовнутрь. На получившейся вспомогательной линии размещаем контуры отверстий под крепеж: одно отверстие на пересечении с осью ОХ, второе на расстоянии d_{ws_gost} от оси ОУ, третье симметрично второму относительно оси ОХ, остальные три копируем через команды «Вставить»→«Кривая эскиза»→«Зеркальная кривая». Вытягиваем получившийся эскиз симметрично на расстояние d_{otv} .

Приступим к формированию установочного места под уплотнительное кольцо. Из центров дуг контура строим две симметричные дуги (полуокружности) радиусами $d_k_gost/2 - a_w/\pi()$. и соединяем горизонтальными касательными линиями.

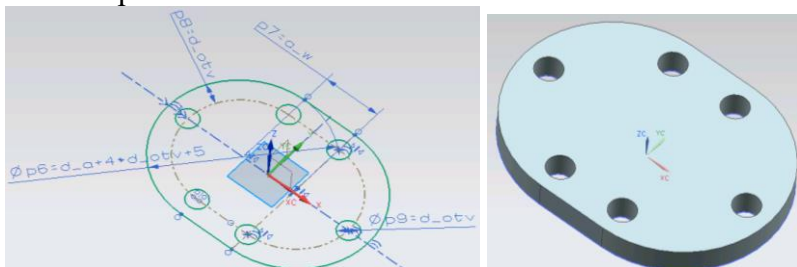


Рисунок 22. Эскиз контура задней крышки и результат «вытягивания»

С помощью команд «Вставить»→«Кривая по кривой»→«Смещение», на расстоянии d_{s_k} строим другую линию, формируя наружный контур. «Вытягиваем» эскиз на глубину 2 мм.

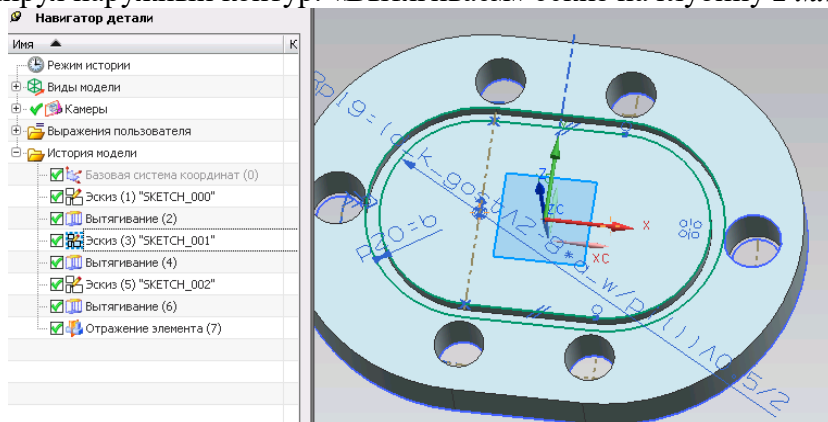


Рисунок 23. Задняя крышка

3.6 Модель передней крышки

Открываем файл «zadn_krysh_shest.prt» и пересохраняем его, например, в виде файла «pered_krysh_shest.prt» в папке D:\pomp_shest_NX\.

Во вкладке «=Выражения...» дополнительно вносим: диаметр вала d_{val} ; наружный диаметр манжеты $D_m=28$ и её толщину $h_m=7$ (из справочной литературы, исходя из диаметра шейки вала); диаметр базовой поверхности фланца $d_{fl}=32$; высота поверхности базирования $h_{pr}=3$.

Имя	Формула	Значение...	Е.	Тип	Комментарий
a_w	d_w	18.5		Число	межосевое расстояние, мм
b	2	2		Число	ширина уплотнительной канавки, мм
d_a	21.4	21.4		Число	диаметр вершин зубьев, мм
d_k	$(4 * P_k / \pi())^{0.5}$	29.217...		Число	расчетный диаметр уплотнительного кольца, мм
d_k_gost	29	29		Число	принятый диаметр уплотнительного кольца, мм
D_m	28	28	мм	Число	Диаметр наружный манжеты, мм
d_otv	7	7		Число	диаметр отверстий под крепеж, мм
D_pr	32	32		Число	Диаметр поверхности базирования, мм
d_s_k	2.5	2.5		Число	диаметр сечения уплотнительного кольца, мм
d_val	14	14		Число	диаметр вала, мм
d_w	18.5	18.5		Число	диаметр начальной окружности, мм
d_ws_gost	12	12		Число	диаметр всасывающего канала, мм
h	2	2		Число	глубина уплотнительной канавки, мм
h_m	7	7	мм	Число	толщина манжеты, мм
h_pr	3	3		Число	высота поверхности базирования, мм
P_k	$2 * a_w + \pi() * ((d_a + 7)^2) / 4$	670.47...		Число	расчётный периметр кольца, мм

Рисунок 24. Вкладка «=Выражение...» для эскизирования передней крышки.

Формируем установочное место под две направляющие втулки («выдавливанием» окружности, равной наружному диаметру втулки $d_{vt} = d_{otv} + 1$).

На одной из плоскостей выполним прямоугольник с боковыми сторонами, касательными к радиусам контура крышки. В углы, касательно к сторонам и радиусу, вписываем окружности диаметрами $d_{otv} * 2$. Строим прямую линию вдоль прямого участка объекта. Выполняем скругления между окружностями и этой линией, радиусом d_{otv} . Концентрично вписанным окружностям строим окружности диаметром d_{otv} . Удаляем «лишние» участки линий и «вытягиваем» на толщину d_{otv} .

На получившейся плоскости «вытягиваем»: базовую поверхность фланца диаметром d_{fl} и высотой $h_{pr}=3$; 6 отверстий под головки крепежных болтов диаметрами $d_{otv}*1.5$ глубиной d_{otv} ; отверстие под манжету диаметром D_m и глубиной h_m+3 ; канавку под стопарное кольцо диаметром $D_m + 1$, толщиной 0,5 мм, на расстоянии от верхнего края 2 мм; отверстие под вал диаметром $d_{val}+1$.

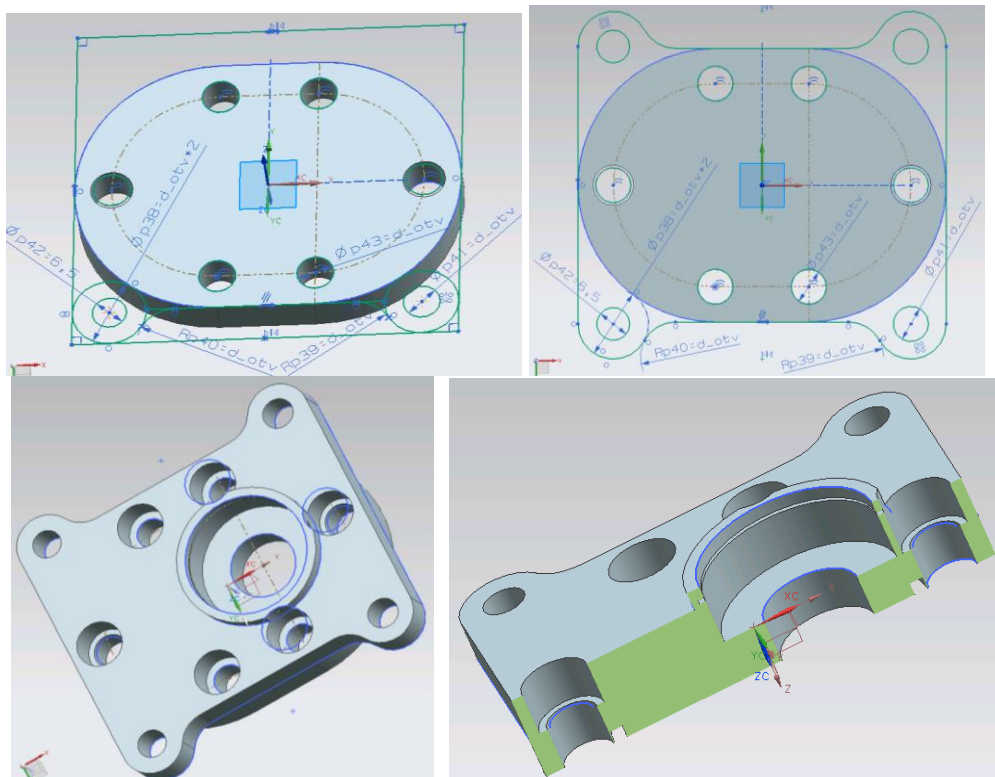


Рисунок 24. Передняя крышка: этапы проектирования

3.7 Типовые детали и элементы

В проектируемой ШГМ имеется ряд элементов, являющихся стандартными изделиями (манжета, стопорное кольцо, уплотнительное кольцо, болты, пружинные шайбы), а также типовыми деталями (направляющая втулка, защитная шайба, фигурная манжета).

Эти элементы можно или заимствовать из библиотеки программы, или сформировать самостоятельно. Прочерчивание перечисленных не

представляет особых сложностей, поэтому подробно нами не рассматривается.

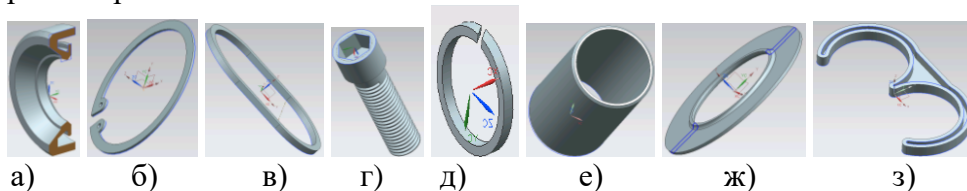


Рисунок 25. Стандартные и типовые детали, уплотнительные элементы

4. Сборка

В шаблоне выбираем вкладку «Сборка» и создаем файл sborka.prt.

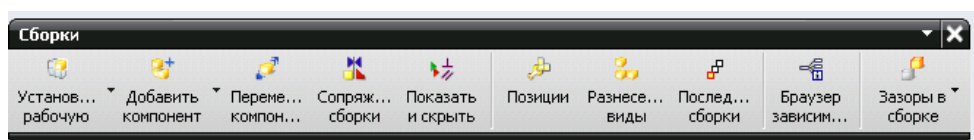


Рисунок 26. Панель инструментов «Сборка» с текстом под «кнопками»

С помощью панели инструментов: «сборка», «добавить компонент» открываем файл «korpus_shest.prt», позиционируем объект в «начало абсолютной системы координат».

Фиксируем положение корпуса относительно системы координат.

Далее поочередно «добавляем» компоненты: подшипник; валы; подшипник; фигурные манжеты; задняя крышка с уплотнительным кольцом; передняя крышка с уплотнительным кольцом; манжета; стопорное кольцо; винты с пружинными шайбами. Позиционирование

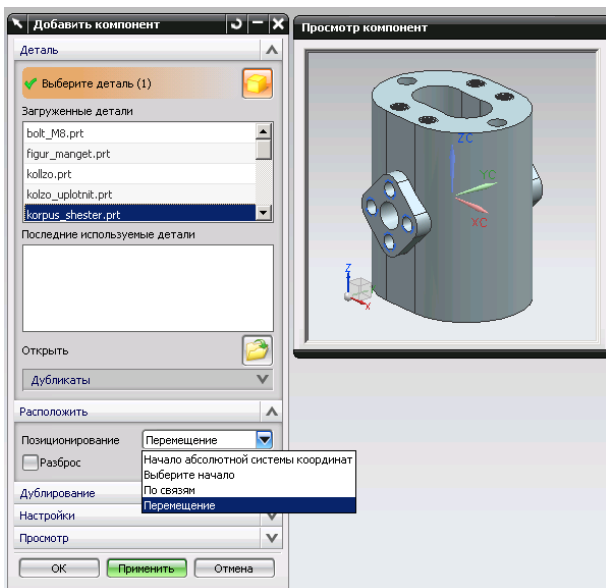


Рисунок 27. Обращение к вкладке «Сборка»

деталей осуществляем в зависимости от формы сопрягаемых поверхностей. В большинстве случаев - «по связям». Тип: «Выравнивание по касанию», «Концентрично» и др.

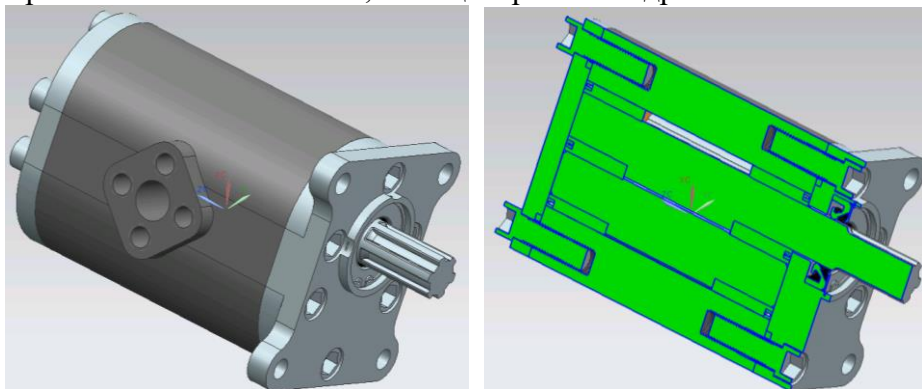


Рисунок 28.Наглядное изображение НШ в сборе: внешний вид и в разрезе

5. Графическая часть

Запускаем NX7.5 Открываем модель детали, чертеж которой необходимо выполнить, например файл «wedom_shest.prt». В боковой панели выбираем вкладку «Роли» в куоторой активируем один из предлагаемых режимов («Расширенные с полным меню»). В верхней панели, во вкладке «Начало» выбираем строку «Черчение...».

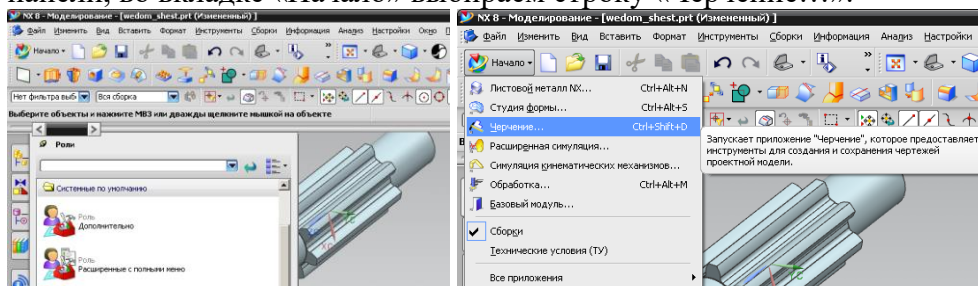


Рисунок 29.Обращение к вкладке “черчение”

В высветившемся окне «Поверхность» указываем заданный размер формата A3 в мм, «книжное» расположение (высота - 297 мм, длина – 420 мм) и масштаб 2:1. «ОК».

Во вкладке «Формат» обращаемся к строке «Шаблоны» (если скрыта, находим через режим «поиск команды» во вкладке «Помощь»).

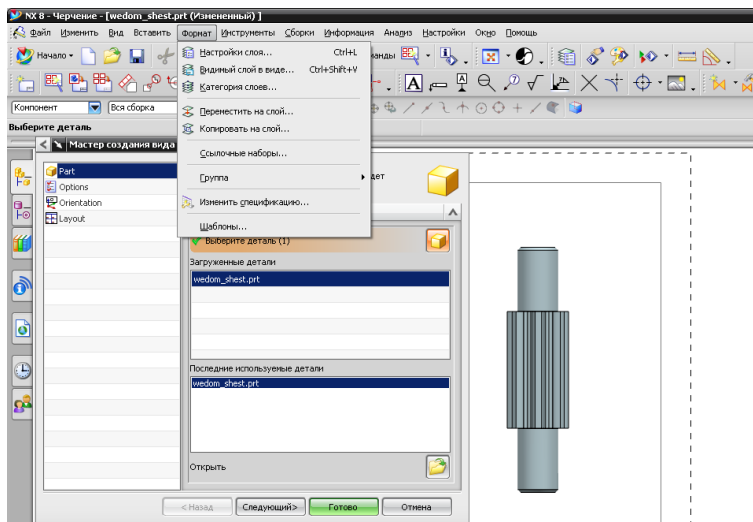


Рисунок 30.Обращение к вкладке “шаблоны”

«Вызываем» подходящее оформление для данной модели из имеющихся, соответствующих ГОСТ (папка «in», файл «297x420-list_1-shtamp.prt»). Соглашаемся с предлагаемыми точками привязки.

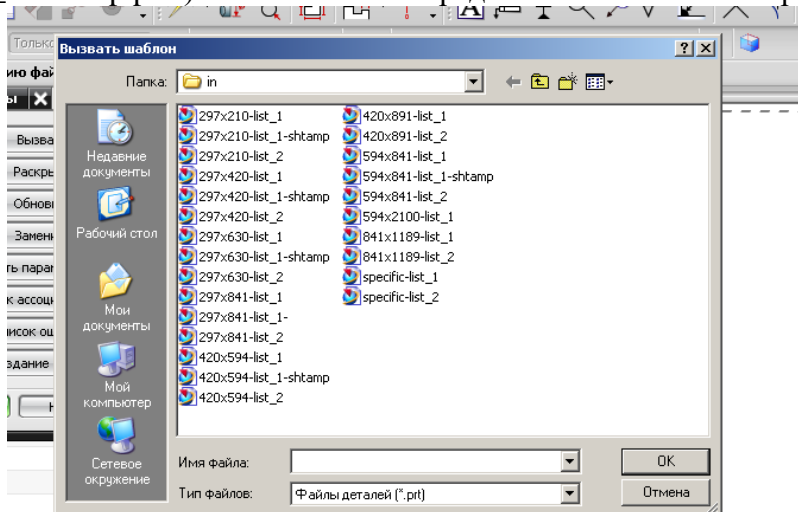


Рисунок 31.Использование имеющегося варианта рамки - “шаблоны»

Следует иметь в виду, что текстовая информация шаблона будет представлена корректно, если используемый шрифт имеется в соответствующей библиотеке, иначе придется «поработать» с файлом шаблона, заменяя шрифт текста.

Приступим к размещению изображения детали в соответствии с требованиями к расположению видов на чертежах. Вначале обращаемся к команде «Базовый вид», далее - «Инструмент ориентации вида». В появившемся «окне» «мышкой» (удерживая кнопку нажатой) поворачиваем объект нужной стороной, а потом функциональной клавишей «F8» автоматически «доворачиваем» до «точного» положения и «переносим» объект в поле чертежа.

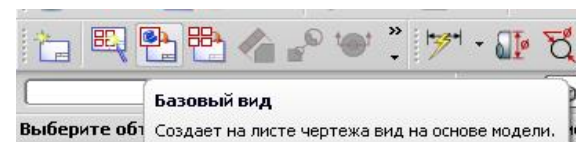


Рисунок 32. Вызов команды «Базовый вид»

Прежде чем приступить к простановке размеров и других условных обозначений, выполним «местный разрез» в верхней части шестерни, для возможности указания диаметра впадины.

Подводим «мышку» к рамке объекта, «кликаем» правой кнопкой, активируем команду «Раскрыть». «Кликаем» правой кнопкой в сером поле верхнего «меню» и активируем команду «Кривые».

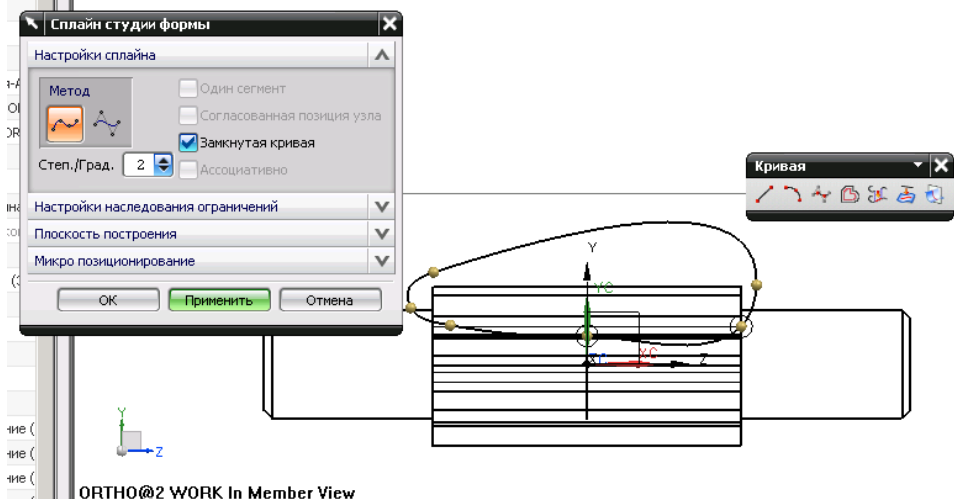


Рисунок 37. Команда «местный разрез»

Список использованных источников

1. Фридрих Р.А. Расчет и проектирование объёмных гидромашин: Метод. указания и исходные данные к выполнению курсовой работы по

дисциплине «Объёмные гидромашины и гидropередачи», Ростов на Дону: ДГТУ, 2012.-56 с.

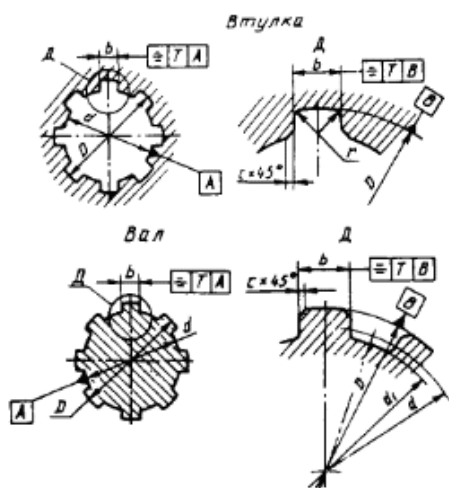
2. Ануpьев В.И. Справочник конструктора –машиностроителя. В 3 т. изд. 8-е. М.: Машиностроение, 1999

3. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник: Библиотека конструктора. -4-е изд. Перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 2004.-512 с.

Содержание

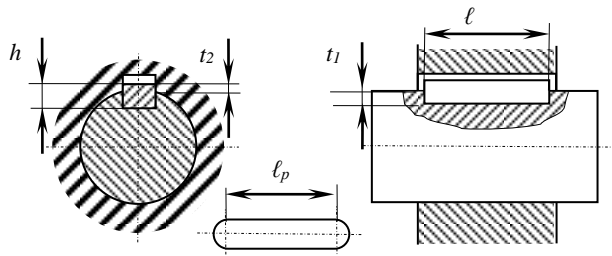
Введение	2
1. Исходные данные и выбор прототипа	6
2. Теоретические положения	10
2.1 Расчет рабочего объема	10
2.2 Расчет параметров шестерни	10
2.3 Шлицевое соединение	13
2.4 Шпоночное соединения.....	14
2.5 К вопросу проектирования корпусных элементов	15
2.6 Проектирование уплотняющих устройств	16
3. Этапы формирования твердотельной модели	18
3.1 Создание трехмерной модели ведомой шестерни	18
3.2 Создание трехмерной модели ведущей шестерни.....	24
3.3 Создание трехмерной модели подшипника	26
3.4 Модель корпуса	27
3.5 Модель задней крышки	30
3.6 Модель передней крышки.....	32
3.7 Типовые детали и элементы	33
4. Сборка	34
5. Графическая часть	35
Список использованных источников	37
<i>Прямобоочные шлицевые соединения (ГОСТ1139-91), средняя серия.</i>	
<i>Приложение А</i>	40
<i>Призматические шпонки (ГОСТ 23360-78) Приложение Б</i>	40
<i>Манжеты армированные для валов (ГОСТ8752-79). Приложение В</i>	
.....	41
<i>Кольца уплотнительные круглого сечения (ГОСТ 9833-73)</i>	
<i>Приложение Г</i>	41

Прямобоочные шлицевые соединения (ГОСТ1139-91), средняя серия.
Приложение А



$Z \times d \times D$, шт., мм	b , мм	c , мм	r , мм	d_1
6x11x14	3	0,3	0,2	9,9
6x13x16	3,5	0,3	0,2	12
6x16x20	4	0,3	0,2	14,5
6x18x22	5	0,3	0,2	16,7
6x21x25	5	0,3	0,2	19,5
6x23x28	6	0,3	0,2	21,3
6x26x32	6	0,4	0,3	23,4
6x28x34	7	0,4	0,3	25,9

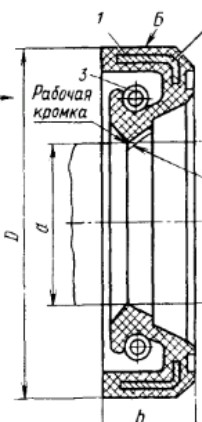
Призматические шпонки (ГОСТ 23360-78) Приложение Б

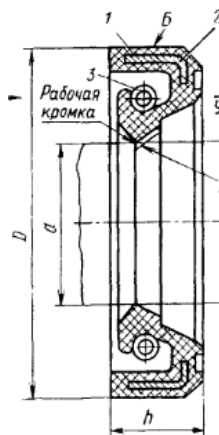


Размеры обыкновенных призматических шпонок и пазов, мм


Диаметр вала, <i>d</i>	Сечение шпонки		Глубина паза		Радиус закругления паза, <i>r</i>	
	<i>b</i>	<i>h</i>	вала, <i>t</i> ₁	втулки, <i>t</i> ₂	не менее	не более
От 22 до 30	8	7	4	3,3	0,16	0,25
Св. 30 до 38	10	8	5		0,25	0,4
Св. 38 до 44	12					
Св. 44 до 50	14	9	5,5	3,8		
Св. 50 до 58	16	10	6	4,3		
Св. 58 до 65	18	11	7	4,4		
Св. 65 до 75	20	12	7,5	4,9	0,4	0,6

Манжеты армированные для валов (ГОСТ8752-79). Приложение В

Наибольшие приращенные валы валов (ГОСТ 752-75). Приближенные	Диаметр вала d	D	h	h_1 , не более	Диаметр вала d	D	h	h_1 , не более
1-го ряда				не более	1-го ряда			
	6; 7; 8; 9	22	7	10	60	85	10	14
	10; 11	26	7	10	63; 65	90	10	14
	12; 13; 14	28	7	10	70; 71	95	10	14
	15	30; 32	7	10	75	100	10	14
	16	30; 35	7	10	80	105	10	14
	17	32	7	10	85	110	12	16
	18; 19;	35	7	10	90; 92; 95	120	12	16
	20; 21; 22	40	10	14	100	125	12	16
	24	40	7	10	105	130	12	16
	25	42	10	14	110	135	12	16
	26	45	10	14	115	145	12	16
	28	50	10	14	120	145; 150	12	16
	30; 32	52	10	14	125	155	12	16
	35; 36	58	10	14	130	160	15	20
	38	52	7	10	140	170	15	20
	38	58	10	14	150	180	15	20
	40	60; 62	10	14	160	190	15	20
	42	62	10	14	170	200	15	20
	45	65	10	14	180	220	15	20
	48; 50	70	10	14	190	230	15	20
	52	75	10	14	200	240	15	20
	55; 56; 58	80	10	14				



Кольца уплотнительные круглого сечения (ГОСТ 9833-73) Приложение Г

		
Обозначение типоразмера кольца	d_1 , мм	
	Номи нал	Предел. откл
020-024-25	19,5	-0,4
021-025-25	20,5	
022-026-25	21,5	
023-027-25	22,5	
024-028-25	23,5	
025-029-25	24,5	-0,5
026-030-25	25,5	
027-031-25	26,5	
028-032-25	27,5	
029-033-25	28,5	
030-034-25	29,5	

Обозначение типоразмера кольца	d_1 , мм	
	Номи нал	Предел. откл
032-036-25	31	-0,6
034-038-25	33	
036-040-25	35	
037-041-25	36	
038-042-25	37	
040-044-25	39	-0,7
041-045-25	40	
042-046-25	41	
043-047-25	42	
044-048-25	43	
045-049-25	44	-0,8
046-050-25	45	
048-052-25	47	
050-054-25	49	
051-055-25	50	