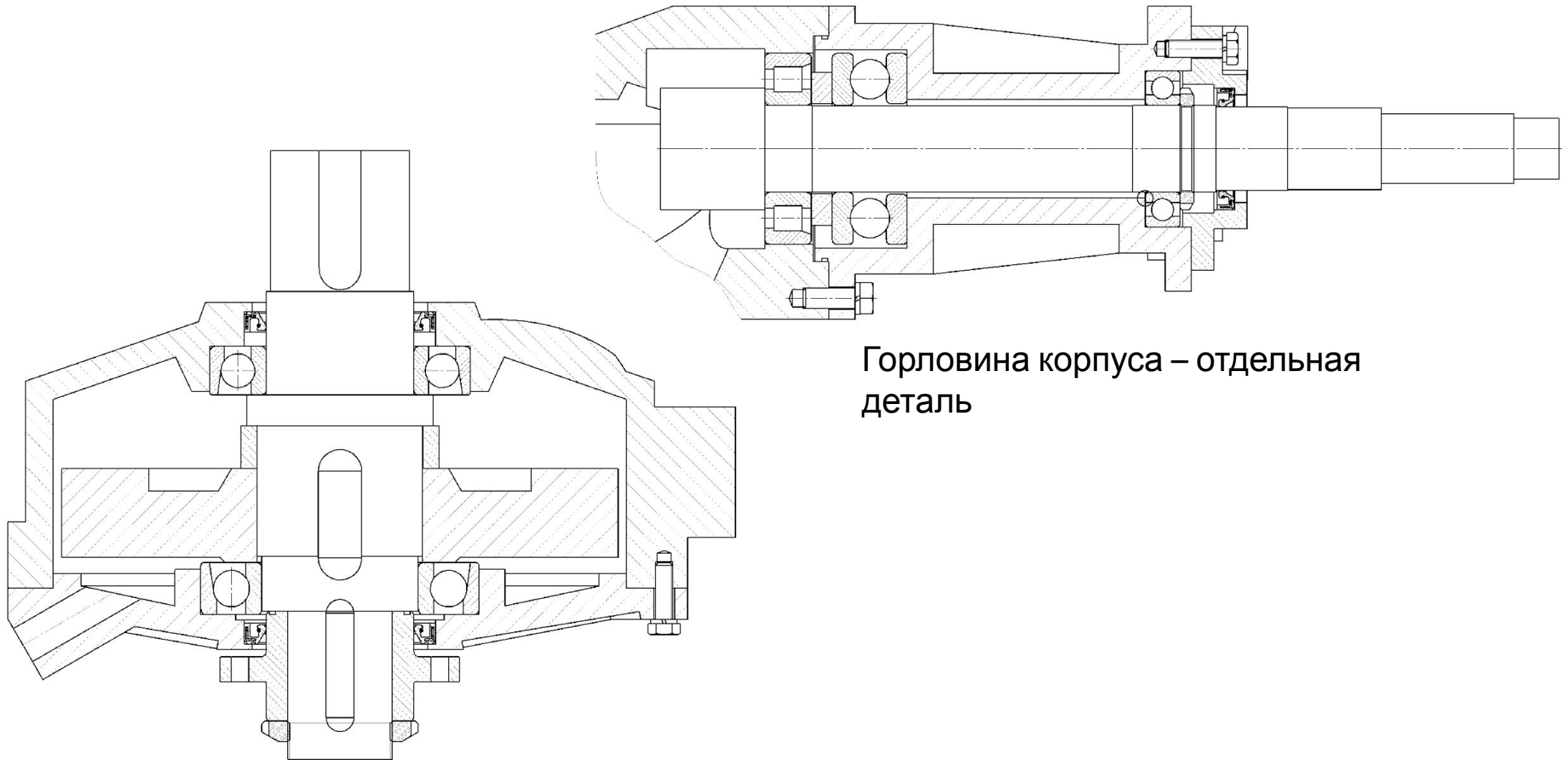


# Разработка КД на редуктор прессподборщика

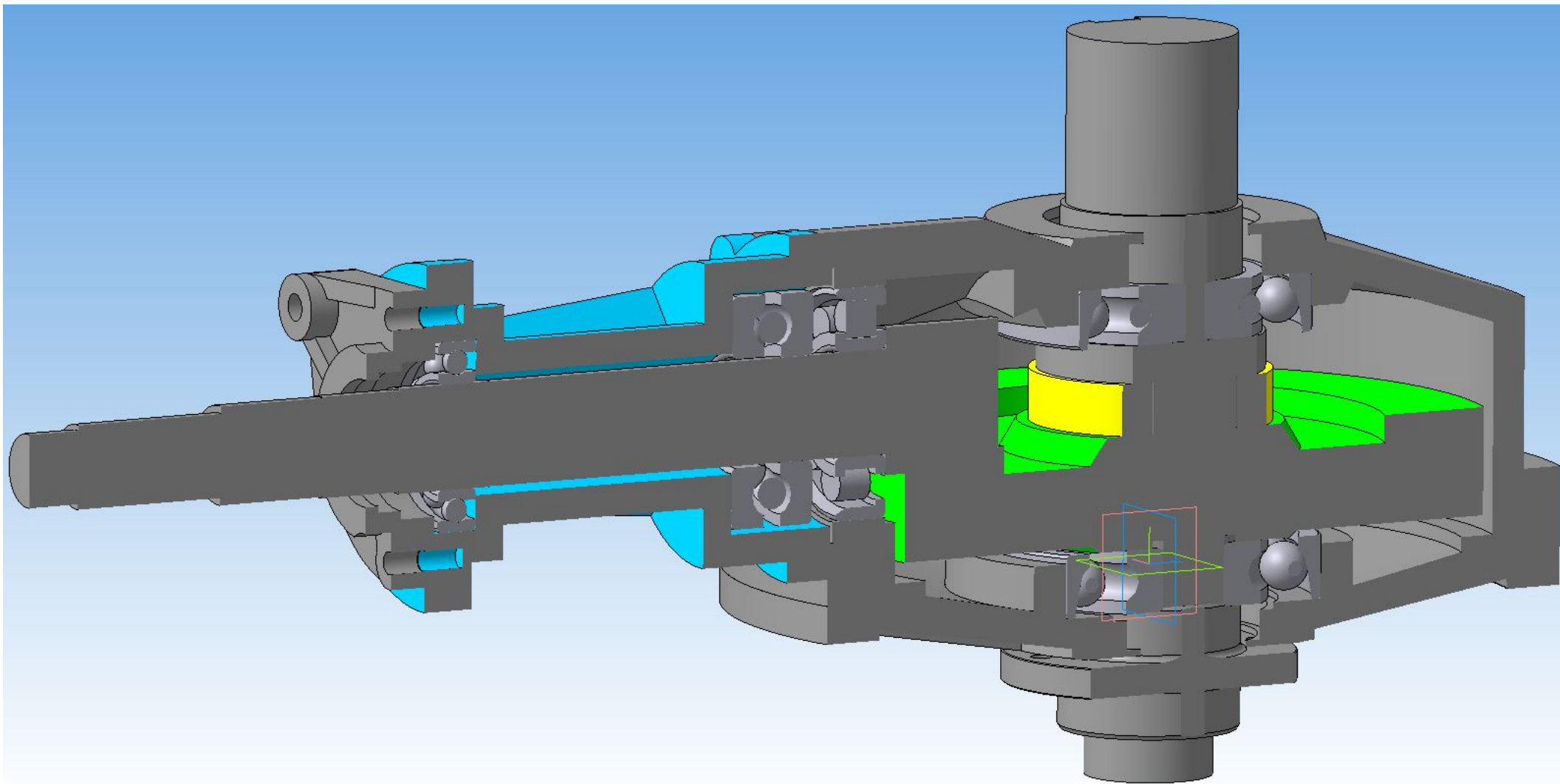
Состояние на 22.09.2022

# Предварительный общий вид редуктора



Горловина корпуса – отдельная  
деталь

# Предварительный общий вид редуктора



# Расчет подшипников входного вала

$M_{2ном}$ , Нм	4045		– номинальный момент на выходном валу
$M_{2макс}$ , Нм	5021		– максимальный момент на выходном валу
$M_{2лик}$ , Нм	8089		– допустимый статический момент на выходном валу
при $M_2$ , Нм =	4375		– момент на выходном валу при котором получен расчет сил в зацеплении
$F_{a1}$ , Н	-40280	0	– осевая сила в зацеплении, действующая на червяк
$F_{r1}$ , Н	9528	0	– радиальная сила в зацеплении, действующая на червяк
$F_{t1}$ , Н	-23970	0	– тангенциальная сила в зацеплении, действующая на червяк
$t_{ном}$	0,899	0,000	– продолжительность действия $M_{ном}$ в цикле
$t_{макс}$	0,100	0,000	– продолжительность действия $M_{макс}$ в цикле
$t_{лик}$	0,001	0,000	– продолжительность действия $M_{лик}$ в цикле
$t_{сумм}$	1,00	0,00	– продолжительность цикла
Ресурс, ч	10000		– требуемый ресурс в часах
Ресурс, млн.об.	324		– требуемый ресурс в млн об
Координаты узлов			
$l_1$ , мм	49,61	49,61	– расстояние от опоры а до полюса зацепления
$l_2$ , мм	215,35	215,35	– расстояние между опорами а и b
$r_1$ , мм	30,4	30,4	– радиус делительной поверхности червяка
<b>Результат расчета реакций опор</b>			
<b>А</b>			
$X_a$ , Н	6037	0	
$Y_a$ , Н	-29492	0	
$R_a$ , Н	30103	0	
<b>В</b>			
$X_b$ , Н	-3491	0	
$Y_b$ , Н	-5522	0	
$R_b$ , Н	6533	0	
$Z_a$ , Н	-40280	0	
<b>Проверка</b>			
сумм $X$ , Н	0	0	
сумм $Y$ , Н	0	0	
<b>Результаты расчета подшипников</b>			
$K_b$	1,10	1,10	
$K_t$	1,05	1,05	
$V$	1,00	1,00	

<b>Опора А</b>		
Тип	12310	
$C$ , Н	88000	
$C_0$ , Н	85000	
$d$ , мм	50	
$D$ , мм	110	
$T$ , мм	27	
$r$	3,33	
$a_{23}$	0,90	0,90
$P_{экр}$ , Н	7,28E+14	0,00E+00
$P_{экр}$ , Н	33208	
$P_{макс}$ , Н	55660	0
$L_h$ , млн.об	23,176	
$L_h$ , ч	715	
$K_{ср}$	1,53	#ДЕЛ/0!

<b>Опора В</b>		
Тип	210	
$C$ , Н	35100	
$C_0$ , Н	23200	
$d$ , мм	50	
$D$ , мм	90	
$V$ , мм	20	
$r$	3,00	
$a_{23}$	0,90	0,90
$P_{экр}$ , Н	2,42E+11	0,00E+00
$P_{экр}$ , Н	7197	
$P_{макс}$ , Н	12079	0
$L_h$ , млн.об	104,389	
$L_h$ , ч	3222	
$K_{ср}$	1,92	#ДЕЛ/0!

<b>Упорный подшипник</b>		
Тип	8314	
$C$ , Н	135000	
$C_0$ , Н	300000	
$d$ , мм	70	
$D$ , мм	125	
$V$ , мм	40	
$r$	3,00	
$a_{23}$	0,90	0,90
$P_{экр}$ , Н	5,67E+13	0,00E+00
$P_{экр}$ , Н	44376	
$P_{макс}$ , Н	74477	0
$L_h$ , млн.об	25,340	
$L_h$ , ч	782	
$K_{ср}$	4,03	#ДЕЛ/0!

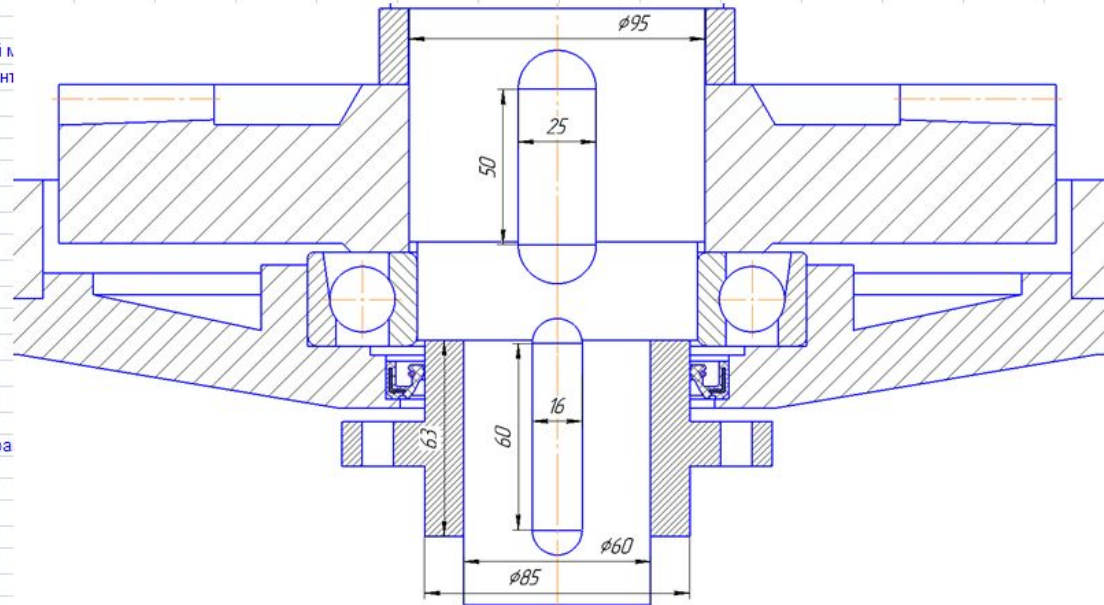
# Расчет подшипников выходного вала

M <sub>2ном.</sub> , Нм	4045		– номинальный момент на выходном валу
M <sub>2макс.</sub> , Нм	5021		– максимальный момент на выходном валу
M <sub>2лик.</sub> , Нм	8089		– допустимый статический момент на выходном валу
при M <sub>2.</sub> , Нм =	4375		– момент на выходном валу при котором получен расчет сил в зацеплении
F <sub>аз2.</sub> , Н	10800	0	– осевая сила в зацеплении, действующая на червяк
F <sub>г2.</sub> , Н	-33060	0	– радиальная сила в зацеплении, действующая на червяк
F <sub>т2.</sub> , Н	-32760	0	– тангенциальная сила в зацеплении, действующая на червяк
t <sub>ном</sub>	0,899	0,000	– продолжительность действия M <sub>ном</sub> в цикле
t <sub>макс</sub>	0,100	0,000	– продолжительность действия M <sub>макс</sub> в цикле
t <sub>лик</sub>	0,001	0,000	– продолжительность действия M <sub>лик</sub> в цикле
t <sub>сумм</sub>	1,00	0,00	– продолжительность цикла
Ресурс, ч	10000		– требуемый ресурс в часах
Ресурс, млн.об.	52,8		– требуемый ресурс в млн об
<i>Координаты узлов</i>			
De2, мм	320,00	320	– внешний диаметр спироидного колеса
Di2, мм	220,00	220	– внутренний диаметр колеса
Dср, мм	270	270	– средний диаметр колеса
l1, мм	41,7	41,7	– расстояние от центра колеса до двух третей диаметра расположения роликов
l2, мм	93,3	93,3	– расстояние от точки подшипника до центра полюса зацепления
h, мм	125,0	125,0	– расстояние между опорами по оси колеса
h1, мм	64,0	64,0	– расстояние от нижней опоры до делительной плоскости
<i>Результат расчета реакций опор</i>			
А			
X <sub>а.</sub> , Н	-27797	0	
Y <sub>а.</sub> , Н	-15987	0	
R <sub>а.</sub> , Н	32067	0	
В			
X <sub>б.</sub> , Н	-5263	0	
Y <sub>б.</sub> , Н	-16773	0	
R <sub>б.</sub> , Н	17579	0	
Z <sub>а.</sub> , Н	10800	0	
Проверка			
сумм X, Н	0	0	
сумм Y, Н	0	0	
<i>Результаты расчета подшипников</i>			
Kб	1,10	1,10	
Kт	1,05	1,05	
V	1,00	1,00	

<i>Опора А (нижний подшипник)</i>		
Тип	46218	
C, Н	114000	– динамическая грузоподъемность
C <sub>0</sub> , Н	89700	– статическая грузоподъемность
d, мм	90	– внутренний диаметр подшипника
D, мм	160	– наружный диаметр подшипника
T, мм	30	– ширина подшипника
p	3,00	
Fa/Fr	0,67	#ДЕЛ/0!
e	0,73	0,73
alpha, град	26,0	26,0
0,83*e	0,61	0,61
X	0,40	#ДЕЛ/0!
Y	0,81	#ДЕЛ/0!
X <sub>0</sub>	0,50	0,50
Y <sub>0</sub>	0,37	0,45
a23	0,90	0,90
P <sup>p</sup> <sub>экр.</sub> , Н	2,39E+13	0,00E+00
P <sub>экр.</sub> , Н	33273	– эквивалентная динамическая нагрузка
P <sub>макс.</sub> , Н	44320	0
L <sub>н</sub> , млн.об.	36,197	– ресурс подшипника, млн об
L <sub>н</sub> , ч	6855	– ресурс подшипника, ч
K <sub>сб</sub>	2,02	#ДЕЛ/0!
<i>Опора В (верхний подшипник)</i>		
Тип	46217	
C, Н	98000	– динамическая грузоподъемность
C <sub>0</sub> , Н	81000	– статическая грузоподъемность
d, мм	80	– внутренний диаметр подшипника
D, мм	150	– наружный диаметр подшипника
B, мм	28	– ширина подшипника
p	3,00	
Fa/Fr	1,11	#ДЕЛ/0!
e	0,73	0,44
alpha, град	26,0	16,3
0,83*e	0,61	0,37
X	0,40	#ДЕЛ/0!
Y	0,81	#ДЕЛ/0!
X <sub>0</sub>	0,50	0,50
Y <sub>0</sub>	0,37	0,75
a23	0,90	0,90
P <sup>p</sup> <sub>экр.</sub> , Н	1,02E+13	0,00E+00
P <sub>экр.</sub> , Н	25085	– эквивалентная динамическая нагрузка
P <sub>макс.</sub> , Н	29544	0
L <sub>н</sub> , млн.об.	53,666	– ресурс подшипника, млн об
L <sub>н</sub> , ч	10164	– ресурс подшипника, ч
K <sub>сб</sub>	2,74	#ДЕЛ/0!

# Расчет шпоночных соединений ВЫХОДНОГО ВАЛА

	Вал-колесо	Вал-фланец	
<b>Исходные данные</b>			
$M_{кр\ макс.}$ , Нм	4045	4045	– максимальный динамический крутящий момент
$M_{кр\ предельн.}$ , Нм	8089	8089	– предельный статический крутящий момент
$d_{вала}$ , мм	95	60	– диаметр вала соединения
<b>Материал</b>			
Вал	40X M48	40X M48	
$[\sigma]_{см.}$ , МПа	588	588	– допускаемые напряжения смятия
$\sigma_{в\ см.}$ , МПа	1300	1300	– предел прочности по смятию
Втулка	40X M48	40X M48	
$[\sigma]_{см.}$ , МПа	588	588	– допускаемые напряжения смятия
$\sigma_{в\ см.}$ , МПа	1300	1300	– предел прочности по смятию
Шпонка	45 Н	45 В48	
$[\sigma]_{см.}$ , МПа	252	504	– допускаемые напряжения смятия
$[\tau]_{ср.}$ , МПа	102	204	– допускаемые напряжения среза
$\sigma_{в\ см.}$ , МПа	610	1200	– предел прочности по смятию
$\tau_{ср.}$ , МПа	360	950	– предел прочности на сдвиг
<b>Параметры шпонки</b>			
$N$ шпонок	1	1	– фактическое число шпонок с учетом нера
$b$ , мм	25	16	– ширина шпонки
$h$ , мм	14	10	– высота шпонки
$t_1$ , мм	9	6	– глубина паза на валу
$f$ , мм	0,6	0,6	– размер фаски на шпонке
$l_p$ , мм	принятый	50	60



## Результаты проверочного расчета

Номинальный режим работы

Кзап			
Вал	2,08	1,01	– смятие
Втулка	2,62	1,58	– смятие
Шпонка	0,89	0,86	– смятие
Шпонка	1,44	1,40	– срез

$M_{кр\ макс\ доп.}$ , Нм

Вал	8396	4072
Втулка	10578	6371
Шпонка	3598	3490
Шпонка	5843	5662

Предельный режим работы

Кзап.в			
Вал	2,29	1,11	– смятие
Втулка	2,89	1,74	– смятие
Шпонка	1,08	1,03	– смятие
Шпонка	2,55	3,26	– срез

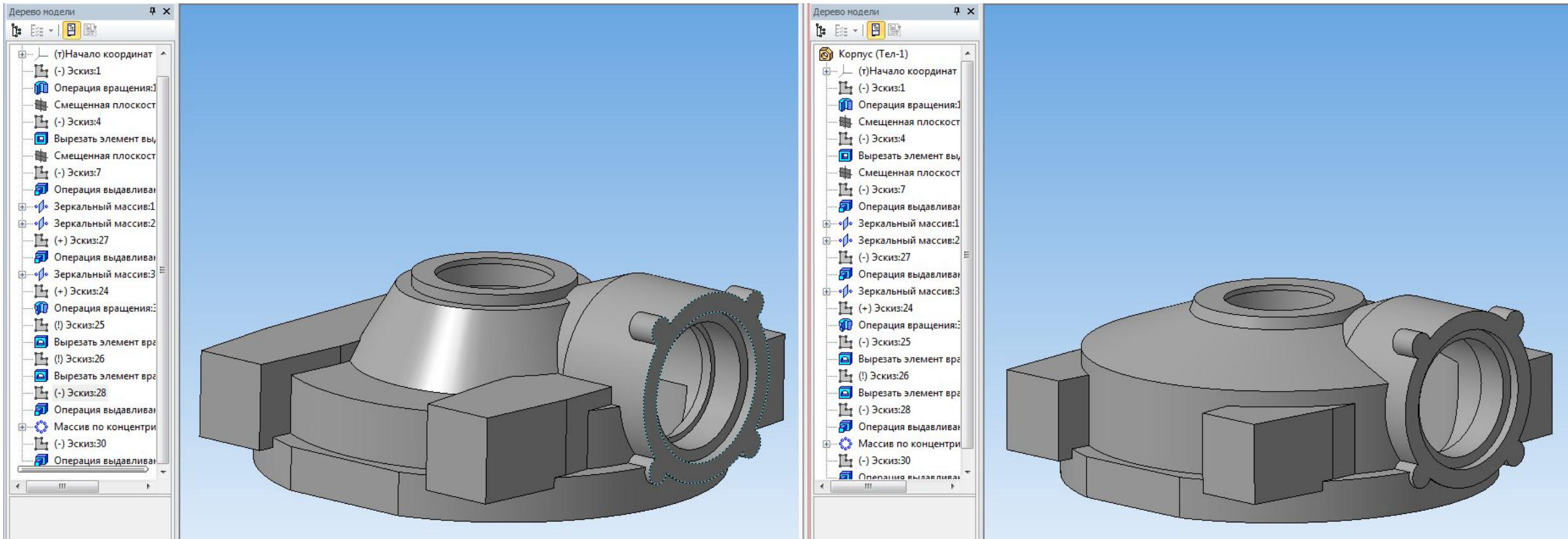
$M_{кр\ пред\ доп.}$ , Нм

Вал	18564	9003
Втулка	23387	14085
Шпонка	8711	8310
Шпонка	20622	26369

# Расчет болтового соединения горловина-корпус

<i>Исходные данные</i>	
Мкр, Нм	885,144 – крутящий момент на стыке
D2, мм	164
D1, мм	130
Dболтов,	172 – диаметр расположения болтов
f	0,3 – трение на стыке фланцев
fр	0,15 – трение в резьбе
fст	0,3 – трение на стыке болт-фланец(корпус)
F, Н	46000 – дополнительная осевая нагрузка
<i>Результаты расчета</i>	
Fa, Н	85964,4 – сила нормального давления на соединении
<i>Параметры болта</i>	
d, мм	12 – номинальный диаметр болта
d2, мм	10,863 – средний диаметр болта
d3, мм	9,853 – тело болта по впадинам
P, мм	1,75 – шаг болта
S, мм <sup>2</sup>	76,25 – площадь сечения d3
W <sub>x</sub> , м <sup>3</sup> мм <sup>3</sup>	0,19 – полярный момент сопротивления сечения d3
<i>Класс прочности</i> – определяется применяемым материалом	
[сигма_т],	420 – предел текучести при растяжении
[сигма_р],	140 – допускаемые напряжения при растяжении
[tau_ср], М	84,5 – допускаемые напряжения при срезе
<i>Результат предварительного расчета</i>	
z	8,05311 – потребное число болтов по допускаемым напряжениям
z	6 – принятое число болтов
<i>Момент затяжки</i>	
пси, рад	0,05123
ро, рад	0,14889
d4, мм	18,2 – внешний диаметр нагруженного торца болта
<i>Результат проверочного расчета</i>	
Mr, Нм	15,7848 – момент на преодоление трения в резьбе
Mt, Нм	33,8365 – момент на преодоление трения на торце гайки
Mзат, Нм	49,6213 – момент затяжки
<i>Напряжения, возникающие в нагруженном сечении болта с учетом момента затяжки</i>	
tau_кр, Мг	84,0434 – скручивающее напряжение от затяжки болта
сигма_р, л	187,906 – растягивающее напряжение
сигма_ре	252,115 – суммарное напряжение по гипотезе октаэдрических напряжений
K_зап_т	1,66591 – запас по отсутствию пластических деформаций
Мкр.макс.	1475 – Максимальнодопустимый крутящий момент на выходном валу
<i>Напряжения среза, возникающие в болтах в случае недостаточной затяжки</i>	
Kраспред	0,75 – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между болтами
Fокружно	2287,19 – окружное усилие на один болт
tau_среза	29,9969 – напряжения среза в сечении d3
K_зап_т	2,82 – запас по отсутствию пластических деформаций
Мкр.макс.	2493,41 – Максимально допустимый телом болта крутящий момент

# Процесс определения конечной конфигурации корпуса редуктора (Этап, предшествующий расчету МКЭ)

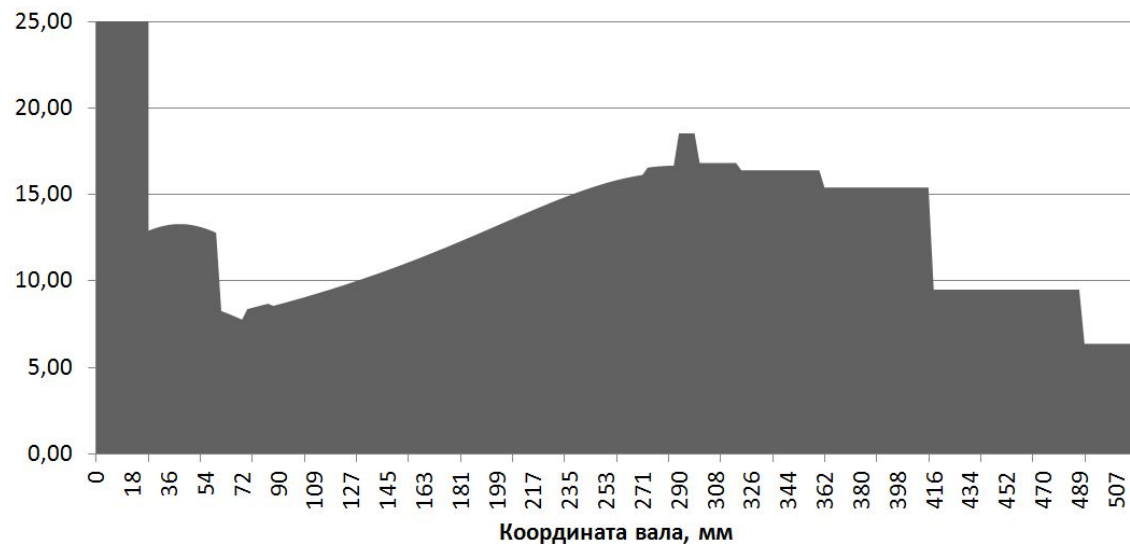


Представлены возможные варианты будущего корпуса редуктора



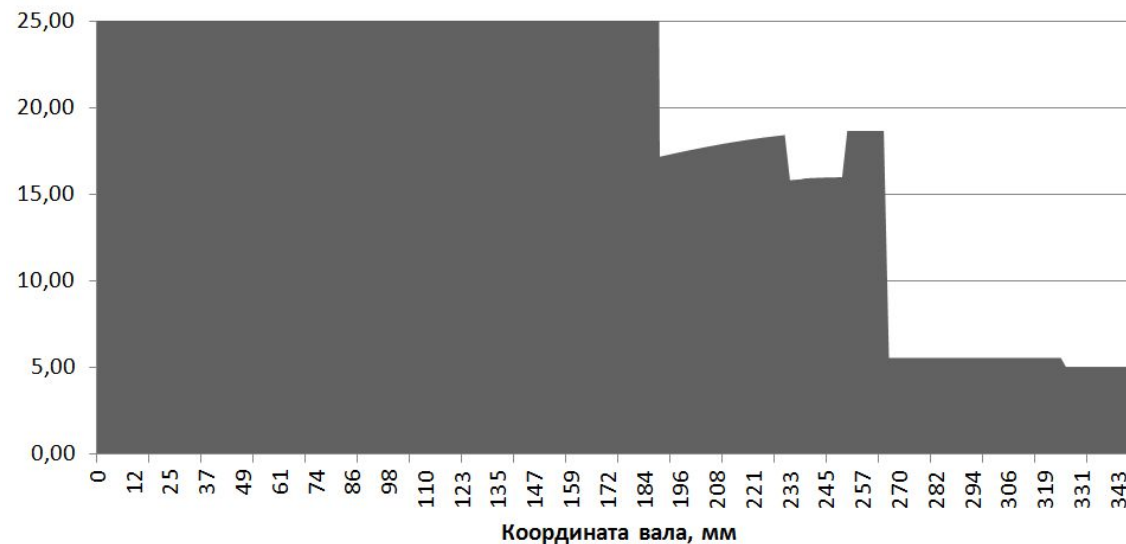
# Результаты расчета входного и выходного валов на прочность

Коэф запаса прочности



Запасы прочности входного  
вала

Коэф запаса прочности



Запасы прочности выходного  
вала