

Федеральное агентство по рыболовству
ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»
Кафедра теории механизмов и машин и деталей машин

Расчетно-графическая работа по дисциплине
«Техническая механика»
ПРИВОД УСТРОЙСТВА КОЙЛАНЕНИЯ ПОВОДЦОВ ЯРУСА
пояснительная записка
РЗ.34.20.03.02.06-3.ПЗ

Студент _____

Иванов Е.В. группа 18 -ВП

Руководитель проекта _____

доц. Сукиасов В.Г.

Калининград 2020 г.

Содержание

Техническое задание.....	3
Введение.....	4
1. Элементарный расчёт привода.....	5
1.1 Подбор электродвигателя.....	5
1.2 Уточнение передаточных чисел привода.....	7
1.3 Кинематический и силовой расчёт.....	8
2. Проектирование цилиндрического редуктора.....	10
2.1 Исходные данные.....	10
2.2 Материал зубчатых колес.....	10
2.3 Определение допускаемых контактных напряжений.....	11
2.4 Оценка допускаемых напряжений.....	13
2.5 Проектирование закрытой цилиндрической передачи.....	15
2.6 Проверочный расчет по контактным напряжениям.....	18
2.7 Проверочный расчёт по напряжениям изгиба.....	20
2.8 Расчет геометрических параметров.....	22
2.9 Расчёт сил в зацеплении цилиндрической передачи.....	23
2.10 Выбор смазки для цилиндрических передач.....	23
3. Проектный расчёт тихоходного вала.....	24
4. Чертёж зубчатого колеса.....	26
5. Список литературы.....	27

Приложение

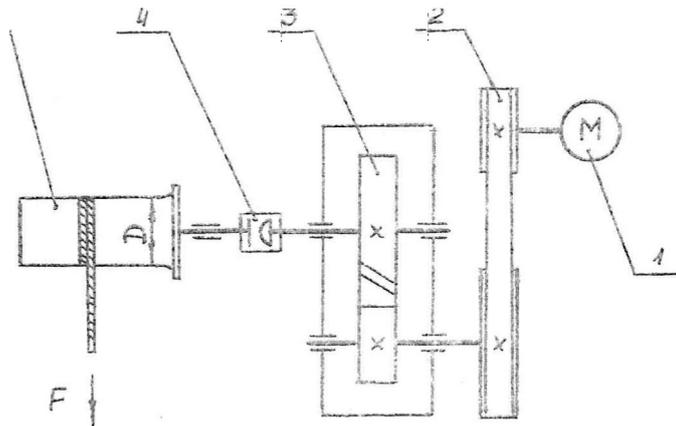
					<i>Р3.34.20.03.02.06–3.ПЗ</i>					
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>						
<i>Разраб</i>	<i>Иванов Е.В.</i>				<i>ПРИВОД УСТРОЙСТВА КОЙЛАНИЯ ПОВОДЦОВ ЯРУСА</i>			<i>Литера</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Проб</i>	<i>Сукиасов В.Г.</i>							у	2	27
<i>Н. Контр.</i>					<i>КГТУ, 18-ВП</i>					
<i>Утв</i>										

Задание № 6-3

на расчетно-графическую работу по проектированию редуктора в составе привода
 студент *Иванов* группа 18-ВП

Исходные данные: эксплуатационные параметры привода — $F = 0,90$ кН; $v = 1,60$ м/с;
 $D = 0,44$ м; срок службы $L = 6$ лет; режим работы — тяжелый.

Привод устройства койлания поводцов яруса



1- электродвигатель; 2 - плоскоременная передача; 3 - цилиндрический редуктор; 4 - муфта компенсирующая; 5 — рабочий барабан

План работы

№	Содержание этапа	Учебная неделя	% готовности работы
1	Выбор стандартного электродвигателя для данной схемы и параметров привода	2	5
2	Подбор стандартного передаточного отношения редуктора	2	6
3	Определение кинематических и силовых характеристик привода	3	10
4	Выбор материалов для звеньев редуктора и подсчет допустимых напряжений	4	15
5	Проектный расчёт редуктора	5	25
6	Определение геометрических параметров зубчатой передачи	6	30
7	Проверочный расчёт редуктора	8	40
8	Определение усилий в зубчатом зацеплении	9	45
9	Проектный расчет тихоходного вала редуктора	10	50
10	Конструирование зубчатого колеса	11	60
11	Оформление пояснительной записки	13	80
12	Выполнение чертежа зубчатого колеса (А3)	15	100

Рекомендованная литература

Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф.Дунаев, О.П.Леликов. – М.: Академия, 2004. – 496 с.
 Федоров С.В. Детали машин. Раздел: «Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчет элементарного привода». Методическое пособие по курсовому проектированию / С.В. Федоров. – Калининград: КГТУ, 2011. – 16с.
 Шарков О.В. Теория механизмов и машин и детали машин: учебно-методическое пособие / О.В. Шарков. – Калининград: КГТУ, 2016. – 115с.
 Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин / А.Е.Шейнблит. – Калининград: Янтарный сказ, 2002. – 454с.

Р3.34.20.03.02.06–3.ПЗ

Лист

3

Взам. инв. №

Инв. № подл.

Изм.	Кол.вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата

1.2 Уточнение передаточных чисел привода.

После выбора электродвигателя, определения реальной мощности ведущего вала привода и частоты вращения $n_{\text{вх}} = n_{\text{ас}}$ вычисляется действительное передаточное число привода:

$$i_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{т}}} = \frac{n_{\text{ас}}}{n_{\text{т}}},$$

Где $n_{\text{вх}}$ - частота вращения ведущего вала;

$n_{\text{ас}}$ -асинхронная частота вращения вала двигателя.

$$i_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{ас}}}{n_{\text{т}}} = \frac{709}{69,5} = 10,2$$

Полученное расчётом общее действительное передаточное число привода распределяют между редуктором и другими передачами привода. В кинематической схеме кроме редуктора имеется плоскоременная передача, то предварительно назначенное передаточное число этих передач не изменяют, а уточняется передаточное число редуктора:

$$i_{\text{ред}} = \frac{i_{\text{общ}}}{i_{\text{р}}} = \frac{10,2}{3} = 3,4$$

Полученную величину передаточного числа редуктора необходимо согласовать с ближайшей, стандартной величиной из ряда чисел.

Получаем- $i_{\text{ред}} = 3,15$.

Далее в расчётах используем стандартную принятую величину передаточного отношения (числа) редуктора.

Инв. № подл.	Взам. инв. №							Лист
		Р3.34.20.03.02.06-3.ПЗ						
Изм.	Кол.вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата		7	

2. Проектирование цилиндрического редуктора

2.1 Исходные данные.

$T_2 = 266 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – вращающий момент на зубчатом колесе;

$n_1 = 225,08 \text{ мин}^{-1}$, $n_2 = 71,45 \text{ мин}^{-1}$ - частота вращения шестерни и зубчатого колеса;

$i = 3,15$ – передаточное число передачи;

$t = 24960 \text{ ч.}$ – срок службы передачи.

2.2 Материал зубчатых колес.

Зубчатые колеса изготавливают из: конструкционных углеродистых сталей 40, 45 (ГОСТ 1050-2013) и конструкционных легированных сталей 40X, 40 ХН, 12ХНЗА и др. (ГОСТ 4543-71).

В зависимости от твёрдости материала зубчатые колеса делят на две группы.

Первая группа – колеса с твердостью ≤ 350 . Материалами для колёс этой группы служат 20, 45, 40X, 40ХН при термообработке (нормализация и улучшение). Такие зубчатые колёса находят применение в малонагруженных и средненагруженных ($T_2 \leq 300 \dots 400 \text{ Н} \cdot \text{м}$) в условиях мелкосерийного производства.

Для лучшей приработки зубьев твердость материала шестерни $HВ_1$ и колеса $HВ_2$ должна быть различной $HВ_1 = HВ_2 + (30 \dots 40) \cdot HВ$.

Твердость сталей этой группы обычно выражается в единицах Бринеля –НВ

Вторая группа – колеса с твердостью > 350 . Материалами для колеса этой группы служат стали 45, 40X, 40ХН при объемной и поверхностей закалке и стали 12ХНЗА, 20X, 18ХГТ при цементации поверхности.

По данным подобрали твёрдость для колеса и шестерни:

$H_1 = 300\text{НВ}$ – для шестерни (40X- термообработка- улучшение);

$H_2 = 270\text{НВ}$ - для колеса (40X- термообработка- улучшение).

Взам. инв. №	
Инв. № подл.	

Изм.	Кол. вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата

P3.34.20.03.02.06-3.ПЗ

где: $N_{F\ lim}$ – базовое число циклов напряжений изгиба, $N_{F\ lim} = 4 \cdot 10^6$;
 $N_{FE_{1,2}}$ – расчётное число циклов напряжений изгиба.

Расчетное число циклов напряжений изгиба определяют по формуле:

$$N_{FE_{1,2}} = K_{FE} \cdot [60 \cdot n_{1,2} \cdot t],$$

где: K_{FE} – коэффициент режима работы при расчёте на изгиб, $K_{FE} = 0,3$

$$N_{FE_1} = 0,3 \cdot [60 \cdot 225,08 \cdot 24960] = 101,1 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE_2} = 0,3 \cdot [60 \cdot 71,45 \cdot 24960] = 32,1 \cdot 10^6;$$

$$K_{FL_1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{101,1 \cdot 10^6}} = 0,58;$$

$$K_{FL_2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{32,1 \cdot 10^6}} = 0,71;$$

$K_{FL_{1,2}} < 1,0$, то принимаем $K_{FL_{1,2}} = 1,0$.

$$[\sigma_F]_1 = \frac{540}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 308,57 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{486}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 277,71 \text{ МПа}$$

Инв. № подл.	Взам. инв. №						Лист
Изм.	Кол.вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата	<i>P3.34.20.03.02.06-3.ПЗ</i>	14

где: ψ_m – коэффициент модуля, $\psi_m = 25$

$$m' = \frac{40}{25} = 1,6$$

Полученное значение m' нужно округлять до стандартного значения m по ГОСТ 9563-80: $m = 1,5$

Назначают угол наклона зубьев: $\beta = 15^\circ$ т.к. колесо косозубое.

Задают направление наклона зубьев. Рекомендуется: для шестеренки - левое, для зубчатого колеса - правое.

Определяют коэффициент осевого перекрытия:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m}$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{40 \cdot 0,65}{3,14 \cdot 1,5} = 5,52$$

Определяют суммарное число зубьев передачи:

$$z_\Sigma = \frac{2 \cdot a \cdot \cos \beta}{m};$$

$$z_\Sigma = \frac{2 \cdot 100 \cdot 0,966}{1,5} = 128,8;$$

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u + 1} \geq z_{min} = 17;$$

$$z_2 = z_\Sigma - z_1;$$

$$z_1 = \frac{128,8}{4,15} = 31,04;$$

$$z_2 = 128,8 - 31,04 = 97,76;$$

Полученные значения z_1 и z_2 округляют до целого числа $z_1=31$ и $z_2=98$

Уточняют передаточное число, отклонение полученного значения и от заданного не должно превышать $\pm 4 \%$

Инв. № подл.	Взам. инв. №

						Р3.34.20.03.02.06-3.ПЗ	Лист
Изм.	Кол.вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата		16

2.6 Проверочный расчет по контактным напряжениям.

Определяют контактные напряжения по формуле:

$$\sigma_H = z_E \cdot z_H \cdot z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{(u+1)} \cdot k_H}{d_2^2 \cdot b_2}} \leq [\sigma_H],$$

где: z_E – коэффициент, учитывающий свойства материала шестерни и колеса, $z_E = 275 \text{ МПа}^{1/2}$;

z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряжения поверхностей зубьев,

$$z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin 2\alpha}} \quad (\text{величину угла зацепления принимают } \alpha = 20^\circ):$$

$$z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,9675}{0,745}} = 1,61$$

z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактной линии:

$$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$$

$$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1,73}} = 0,76$$

k_H – коэффициент расчетной нагрузки при расчете на контактные напряжения;

Коэффициент определяется:

$$k_H = k_{H\beta} \cdot k_{HV} \cdot k_{Ha},$$

где: $k_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки, учитывающий неравномерное распределение нагрузки по линии контакта зубьев, выбирают в зависимости от ψ_{bd} , $k_{H\beta} = 1,045$;

k_{HV} – коэффициент динамичности нагрузки, учитывающий дополнительную динамическую нагрузку, $k_{HV} = 1,01$;

k_{Ha} – коэффициент нагрузки в зацеплении, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами зубьев, $k_{Ha} = 1,13$.

Взам. инв. №

Инв. № подл.

Изм.	Кол.вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата

P3.34.20.03.02.06-3.ПЗ

Лист

18

$$k_H = 1,045 \cdot 1,01 \cdot 1,13 = 1,193$$

$$\sigma_H = 275 \cdot 1,61 \cdot 0,76 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 266 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{(3,15 + 1)} \cdot 1,193}{152^2 \cdot 40}} = 398,0 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_H = 398,0 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 581,8 \text{ МПа.}$$

Отклонение возникающего контактного напряжения от допускаемого $\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100\%$ цилиндрических зубчатых передач может составлять: при перегрузке до 5 %; при недогрузке до 10 %.

$$\sigma_H = \frac{398,0 - 581,8}{581,8} * 100\% = -31,6\%.$$

Инв. № подл.	Взам. инв. №						Лист
Изм.	Кол. вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата	Р3.34.20.03.02.06-3.ПЗ	
						19	

где: $k_{F\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки, выбирают в зависимости от ψ_{bd} . $k_{F\beta} = 1,09$;

k_{FV} – коэффициент динамичности нагрузки, $k_{FV} = 1,04$;

k_{Fa} – коэффициент нагрузки в зацеплении, $k_{Fa} = 1,35$;

$$k_F = 1,09 \cdot 1,04 \cdot 1,35 = 1,53;$$

$$\sigma_F = 3,6 \cdot 0,31 \cdot 0,59 \cdot \frac{2 \cdot 266 \cdot 10^3 \cdot 1,53}{160 \cdot 40 \cdot 1,5} = 55,82 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_F = 55,82 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 277,71 \text{ МПа.}$$

При проверочном расчете σ_F обычно получается меньше $[\sigma_F]$, так как нагрузочная способность закрытых цилиндрических передач ограничивается контактными напряжениями.

Инв. № подл.	Взам. инв. №						Лист
Изм.	Кол. вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата	Р3.34.20.03.02.06-3.ПЗ	

2.8 Расчет геометрических параметров.

Основные геометрические параметры цилиндрической передачи.

Определяют диаметр вершин зубьев шестерни и зубчатого колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m \text{ и } d_{a2} = d_2 + 2m$$

$$d_{a1} = 48 + 2 \cdot 1,5 = 51\text{мм} \text{ и } d_{a2} = 152 + 2 \cdot 1,5 = 155\text{мм}$$

Определяют диаметр впадин зубьев шестерни и зубчатого колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m \text{ и } d_{f2} = d_2 - 2,5m$$

$$d_{f1} = 48 - 2,5 \cdot 1,5 = 44,25\text{мм} \text{ и } d_{f2} = 152 - 2,5 \cdot 1,5 = 148,25\text{мм}$$

Определяют ширину шестерни:

$$b_1 = b_2 + 5;$$

$$b_1 = 40 + 5 = 45 \text{ мм.}$$

Инд. № подл.	Взам. инв. №							Р3.34.20.03.02.06-3.ПЗ	Лист
		Изм.	Кол.вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата		

2.9 Расчёт сил в зацеплении цилиндрической передачи.

Окружная сила на шестеренке равна окружной силе на зубчатом колесе:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1};$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 88 \cdot 10^3}{40} = 4400 \text{ Н.}$$

Радиальная сила на шестеренке равна радиальной силе на зубчатом колесе:

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta};$$

$$F_{r1} = \frac{4400 \cdot 0,36}{0,97} = 1633 \text{ Н.}$$

Осевая сила на шестеренке равна осевой силе на зубчатом колесе:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta;$$

$$F_{a1} = 4400 \cdot 0,26 = 1144 \text{ Н.}$$

2.10 Выбор смазки для цилиндрических передач.

Смазка применяется для снижения коэффициента трения, отвода тепла, уменьшения износа, снижения шума и вибрации.

Смазка закрытых передач. При окружной скорости колеса $v = 0,3 \dots 12,0$ м/с применяют картерный способ смазки, при скорости $v \geq 12 \dots 15$ м/с применяют циркуляционную смазку. Марку смазки выбирают согласно ГОСТ 17479.4-87.

$$v = 0,17 \text{ м/с.}$$

Марка смазки: И-Г-А68.

Инф. № подл.	Взам. инв. №

						Р3.34.20.03.02.06-3.ПЗ	Лист
Изм.	Кол.вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата		23

3. Проектный расчёт тихоходного вала.

Диаметр хвостовика предварительно определяется из условия прочности на кручение. Поскольку изгибная нагрузка при этом не учитывается (она станет известна после построения расчетной схемы вала, когда будут определены длины отдельных участков вала и выбраны подшипники), допустимое напряжение на кручение принимается заниженным: $[\tau]_к = 20$ МПа.

Диаметр хвостовика (мм):

$$d_{B2} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{16T_2}{\pi[\tau]_к}},$$

где: T_2 – момент на тихоходном валу. Найденное значение d_{B2} округляется до ближайшего стандартного.

$$d_{B2} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 266}{\pi \cdot 20}} = 40,7 \text{ мм};$$

$$d_{B2} = 40 \text{ мм.}$$

Диаметр вала под подшипником:

$$d_{П2} = d_{B2} + 2t,$$

где: t – высота буртика. Найденное значение $d_{П2}$ округляется в большую сторону до ближайшего, кратного 5.

$$d_{П2} = 40 + 5,6 = 45,6 \text{ мм};$$

$$d_{П2} = 50 \text{ мм.}$$

Диаметр вала под колесом:

$$d_{K2} = d_{П2} + 3r,$$

где r – координата фаски подшипника.

$$d_{K2} = 50 + 9 = 59$$

Найденное значение d_{K2} округляется до ближайшего стандартного. Эта величина равна внутреннему диаметру колеса, по которому рассчитываются размеры ступицы.

Длину и диаметр ступицы колеса определяют по формулам:

Инв. № подл.	Взам. инв. №

						Р3.34.20.03.02.06-3.ПЗ	Лист
Изм.	Кол.вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата		24

$$d_{\text{СТ}} = (1,5 \dots 1,6) \cdot d_{\text{В}};$$

$$l_{\text{СТ}} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{\text{В}}$$

Окончательно длина ступицы принимается после расчёта шпоночного или шлицевого соединения, выбранного для передачи вращающего момента с зубчатого колеса на вал.

$$d_{\text{СТ}} = 1,5 \cdot 40 = 60 \text{ мм};$$

$$l_{\text{СТ}} = 1,4 \cdot 40 = 56 \text{ мм}.$$

Размеры других конструктивных решений принимают по соотношениям:

Ширина торца венца: $S_1 = 3 \cdot m \geq 8 \dots 10 \text{ мм};$

$$S_1 = 3 \cdot 1,5 = 4,5 = 8 \text{ мм}.$$

Ширина диска: $C = 0,3 \cdot b_2;$

$$C = 0,3 \cdot 40 = 12 \text{ мм}$$

Отверстие в диске: $d_0 \geq 25 \text{ мм};$

$$d_0 = 25 \text{ мм};$$

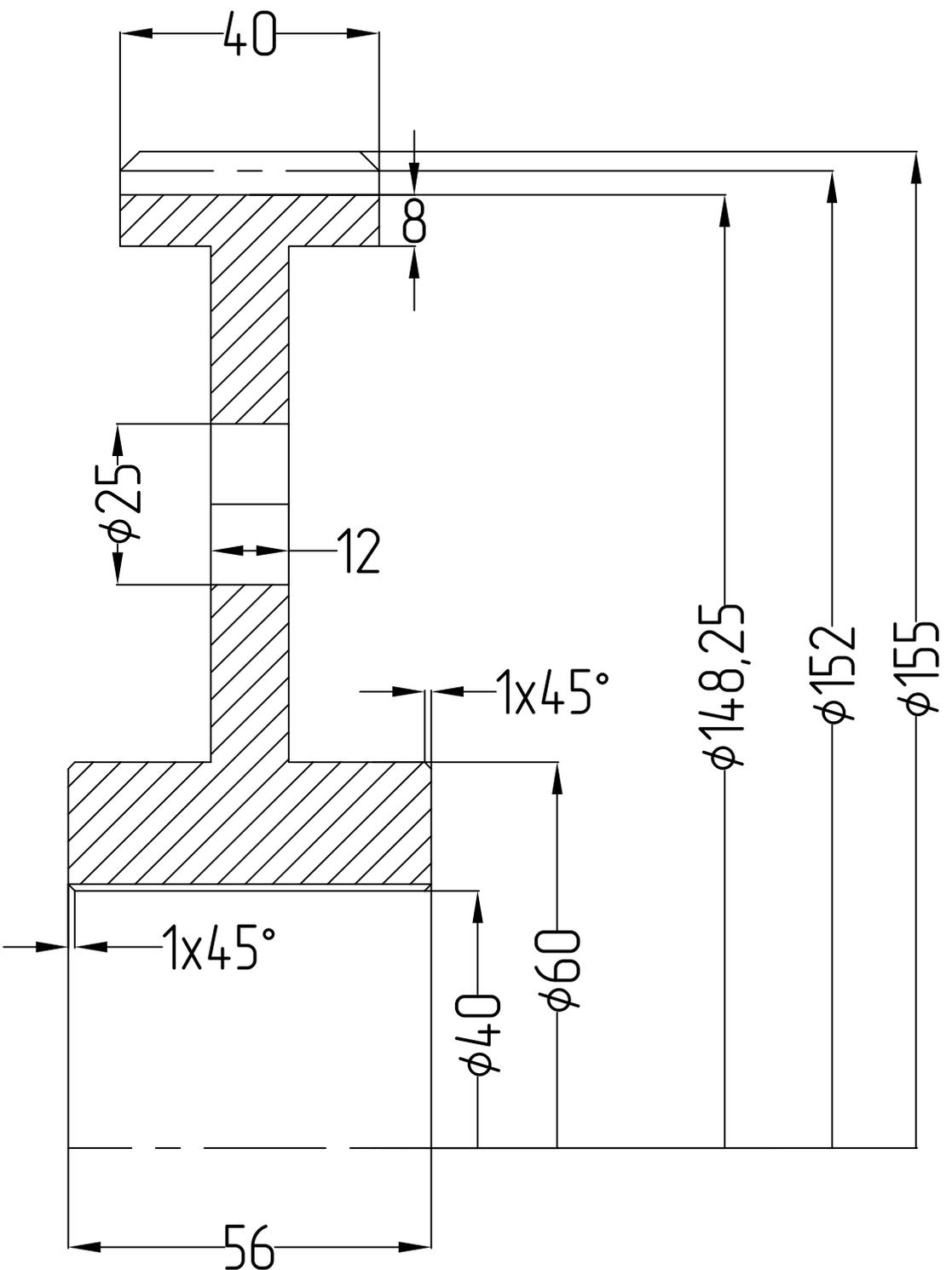
Фаски: $f = c \approx 0,5 \cdot m;$

$$f = 0,5 \cdot 1,5 = 0,75 \text{ мм},$$

Округляем до $f = 1,0 \text{ мм}$

На косозубых цилиндрических колесах при твердости $\leq 350 \text{ HRC}$ выполняют под углом 45°

Инв. № подл.	Взам. инв. №					Лист
	Р3.34.20.03.02.06-3.ПЗ					
Изм.	Кол. вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата	



					P3.34.20.03.02.06-3			
Изм.	Лист	№ докум.	Погн.	Дата	КОЛЕСО ЗУБЧАТОЕ	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Иванов Е.В.					у		1:1
Пров.	Сукиасов В.Г.					Лист 26	Листов 27	
Т. контр.								
Н. контр.						КГТУ, 18-ВП		
Утв.								

5. Список литературы.

1. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин/ П.Ф.Дунаев, О.П.Леликов, - М.: Академия, 2004. – 496 с. Федоров С.В. Детали машин. Раздел: «Выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчет элементарного привода». Методическое пособие по курсовому проектированию / С.В. Федоров. – Калининград: КГТУ, 2011. – 16с.

2. Шарков О.В. Теория механизмов и машин и детали машин: учебно-методическое пособие / О.В. Шарков. – Калининград: КГТУ, 2016 – 115с.

	Взам. инв. №						
	Инв. № подл.						
							Лист
							27
		Изм.	Кол.вч.	Лист	№ док.	Подпись	Дата
<i>P3.34.20.03.02.06-3.ПЗ</i>							