

Содержание

1. Энерго-кинематический расчет привода.....	5
1.1. Кинематическая схема привода.....	5
1.2. Выбор электродвигателя.....	5
1.3. Определение общего передаточного отношения и разбивка его по ступеням.....	6
1.4. Определение мощностей, вращающих моментов и частот вращения на валах привода.....	6
2. Расчет передач привода.....	13
2.1. Расчет зубчатых передач редуктора.....	13
2.1.1. Критерии работоспособности зубчатых передач.....	13
2.1.2. Результаты расчетов ЗП.....	15
3. Проектирование редуктора.....	41
3.1. Проектный расчет валов и выбор подшипников качения.....	41
3.2. Схема сил, действующих на привод (силовая схема).....	45
3.3. Определение опорных реакций валов.....	45
3.3.1. Быстроходный вал.....	46
3.3.2. Ось сателлита быстроходной ступени.....	48
3.3.3. Ось сателлита тихоходной ступени.....	49
3.3.4. Тихоходный вал.....	51
3.4. Проверочный расчет выходного вала на выносливость и статическую прочность.....	52
3.5. Проверочный расчет подшипников качения.....	57
3.5.1. Условия расчета.....	57
3.5.2. Результаты расчета.....	58
3.6. Проверочный расчет соединения «Шип — паз».....	61

					МДМ 181.00.00.00 ПЗ			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>	Пояснительная записка	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Разраб.</i>		<i>Пуказов Я.Г.</i>				<i>у</i>	<i>1</i>	<i>67</i>
<i>Пров.</i>		<i>Заборский Е.В.</i>						
<i>Н. контр.</i>								
<i>Утв.</i>								

3.7 Проверочный расчет соединений “вал-ступица”.....	62
3.8 Расчёт шлицевых соединений	63
4. Выбор и проверочный расчет соединительных муфт.....	64
5. Проектирование системы смазывания деталей передач и подшипников.....	65
Литература.....	66

Приложения:

-**Спецификация привода**

-**Спецификация редуктора**

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						2

Введение

Целью курсового проекта является конструкторская документация силового электромеханического привода конвейера в соответствие с требованиями технического задания.

Конструкция привода включает асинхронный электродвигатель тип – АИР132М4, мощность $N_{ном} = 11$ кВт, шиповую передачу, двухступенчатый планетарный редуктор, выходную зубчатую муфту и опорный элемент в виде сварной рамы. С целью получения наиболее рациональной компоновки проектируемого редуктора энерго-кинематический расчет привода, а также расчеты передач зацеплением проводились для трех вариантов разбивки общего передаточного отношения. Выбранный в качестве базового вариант №3 обеспечивает наряду с минимальной металлоемкостью наименьшие габаритные размеры редуктора, необходимую плавность работы.

В процессе проектирования диаметры валов редуктора определялись по результатам проектного расчета на "чистое" кручение. Проверочный расчет валов показал, что условие циклической прочности выполняется. Для соединения валов с колесами используется соединение вал-шестеря, а для полумуфт использованы стандартные призматические шпонки и шлицевые соединения, проверочные расчеты которых подтвердили их работоспособность.

Подшипники качения выбирались в соответствие с посадочными диаметрами валов в зависимости от типа и "быстроходности" передач. Результаты проверочных

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						3

расчетов показали, что выбранные подшипники обладают достаточным ресурсом.

Редуктор имеет литой корпус, правая и левая части которого закрыты прижимными крышками посредством болтов. Рым-болты предназначены для транспортировки редуктора и его корпусных деталей.

Силовой привод монтируется на сварной раме, крепящейся к бетонному основанию анкерными болтами. Запрессовка шипа в входной вал редуктора осуществляется его охлаждением жидким воздухом. Для обеспечения безопасного обслуживания привода, вращающиеся элементы, должны быть закрыты защитными кожухами.

Смазывание редукторных передач и подшипниковых узлов осуществляется отдельно. Для смазки зубчатых передач используется масло И-40А ГОСТ 20799- 88 и применяется картерный способ - окунанием колес в масляную ванну, уровень которой контролируется маслоуказателем. Для залива масла в корпусе предусмотрена пробка-отдушины. Слив отработанного масла осуществляется через маслосливное отверстие в картере, закрытое резьбовой пробкой. Подшипники качения смазываются пластичной смазкой, набивка которой осуществляется при помощи пресс-масленок.

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						4

1. Энерго-кинематический расчет привода

1.1. Кинематическая схема привода

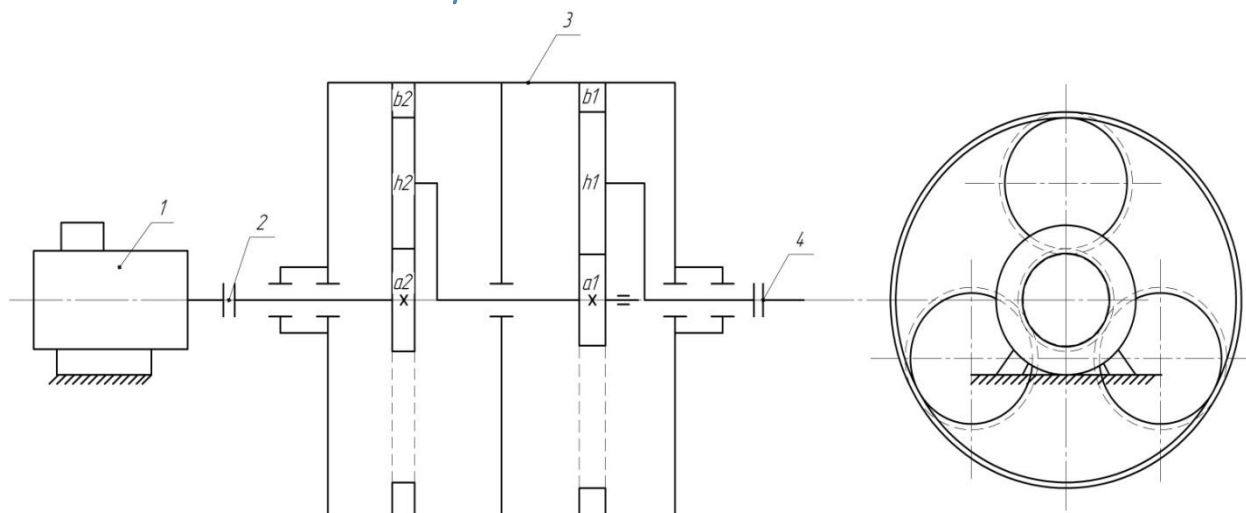


Рис. 1.1. Кинематическая схема привода: 1- электродвигатель; 2 – шиповое соединение; 3 - планетарный редуктор: $A_{h1a1}^{b1} A_{h2a2}^{b2}$; 4 – компенсирующая муфта

Таблица 1.1

Исходные данные

$T_{вых}$ Нм	$n_{вых}$ об/мин	n_c об/мин	Ресурс час	№ режима	Реверс	РП	Особые условия
1600	43	1500	3200	1	есть	нет	КМ

1.2. Выбор электродвигателя

Определим общий КПД привода:

$$\eta_{общ} = \eta_{см} * \eta_{2k-h}^2 * \eta_{ПК}^6 * \eta_{ЗМ}^2 = 0,98 * 0,98^2 * 0,99^6 * 0,98^2 = 0,85 ;$$

где $\eta_{2k-h} = 0,98$ - потери в одной планетарной передаче $2k-h$ с одновенечным сателлитом; $\eta_{ПК} = 0,99$ - потери одной пары подшипников качения; $\eta_{ЗМ} = 0,98$ - потери в зубчатой муфте; $\eta_{см} = 0,98$ - потери на разбрызгивание смазки.

Тогда требуемая мощность двигателя равна:

$$N_{дв. треб.} = \frac{N_{вых.}}{\eta_{общ}} = 3,14 * \frac{n_{вых}}{30} * \frac{T_{вых}}{\eta_{общ}} = 3,14 * \frac{43}{30} * \frac{1600}{0,85} = 8461 \text{ Вт}$$

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						5

Выбираем асинхронный электродвигатель АИР132М4 [1, с.6]:

$N_{ном.} = 11 \text{ кВт}$ с асинхронной частотой: $n_{ас} = 1460 \text{ мин}^{-1}$

1.3 Определение общего передаточного отношения и разбивка его по ступеням

Определим общее передаточное отношение:

$$U_{общ} = U_{ред} = \frac{n_{ас}}{n_{вых}} = \frac{1460}{43} = 33,95$$

Разобьем передаточное число редуктора $u_{ред}$ [2, с.76]. Передаточное число быстроходной ступени:

$$u_B = 3 + 0,2 * (u_{ред} - 10) = 3 + 0,2 * (33,95 - 10) = 7,79$$

Тихоходная ступень:

$$u_T = \frac{u_{ред}}{u_B} = \frac{33,95}{7,79} = 4,36$$

Рассмотрим 3 варианта разбивки $u_{ред}$:

1. $u_B = 7,79$; $u_T = 4,36$

2. $u_B = u_{B1} * 1,1 = 7,79 * 1,1 = 8,57$; $u_T = \frac{u_{ред}}{u_B} = \frac{33,95}{8,57} = 3,96$

3. $u_B = u_{B1} * 0,8 = 7,79 * 0,8 = 6,23$; $u_T = \frac{u_{ред}}{u_B} = \frac{33,95}{6,23} = 5,45$

1.4 Определение мощностей, вращающих моментов и частот вращения на валах привода

Вариант разбивки №1:

Требуемая мощность двигателя:

$$N_{дв. треб.} = 8461 \text{ Вт}$$

Мощность на солнечной шестерни быстроходной ступени:

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						6

$$N_{a2} = N_{\text{дв. треб.}} \cdot \eta_{\text{ум}} = 8461 \cdot 0,98 = 8292,42 \text{ Вт}$$

Мощность на водиле быстроходной ступени:

$$N_{h2} = N_{a2} \cdot \eta_{2k-h} \cdot \eta_{\text{ПК}}^2 = 8292 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 = 7964,85 \text{ Вт}$$

Мощность на солнечной водиле тихоходной ступени:

$$N_{h1} = N_{\text{дв. треб.}} \cdot \eta_{\text{общ}} = 8461 \cdot 0,85 = 7201 \text{ Вт}$$

Частота вращения двигателя:

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{ас}} = 1460 \text{ мин}^{-1}$$

$$\omega_{\text{дв}} = \pi \cdot \frac{n_{\text{дв}}}{30} = 3,14 \cdot \frac{1460}{30} = 152,81 \text{ с}^{-1}$$

Частота вращения солнечной шестерни быстроходной ступени:

$$n_{a2} = n_{\text{ас}} = 1460 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

$$\omega_{a2} = \omega_{\text{дв}} = 152,81 \text{ с}^{-1}$$

Частота вращения водила быстроходной ступени:

$$n_{h2} = \frac{n_{a2}}{u_{\text{Б}}} = \frac{1460}{7,79} = 187,4 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

$$\omega_{h2} = \pi \cdot \frac{n_{h2}}{30} = 3,14 \cdot \frac{187,4}{30} = 19,61 \text{ с}^{-1}$$

Частота вращения водила тихоходной ступени:

$$n_{h1} = \frac{n_{h2}}{u_{\text{Т}}} = \frac{187,4}{4,36} = 43 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

$$\omega_{h1} = \pi \cdot \frac{n_{h1}}{30} = 3,14 \cdot \frac{43}{30} = 4,5 \text{ с}^{-1}$$

Момент на вале двигателя:

$$T_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{дв. треб.}}}{\omega_{\text{дв}}} = \frac{8461}{152,58} = 55,37 \text{ Нм}$$

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						7

Момент на солнечной шестерне быстроходной ступени:

$$T_{a2} = \frac{Na2}{\omega_{a2}} = \frac{8292,42}{152,81} = 54,26 \text{ Нм}$$

Момент на водиле быстроходной ступени:

$$T_{h2} = \frac{Nh2}{\omega_{h2}} = \frac{7964,85}{19,61} = 406 \text{ Нм}$$

Момент на водиле тихоходной ступени:

$$T_{h1} = \frac{Nh1}{\omega_{h1}} = \frac{7201}{4,5} = 1600 \text{ Нм}$$

Вариант разбивки №2:

Требуемая мощность двигателя:

$$N_{\text{дв. треб.}} = 8461 \text{ Вт}$$

Мощность на солнечной шестерни быстроходной ступени:

$$Na2 = N_{\text{дв. треб.}} * \eta_{\text{ум}} = 8461 * 0,98 = 8292,42 \text{ Вт}$$

Мощность на водиле быстроходной ступени:

$$Nh2 = Na2 * \eta_{2k-h} * \eta_{\text{ПК}}^2 = 8292 * 0,98 * 0,99^2 = 7964,85 \text{ Вт}$$

Мощность на солнечной водиле тихоходной ступени:

$$Nh1 = N_{\text{дв. треб.}} * \eta_{\text{общ}} = 8461 * 0,85 = 7201 \text{ Вт}$$

Частота вращения двигателя:

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{ас}} = 1460 \text{ мин}^{-1}$$

$$\omega_{\text{дв}} = \pi * \frac{n_{\text{дв}}}{30} = 3,14 * \frac{1460}{30} = 152,81 \text{ с}^{-1}$$

Частота вращения солнечной шестерни быстроходной ступени:

$$n_{a2} = n_{\text{ас}} = 1460 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

$$\omega_{a2} = \omega_{\text{дв}} = 152,81 \text{ с}^{-1}$$

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						8

Частота вращения водила быстросходной ступени:

$$n_{h2} = \frac{n_{a2}}{u_B} = \frac{1460}{8,57} = 170,36 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

$$\omega_{h2} = \pi * \frac{n_{h2}}{30} = 3,14 * \frac{170,36}{30} = 17,83 \text{ с}^{-1}$$

Частота вращения водила тихоходной ступени:

$$n_{h1} = \frac{n_{h2}}{u_T} = \frac{170,36}{3,96} = 43 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

$$\omega_{h1} = \pi * \frac{n_{a1}}{30} = 3,14 * \frac{43}{30} = 4,5 \text{ с}^{-1}$$

Момент на вале двигателя:

$$T_{дв} = \frac{N_{дв. \text{ треб.}}}{\omega_{дв}} = \frac{8461}{152,58} = 55,37 \text{ Нм}$$

Момент на солнечной шестерне быстросходной ступени:

$$T_{a2} = \frac{N_{a2}}{\omega_{a2}} = \frac{8292,42}{152681} = 54,26 \text{ Нм}$$

Момент на водиле быстросходной ступени:

$$T_{h2} = \frac{N_{h2}}{\omega_{h2}} = \frac{7964,85}{17,8} = 446 \text{ Нм}$$

Момент на водиле тихоходной ступени:

$$T_{h1} = \frac{N_{a1}}{\omega_{a1}} = \frac{7201}{4,5} = 1600 \text{ Нм}$$

Вариант разбивки №3:

Требуемая мощность двигателя:

$$N_{дв. \text{ треб.}} = 8461 \text{ Вт}$$

Мощность на солнечной шестерни быстросходной ступени:

$$N_{a2} = N_{дв. \text{ треб.}} * \eta_{ум} = 8461 * 0,98 = 8292,42 \text{ Вт}$$

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						9

Мощность на водиле быстроходной ступени:

$$N_{h2} = N_{a2} * \eta_{2k-h} * \eta_{ПК}^2 = 8292 * 0,98 * 0,99^2 = 7964,85 \text{ Вт}$$

Мощность на солнечной водиле тихоходной ступени:

$$N_{h1} = N_{дв. треб.} * \eta_{общ} = 8729 * 0,85 = 7201 \text{ Вт}$$

Частота вращения двигателя:

$$n_{дв} = n_{ac} = n_{a2} = 1460 \text{ мин}^{-1}$$

$$\omega_{дв} = \omega_{a2} = \pi * \frac{n_{дв}}{30} = 3,14 * \frac{1460}{30} = 152,81 \text{ с}^{-1}$$

Частота вращения водила быстроходной ступени:

$$n_{h2} = \frac{n_{a2}}{u_B} = \frac{1460}{6,23} = 234,25 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

$$\omega_{h2} = \pi * \frac{n_{h2}}{30} = 3,14 * \frac{234,25}{30} = 24,5 \text{ с}^{-1}$$

Частота вращения водила тихоходной ступени:

$$n_{h1} = \frac{n_{h2}}{u_T} = \frac{234,25}{5,45} = 43 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

$$\omega_{h1} = \pi * \frac{n_{a1}}{30} = 3,14 * \frac{43}{30} = 4,5 \text{ с}^{-1}$$

Момент на вале двигателя:

$$T_{дв} = \frac{N_{дв. треб.}}{\omega_{дв}} = \frac{8461}{152,58} = 55,37 \text{ Нм}$$

Момент на солнечной шестерне быстроходной ступени:

$$T_{a2} = \frac{N_{a2}}{\omega_{a2}} = \frac{8292,42}{152,58} = 54,26 \text{ Нм}$$

Момент на водиле быстроходной ступени:

$$T_{h2} = \frac{N_{h2}}{\omega_{h2}} = \frac{7964,85}{24,5} = 325,85 \text{ Нм}$$

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						10

Момент на водиле тихоходной ступени:

$$T_{a1} = \frac{Na1}{\omega_{a1}} = \frac{7201}{4,5} = 1600 \text{ Нм}$$

					<i>ДМ 181.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						11

Результаты расчета сведены в таблицу:

Таблица 1.2

Результаты энерго-кинематического расчета

№ пере дачи	u_i			n_i (об/мин)	ω_i			T_i			N_i		
Э-дв	1			1460			152,81			55,37			8461
1				1460			152,81			54,26			8292
2	7,8	8,6	6,2	187	170	234	20	18	25	406	447	325	7964
3	4,4	4	5,5	43			4,5			1600			7201

- 1-ый вариант разбивки $U_{общ}$

- 2-ой вариант разбивки $U_{общ}$

- 3-ий вариант разбивки $U_{общ}$

2. Расчет передач привода

2.1. Расчет зубчатых передач редуктора

2.1.1. Критерии работоспособности зубчатых передач

1. Контактная выносливость

Задача расчета: оценка работоспособности передачи по критерию контактной выносливости, с целью предупреждения усталостного выкрашивания зубьев.

Условие расчета: $\sigma_H \leq [\sigma_H]$

Расчетное контактное напряжение определяется из выражения [2, с.149]:

$$\sigma_H = 1,18 Z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_H}{d_1^2 \cdot b_2 \cdot \sin 2\alpha} \left(\frac{u_\phi + 1}{u_\phi} \right)}; \text{ где } Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cdot \cos^2 \beta}{\varepsilon_\alpha}} \text{ коэффициент}$$

повышения прочности по контактным напряжениям косозубых передач по сравнению с прямозубыми [2, с. 149]; $K_{H\alpha} = 1,07$ (при V до 5 м/с и 8-й степени точности) – учитывает неравномерность нагружения зубьев [2, с.149, табл. 8.7]; E_{np} – приведенный модуль упругости; u_ϕ – фактическое передаточное число; $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{Hv}$ – коэффициент расчетной нагрузки; $K_{Hv} = 1,12$ – динамический коэффициент [2, с.131, табл. 8.3]; $K_{H\beta} = 1,07$ – коэффициент концентрации нагрузки по ширине зуба.

Допускаемые контактные напряжения (шестерни и колеса) определяются из выражения: $[\sigma_H]_i = \frac{\sigma_{H0i}}{S_H} \cdot K_{HLi}$; где σ_{H0i} – предел выносливости при отнулевом цикле изменения напряжений ($R=0$), МПа; $S_H = 1,2$ – коэффициент безопасности в случае закалки ТВЧ; K_{HLi} – коэффициент долговечности колес; ($i=1$ – для шестерни, $i=2$ – для колеса).

2. Изгибная выносливость

Задача расчета: оценка работоспособности передачи по критерию выносливости при изгибе, с целью предупреждения усталостной поломки зубьев.

Условие расчета: $\sigma_F \leq [\sigma_F]$

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						13

где σ_F – расчетные напряжения изгиба определяются из выражения;
 $[\sigma_F]$ – допускаемые напряжения при расчете на изгибную выносливость;

$$\sigma_F = Y_{Fi} Z_{F\beta} F_t / (b_2 m) K_F \leq [\sigma_F]_i \quad (i=1,2);$$

где $Z_{F\beta} = K_{Fa} Y_{\beta} / \epsilon_a$ – коэффициент повышения прочности по напряжениям косозубых передач по сравнению с прямозубыми; K_{Fa} – учитывает неравномерность нагружения зубьев [2, с.149, табл. 8.7]; $Y_{\beta} = 1 - \beta/140$ – учитывает повышение изгибной прочности непосредственно за счет угла β ; $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}$ – коэффициент расчетной нагрузки; Y_{Fi} – коэффициенты формы зуба – определяются по [2, с.140, рис.8.20] в соответствие с эквивалентными числами зубьев (для шестерни и колеса)

Определение допускаемых напряжений при расчете на изгиб

$[\sigma_F]_i = \frac{\sigma_{F0i}}{s_F} \cdot K_{FC} \cdot K_{F0i}$; σ_{F0i} – предел изгибной выносливости при отнулевом цикле изменения напряжений: $R = 0$; $[s_F] = 1,55...1,75$ – коэффициент безопасности; K_{FC} – учитывает реверсивность нагрузки: при односторонней нагрузке $K_{FC} = 1,0$; при реверсивной

нагрузке $K_{FC} = 0,7...0,8$;

3. Контактная прочность

Задача расчета: оценка работоспособности передачи по критерию статической контактной прочности, с целью предупреждения пластического обмятия зубьев.

Условие расчета: $\sigma_{Hmax} \leq [\sigma_{Hmax}]$ (зависит от термообработки);

Где $\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\beta}$; $\beta^* = 2,4$ — коэффициент перегрузки;

4. Изгибная прочность

Задача расчета: оценка работоспособности передачи по критерию статической изгиб

ной прочности, с целью предупреждения статической поломки зубьев.

Условие расчета: $\sigma_{Fmax} \leq [\sigma_{Fmax}]$ (зависит от термообработки);

где $\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \beta$;

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						14

Расчет передач будем проводить, используя указанные выше критерии работоспособности зубчатых передач, в программе Made2008.

2.1.2. Результаты расчетов ЗП

Расчет планетарной передачи

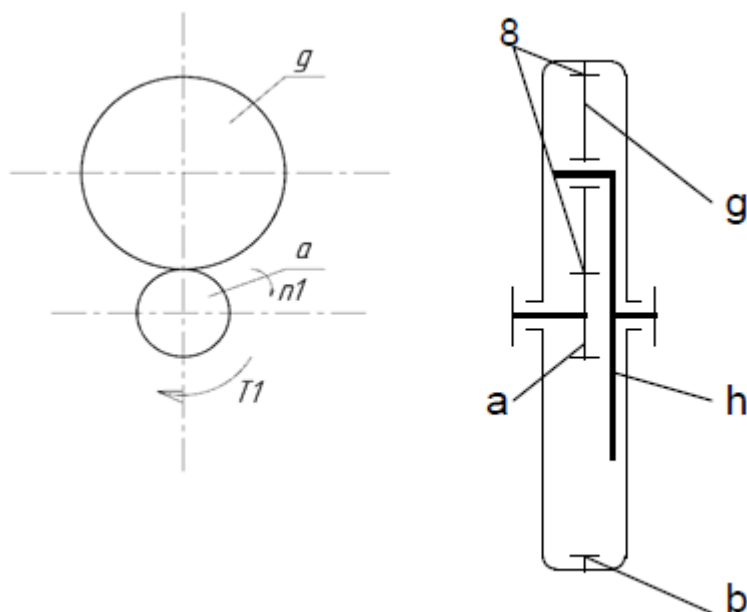
Расчет передач ведется отдельно для внешнего ("а – g") и внутреннего ("b – g") зацеплений, при этом в качестве энерго-кинематических параметров подставляются значения частоты (и момента) в относительном (*т.е. при остановленном водиле*) движении.

Вариант разбивки №1

Исходные данные для расчета внешнего зацепления а-g быстросходной ступени в программе Made2008

Из условия соосности $z_a + 2z_g = z_b$: $i_{a_2g_2}^{b_2} = \frac{7,79-1}{2} = 2,895$

Энерго-кинематические параметры передач в относительном движении (относительно водила):



где а – солнечная шестерня; g – сателлит;

Рис. 2.1. Схема для расчета внешнего зацепления планетарной коробки передач

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						15

$$n_h = \frac{n_a}{i_{ah}^b} = 1460/7,79 = 187 \text{ об/мин}$$

$$n_1 = n_a - n_h = 1460 - 187 = 1273 \text{ об/мин}$$

$$T_1 = \frac{T_a}{n_w} \Omega = \frac{54,26}{3} * 1,08 = 19,53 \text{ Нм}$$

где Ω – коэффициент неравномерности нагрузки на сателлиты. [3, с.116-117].

Результаты расчета внешнего зацепления а-г

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ									
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ б.ход.вала		1273.0 об./мин.		РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ		3200 ч			
ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на б.ход.валу		19.5 Н*м		ПЕРЕДАЧА		реверсивная			
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ		типовая циклограмма нагружения N 3		КОЭФФ.ПЕРЕГР.		2.20			
ШЕСТЕРНЯ: поковка сталь		40ХН		ТО поверхн.закалка		ТВЕРДОСТЬ		55 HRCэ	
КОЛЕСО: поковка сталь		40ХН		ТО поверхн.закалка		ТВЕРДОСТЬ		55 HRCэ	
СХЕМА ПЕРЕДАЧИ		8 ЧИСЛО САТЕЛЛИТОВ		3		СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ		7	
МОДУЛЬ 1.500 мм		МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ		55.500 мм					
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни		19		колеса		55		ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО 2.89	
УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ [град.мин.сек.]		00		00		00			
КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни		0.000		колеса		0.000		суммарный 0.000	
ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни		22.0		колеса		19.0			
ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА:		в долях d1 0.667		в долях aw 0.342					
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ: торцового		1.66		осевого 0.00		суммарный 1.66			
СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная		1368		радиальная 498		осевая 0			
ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный		28.500		вершин 31.50		впадин 24.75			
ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный		82.500		вершин 85.50		впадин 78.75			
УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС		116 куб.см		ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ		1.90 м/с			
НАПРЯЖЕНИЯ при расчете на контактную		при расчете на изгибную							
[МПа]		выносливость		прочность		выносливость		прочность	
				шестер. колесо		шестер. колесо			
расчетные		823		1221		234 208		515 458	
допускаемые		860		2420		316 316		1257 1257	
КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh		1.14 Kf		1.17		долговечн.Zn 0.96 1.11		Yn 1.00 1.00	

Проверка выполнения условия сборки:

$$z_b = z_a + 2z_g = 19 + 2 * 55 = 129$$

$$\frac{z_a + z_b}{n_w} = \frac{19 + 129}{3} = \text{не целое число};$$

$$\text{Пусть } z_a = 23; \text{ тогда } z_g = 23 * 2,895 = 67;$$

$$z_b = z_a + 2z_g = 23 + 2 * 67 = 157;$$

$$\frac{z_a + z_b}{n_w} = \frac{23 + 157}{3} = 60 - \text{целое число};$$

Вывод: условие сборки выполняется.

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						16

Результаты проверочного расчета внешнего зацепления а-г

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ							
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ б.ход.вала	1273.0 об./мин.	РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ	3200 ч				
ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на б.ход.валу	19.5 Н*м	ПЕРЕДАЧА	реверсивная				
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ	типовая циклограмма нагружения N 3	КОЭФФ.ПЕРЕГР.	2.20				
ШЕСТЕРНЯ: поковка сталь	40ХН	ТО поверхн.закалка	ТВЕРДОСТЬ 55 НРСэ				
КОЛЕСО: поковка сталь	40ХН	ТО поверхн.закалка	ТВЕРДОСТЬ 55 НРСэ				
СХЕМА ПЕРЕДАЧИ	8	ЧИСЛО САТЕЛЛИТОВ	3	СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ	7		
МОДУЛЬ 1.500 мм		МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ 67.500 мм					
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни	23	колеса	67	ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО	2.91		
УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ [град.мин.сек.]	00 00 00						
КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни	0.000	колеса	0.000	суммарный	0.000		
ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни	22.0	колеса	19.0				
ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА:		в долях d1 0.551		в долях aw 0.281			
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ: торцового	1.70	осевого	0.00	суммарный	1.70		
СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная	1130	радиальная	411	осевая	0		
ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный		34.500	вершин	37.50	впадин	30.75	
ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный		100.500	вершин	103.50	впадин	96.75	
УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС	171 куб.см	ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ	2.30 м/с				
НАПРЯЖЕНИЯ при расчете на контактную при расчете на изгибную							
[МПа]		выносливость		прочность			
расчетные		673		998		185	168 408 370
допускаемые		860		2420		316	316 1257 1257
КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh 1.13 Kf 1.16 долговечн.Zn 0.96 1.11 Yn 1.00 1.00							
провер. расчет							

Проверка по условию соседства:

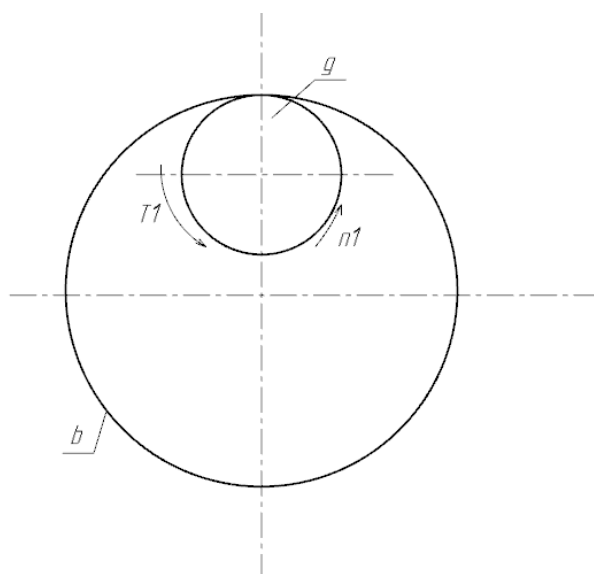
$$(d_a)_g = 37,5 < 2a_w \sin \frac{\pi}{n_w} = 2 * 67,5 * \sin(180/3) = 114,75;$$

Вывод: условие соседства выполняется.

Исходные данные для расчета внутреннего зацепления б-г быстросходной ступени

Частота вращения в относительном движении: $n_1 = n_h * \frac{z_b}{z_g} = 187 * \frac{157}{67} = 438,19$ об/мин;

Момент в зацеплении: $T_1 = \frac{T_a * z_g}{n_w z_a} \Omega = 54,26 * \frac{67}{3 * 23} * 1,08 = 56,9$ Нм;



где g – сателлит; b – эпицикл

Рис. 2.2. Схема для расчета внутреннего зацепления планетарной коробки передач

Результаты проверочного расчета внутреннего зацепления b-g

РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ
 ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ сателлита 438.2 об./мин. РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ 3200 ч
 ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на сателлите 56.9 Н*м ПЕРЕДАЧА реверсивная
 РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ типовая циклограмма нагружения N 3 КОЭФФ.ПЕРЕГР.2.20
 ШЕСТЕРНЯ: поковка сталь 40ХН ТО поверхн.закалка ТВЕРДОСТЬ 55 HRCэ
 КОЛЕСО: поковка сталь 38ХМЮА ТО азотирование ТВЕРДОСТЬ 825 HV
 СХЕМА ПЕРЕДАЧИ 8 ЧИСЛО САТЕЛЛИТОВ 3 СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ 7
 МОДУЛЬ 1.500 мм МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ 67.500 мм
 ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни 67 колеса 157 ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО 2.34
 КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни 0.000 колеса -0.000
 ПАРАМЕТРЫ ДОЛБЯКА: число зубьев 34 коэффициент смещения 0.10
 ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни 19.0 колеса 23.0
 ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА: в долях d_1 0.189 в долях a_w 0.281
 КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ: 1.76
 СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная 1132 радиальная 412
 ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный 100.500 вершин 103.80 впадин 96.75
 ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный 235.500 вершин 233.25 впадин 239.25
 УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС 501 куб.см ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ 2.31 м/с
 НАПРЯЖЕНИЯ | при расчете на контактную | при расчете на изгибную |
[МПа]	выносливость	прочность	выносливость	прочность		
расчетные	252	373	165	171	362	375
допускаемые	994	2420	316	375	1257	1029
 КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh 1.11 Kf 1.13 долговечн.Zn 1.11 1.21 Yn 1.00 1.00
 сохранение рез-тов повтор расчета выход

Исходные данные для расчета внешнего зацепления а-д тихоходной ступени

Из условия соосности $z_a + 2z_g = z_b$: $i_{a_2g_2}^{b_2} = \frac{i_{a_2h_2}^{b_2} - 1}{2} = \frac{4,35-1}{2} = 1,175$;

Энерго-кинематические параметры передач в относительном движении:

$$n_h = \frac{n_a}{i_{ah}^b} = 187/4,35 = 43 \text{ об/мин}$$

$$n_1 = n_a - n_h = 187 - 43 = 144 \text{ об/мин}$$

$$T_1 = \frac{T_{a1}}{n_w} \Omega = \frac{406}{3} * 1,08 = 146,16 \text{ Нм}$$

где Ω – коэффициент неравномерности нагрузки на сателлиты.

Результаты расчета внешнего зацепления а-г

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ									
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ б.ход.вала		144.0 об./мин.		РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ		3200 ч			
ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на б.ход.валу		146.2 Н*м		ПЕРЕДАЧА		реверсивная			
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ		типовая циклограмма нагружения Н 3		КОЭФФ.ПЕРЕГР.2.20					
ШЕСТЕРНЯ: поковка сталь		40ХН		ТО поверхн.закалка		ТВЕРДОСТЬ		53 HRCэ	
КОЛЕСО: поковка сталь		40ХН		ТО поверхн.закалка		ТВЕРДОСТЬ		53 HRCэ	
СХЕМА ПЕРЕДАЧИ		8		ЧИСЛО САТЕЛЛИТОВ		3		СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ 7	
МОДУЛЬ 3.000 мм		МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ		58.500 мм					
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни		18		колеса		21		ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО 1.17	
УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ [град.мин.сек.]		00		00		00			
КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни		0.000		колеса		0.000		суммарный 0.000	
ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни		43.0		колеса		37.0			
ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА:		в долях d1 0.685		в долях aw		0.632			
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ: торцового		1.55		осевого		0.00		суммарный 1.55	
СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная		5415		радиальная		1971		осевая 0	
ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный		54.000		вершин		60.00		впадин 46.50	
ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный		63.000		вершин		69.00		впадин 55.50	
УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС		214 куб.см		ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ		0.41 м/с			
НАПРЯЖЕНИЯ при расчете на контактную		при расчете на изгибную							
[МПа]		выносливость		прочность		выносливость		прочность	
						шестер. колесо		шестер. колесо	
расчетные		1016		1507		236 230		519 506	
допускаемые		1065		2332		300 300		1257 1257	
КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh		1.12		Kf 1.15		долговечн.Zn 1.22 1.34		Уп 1.00 1.00	
сохранение p-в		проектн.расчет		провер. расчет		выход			

Проверка выполнения условия сборки:

$$z_b = z_a + 2z_g = 18 + 2 * 21 = 60$$

$$\frac{z_a + z_b}{n_w} = \frac{18+60}{3} = 26;$$

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						19

Вывод: условие сборки выполняется.

Проверка по условию соседства:

$$(d_a)_g = 69 < 2a_w \sin \frac{\pi}{n_w} = 2 * 58,5 * \sin(180/3) = 99,45;$$

Вывод: условие соседства выполняется.

Исходные данные для расчета внутреннего зацепления b-g тихоходной ступени

Частота вращения в относительном движении: $n_1 = n_h * \frac{z_b}{z_g} = 43 * \frac{60}{21} = 122,86$ об/мин;

$$\text{Момент в зацеплении: } T_1 = \frac{T_a * z_g}{n_w z_a} \Omega = 406 * \frac{21}{3 * 18} * 1,08 = 170,52 \text{ Нм};$$

Результаты проверочного расчета внутреннего зацепления b-g

РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ									
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ сателлита	122.8 об./мин.	РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ	3200 ч						
ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на сателлите	170.5 Н*м	ПЕРЕДАЧА	реверсивная						
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ	типовая циклограмма нагружения N 3	КОЭФФ.ПЕРЕГР.2.20							
ШЕСТЕРНЯ: поковка сталь	40ХН	ТО поверхн.закалка	ТВЕРДОСТЬ 53 HRCэ						
КОЛЕСО: поковка сталь	38ХМЮА	ТО азотирование	ТВЕРДОСТЬ 825 HV						
СХЕМА ПЕРЕДАЧИ	8	ЧИСЛО САТЕЛЛИТОВ	3	СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ	7				
МОДУЛЬ	3.000 мм	МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ	58.500 мм						
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни	21	колеса	60	ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО	2.86				
КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни	0.000	колеса	0.000						
ПАРАМЕТРЫ ДОЛБЯКА: число зубьев	34	коэффициент смещения	0.34						
ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни	37.0	колеса	35.0						
ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА:	в долях d1 0.556	в долях aw	0.598						
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ:	1.86								
СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная	5413	радиальная	1970						
ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный	63.000	вершин	71.34	впадин	55.50				
ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный	180.000	вершин	175.50	впадин	187.20				
УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС	427 куб.см	ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ	0.41 м/с						
НАПРЯЖЕНИЯ при расчете на контактную				при расчете на изгибную					
[МПа]	выносливость	прочность	выносливость	прочность					
				шестер. колесо шестер. колесо					
расчетные	531	788	238	214	524	472			
допускаемые	1170	2332	300	357	1257	1029			
КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh	1.10	Kf	1.13	долговечн.Zn	1.34	1.55	Yn	1.00	1.00
сохранение рез-тов		повтор расчета			выход				

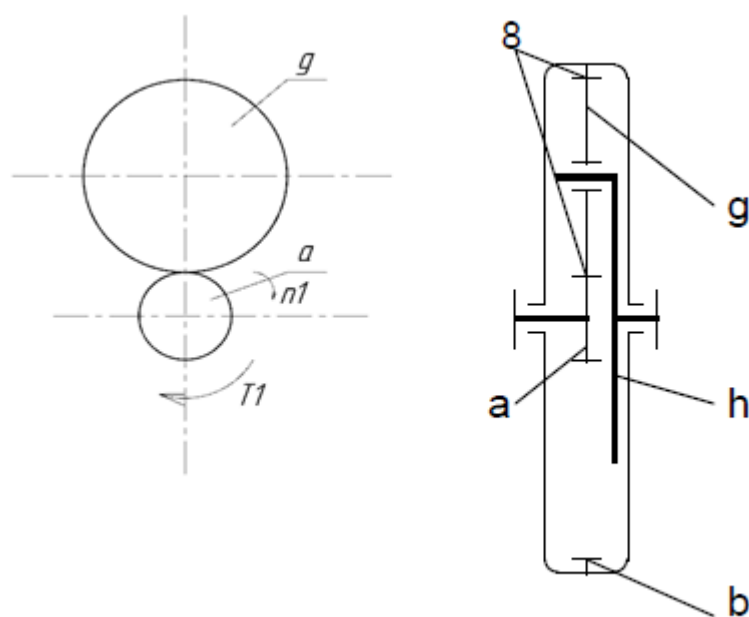
Вариант разбивки №2

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						20

Исходные данные для расчета внешнего зацепления а-г быстросходной ступени

Из условия соосности $z_a + 2z_g = z_b$: $i_{a_2g_2}^{b_2} = \frac{i_{a_2h_2}^{b_2} - 1}{2} = \frac{8,57 - 1}{2} = 3,285$

Энерго-кинематические параметры передач в относительном движении (относительно водила):



где a – солнечная шестерня; g – сателлит;

Рис. 2.3. Схема для расчета внешнего зацепления планетарной коробки передач

$$n_h = \frac{n_a}{i_{ah}^b} = 1460 / 8,57 = 170,36 \text{ об/мин}$$

$$n_1 = n_a - n_h = 1460 - 170,36 = 1289,64 \text{ об/мин}$$

$$T_1 = \frac{T_a}{n_w} \Omega = \frac{54,26}{3} * 1,08 = 19,53 \text{ Нм}$$

где Ω – коэффициент неравномерности нагрузки на сателлиты.

Результаты расчета внешнего зацепления а-д

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ									
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ б.ход.вала		1289.7 об./мин.		РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ		3200 ч			
ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на б.ход.валу		19.5 Н*м		ПЕРЕДАЧА		реверсивная			
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ		типовая циклограмма нагружения N 3		КОЭФФ.ПЕРЕГР.		2.20			
ШЕСТЕРНЯ: поковка сталь		40ХН		ТО поверхн.закалка		ТВЕРДОСТЬ		54 HRCэ	
КОЛЕСО: поковка сталь		40ХН		ТО поверхн.закалка		ТВЕРДОСТЬ		54 HRCэ	
СХЕМА ПЕРЕДАЧИ		8		ЧИСЛО САТЕЛЛИТОВ		3		СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ 7	
МОДУЛЬ 1.250 мм		МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ		59.375 мм					
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни		22		колеса		73		ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО 3.32	
УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ [град.мин.сек.]		00		00		00			
КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни		0.000		колеса		0.000		суммарный 0.000	
ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни		22.0		колеса		19.0			
ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА:		в долях d1 0.691		в долях aw		0.320			
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ: торцового		1.70		осевого		0.00		суммарный 1.70	
СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная		1418		радиальная		516		осевая 0	
ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный		27.500		вершин		30.00		впадин 24.38	
ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный		91.250		вершин		93.75		впадин 88.13	
УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС		137 куб.см		ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ		1.86 м/с			
НАПРЯЖЕНИЯ при расчете на контактную		при расчете на изгибную							
[МПа]		выносливость		прочность		выносливость		прочность	
						шестер. колесо шестер. колесо			
расчетные		832		1234		284 255		625 560	
допускаемые		845		2376		320 320		1257 1257	
КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh		1.14		Kf 1.17		долговечн.Zn 0.95		1.12 Yn 1.00 1.00	
проектн. расчет									

Проверка выполнения условия сборки:

$$z_b = z_a + 2z_g = 22 + 2 \cdot 73 = 168$$

$$\frac{z_a + z_b}{n_w} = \frac{22 + 168}{3} = \text{не целое число};$$

Пусть $z_a = 23$; тогда $z_g = 23 \cdot 3,285 = 76$;

$$z_b = z_a + 2z_g = 23 + 2 \cdot 76 = 175;$$

$$\frac{z_a + z_b}{n_w} = \frac{23 + 175}{3} = 66 - \text{целое число};$$

Вывод: условие сборки выполняется.

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						22

Результаты проверочного расчета внешнего зацепления а-г

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ					
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ б.ход.вала	1289.7 об./мин.	РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ	3200 ч		
ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на б.ход.валу	19.5 Н*м	ПЕРЕДАЧА	реверсивная		
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ	типовая циклограмма нагружения Н 3	КОЭФФ.ПЕРЕГР.	2.20		
ШЕСТЕРНЯ: поковка сталь	40ХН	ТО поверхн.закалка	ТВЕРДОСТЬ 54 HRCз		
КОЛЕСО: поковка сталь	40ХН	ТО поверхн.закалка	ТВЕРДОСТЬ 54 HRCз		
СХЕМА ПЕРЕДАЧИ	8	ЧИСЛО САТЕЛЛИТОВ	3	СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ	7
МОДУЛЬ	1.250 мм	МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ	61.875 мм		
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни	23	колеса	76	ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО	3.30
УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ [град.мин.сек.]	00	00	00		
КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни	0.000	колеса	0.000	суммарный	0.000
ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни	22.0	колеса	19.0		
ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА:	в долях d1 0.661 в долях aw 0.307				
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ: торцового	1.71	осевого	0.00	суммарный	1.71
СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная	1357	радиальная	494	осевая	0
ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный	28.750	вершин	31.25	впадин	25.63
ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный	95.000	вершин	97.50	впадин	91.88
УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС	149 куб.см	ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ	1.94 м/с		
НАПРЯЖЕНИЯ при расчете на контактную	при расчете на изгибную				
[МПа]	выносливость	прочность	выносливость	прочность	
			шестер. колесо	шестер. колесо	
расчетные	795	1179	270	243 594	535
допускаемые	845	2376	320	320 1257	1257
КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh	1.14	Kf	1.17	долговечн.Zn	0.95 1.12 Yn 1.00 1.00
провер. расчет					

Проверка по условию соседства:

$$(d_a)_g = 97,5 < 2a_w \sin \frac{\pi}{n_w} = 2 * 61,875 * \sin(180/3) = 105,18;$$

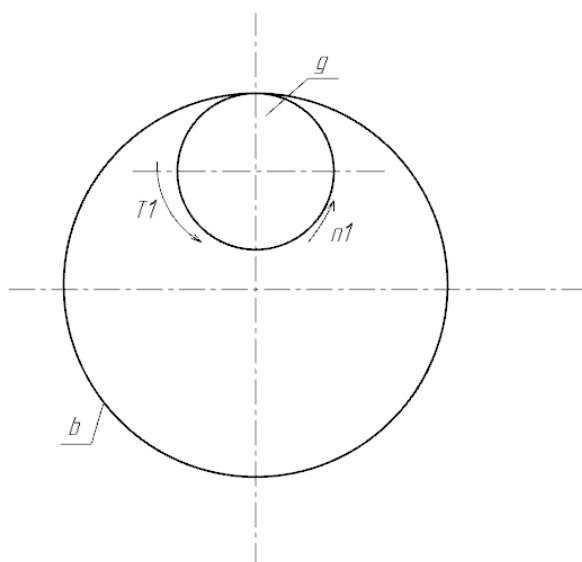
Вывод: условие соседства выполняется.

Исходные данные для расчета внутреннего зацепления б-г быстросходной ступени

Частота вращения в относительном движении: $n_1 = n_h * \frac{Z_b}{Z_g} = 170 * \frac{175}{76} = 391,45$ об/мин;

Момент в зацеплении: $T_1 = \frac{T_a * Z_g}{n_w Z_a} \Omega = 54,26 * \frac{76}{3 * 23} * 1,08 = 64,6$ Нм;

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						23



где g – сателлит; b – эпицикл

Рис. 2.4. Схема для расчета внутреннего зацепления планетарной коробки передач

Результаты проверочного расчета внутреннего зацепления b-g

РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБНОЙ ПЕРЕДАЧИ ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ									
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ сателлита	391.5 об./мин.	РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ	3200 ч						
ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на сателлите	64.6 Н*м	ПЕРЕДАЧА	реверсивная						
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ	типовая циклограмма нагружения N 3	КОЭФФ.ПЕРЕГР.	2.20						
ШЕСТЕРНЯ: поковка сталь	40ХН	ТО поверхн.закалка	ТВЕРДОСТЬ 54 HRCэ						
КОЛЕСО: поковка сталь	38ХМЮА	ТО азотирование	ТВЕРДОСТЬ 825 HV						
СХЕМА ПЕРЕДАЧИ	8	ЧИСЛО САТЕЛЛИТОВ	3	СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ	7				
МОДУЛЬ	1.250 мм	МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ	61.875 мм						
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни	76	колеса	175	ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО	2.30				
КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни	0.000	колеса	-0.000						
ПАРАМЕТРЫ ДОЛБЯКА: число зубьев	40	коэффициент смещения	0.10						
ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни	19.0	колеса	17.0						
ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА:	в долях d_1 0.179			в долях a_w 0.275					
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ:	1.76								
СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная	1360	радиальная	495						
ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный	95.000	вершин	97.75	впадин	91.88				
ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный	218.750	вершин	216.87	впадин	221.87				
УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС	358 куб.см	ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ	1.95 м/с						
НАПРЯЖЕНИЯ при расчете на контактную	при расчете на изгибную								
[МПа]	выносливость	прочность	выносливость	прочность					
			шестер. колесо шестер. колесо						
расчетные	297	440	262 278	576	612				
допускаемые	988	2376	320 380	1257	1029				
КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh	1.10	Kf	1.12	долговечн.Zn	1.12	1.23	Yn	1.00	1.00
			выход						

Исходные данные для расчета внешнего зацепления а-д тихоходной ступени

Из условия соосности $z_a + 2z_g = z_b \cdot i_{a_2g_2} = \frac{i_{a_2h_2}^{b_2} - 1}{2} = \frac{3,96-1}{2} = 0,98$;

Энерго-кинематические параметры передач в относительном движении:

$$n_h = \frac{n_a}{i_{ah}^b} = 170/3,96 = 43 \text{ об/мин}$$

$$n_1 = n_a - n_h = 170 - 43 = 127 \text{ об/мин}$$

$$T_1 = \frac{T_{a1}}{n_w} \Omega = \frac{446}{3} * 1,08 = 160,56 \text{ Нм}$$

где Ω – коэффициент неравномерности нагрузки на сателлиты.

Результаты расчета внешнего зацепления а-д

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ							
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ б.ход.вала	127.0 об./мин.	РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ	3200 ч				
ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на б.ход.валу	160.6 Н*м	ПЕРЕДАЧА	реверсивная				
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ	типовая циклограмма нагружения Н 3	КОЭФФ.ПЕРЕГР.	2.20				
ШЕСТЕРНЯ: поковка сталь	40ХН	ТО	поверхн.закалка	ТВЕРДОСТЬ	54 HRCэ		
КОЛЕСО: поковка сталь	40ХН	ТО	поверхн.закалка	ТВЕРДОСТЬ	54 HRCэ		
СХЕМА ПЕРЕДАЧИ	8	ЧИСЛО САТЕЛЛИТОВ	3	СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ	7		
МОДУЛЬ	3.000 мм	МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ	54.000 мм				
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни	18	колеса	18	ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО	1.00		
УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ [град.мин.сек.]	00 00 00						
КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни	0.000	колеса	0.000	суммарный	0.000		
ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни	43.0	колеса	37.0				
ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА:	в долях d1 0.685	в долях aw	0.685				
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ: торцового	1.53	осевого	0.00	суммарный	1.53		
СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная	5948	радиальная	2165	осевая	0		
ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный	54.000	вершин	60.00	впадин	46.50		
ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный	54.000	вершин	60.00	впадин	46.50		
УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС	183 куб.см	ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ	0.36 м/с				
НАПРЯЖЕНИЯ при расчете на контактную				при расчете на изгибную			
[МПа]	выносливость	прочность	выносливость	прочность			
				шестер. колесо	шестер. колесо		
расчетные	1109	1645	259	259	570	570	
допускаемые	1115	2376	300	300	1257	1257	
КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh	1.12	Kf	1.15	долговечн.Zn	1.26	1.35	Уп 1.00 1.00
проектн. расчет							

Проверка выполнения условия сборки:

$$z_b = z_a + 2z_g = 18 + 2 * 18 = 54$$

$$\frac{z_a + z_b}{n_w} = \frac{18 + 54}{3} = 24;$$

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						25

Вывод: условие сборки выполняется.

Проверка по условию соседства:

$$(d_a)_g = 60 < 2a_w \sin \frac{\pi}{n_w} = 2 * 54 * \sin(180/3) = 91,8;$$

Вывод: условие соседства выполняется.

Исходные данные для расчета внутреннего зацепления b-g тихоходной ступени

Частота вращения в относительном движении: $n_1 = n_h * \frac{z_b}{z_g} = 43 * \frac{54}{18} = 129$ об/мин;

$$\text{Момент в зацеплении: } T_1 = \frac{T_a * z_g}{n_w z_a} \Omega = 446 * \frac{18}{3 * 18} * 1,08 = 160,56 \text{ Нм};$$

Результаты проверочного расчета внутреннего зацепления b-g

РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ									
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ сателлита	129.0 об./мин.	РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ	3200 ч						
ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на сателлите	160.6 Н*м	ПЕРЕДАЧА	реверсивная						
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ	типовая циклограмма нагружения N 3	КОЭФФ.ПЕРЕГР.	2.20						
ШЕСТЕРНЯ: поковка сталь	40ХН	ТО поверхн.закалка	ТВЕРДОСТЬ 54 HRCэ						
КОЛЕСО: поковка сталь	38ХМЮА	ТО азотирование	ТВЕРДОСТЬ 825 HV						
СХЕМА ПЕРЕДАЧИ	8	ЧИСЛО САТЕЛЛИТОВ	3	СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ	7				
МОДУЛЬ	3.000 мм	МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ	54.000 мм						
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни	18	колеса	54	ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО	3.00				
КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни	0.000	колеса	-0.000						
ПАРАМЕТРЫ ДОЛБЯКА: число зубьев	34	коэффициент смещения	0.34						
ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни	37.0	колеса	35.0						
ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА:	в долях d1 0.648			в долях aw 0.648					
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ:	1.87								
СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная	5948	радиальная	2165						
ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный	54.000	вершин	62.52	впадин	46.50				
ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный	162.000	вершин	157.50	впадин	169.02				
УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС	337 куб.см	ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ	0.36 м/с						
НАПРЯЖЕНИЯ при расчете на контактную	при расчете на изгибную								
[МПа]	выносливость	прочность		выносливость		прочность			
				шестер. колесо	шестер. колесо				
расчетные	611		907		273	239		601	527
допускаемые	1189		2376		300	357		1257	1029
КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh	1.12	Kf	1.15	долговечн.Zn	1.34	1.55	Yn	1.00	1.00
			ВЫХОД						

Вариант разбивки №3

Исходные данные для расчета внешнего зацепления а-г быстросходной ступени

Из условия соосности $z_a + 2z_g = z_b$: $i_{a_2g_2}^{b_2} = \frac{i_{a_2h_2}^{b_2} - 1}{2} = \frac{6,23-1}{2} = 2,115$

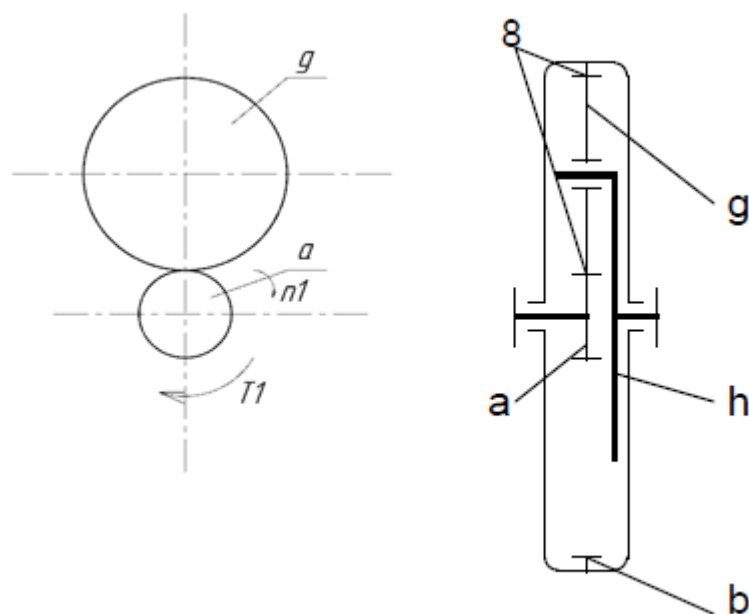
Энерго-кинематические параметры передач в относительном движении:

$$n_h = \frac{n_a}{i_{ah}^b} = 1460/6,23 = 234,35 \text{ об/мин}$$

$$n_1 = n_a - n_h = 1460 - 234 = 1226 \text{ об/мин}$$

$$T_1 = \frac{T_a}{n_w} \Omega = \frac{54,26}{3} * 1,08 = 19,5 \text{ Нм}$$

где Ω – коэффициент неравномерности нагрузки на сателлиты.



где а – солнечная шестерня; g – сателлит;

Рис. 2.5. Схема для расчета внешнего зацепления планетарной коробки передач

Результаты расчета внешнего зацепления а-г

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ									
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ б.ход.вала		1226.0 об./мин.		РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ		3200 ч			
ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на б.ход.валу		19.5 Н*м		ПЕРЕДАЧА		реверсивная			
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ		типовая циклограмма нагружения N 3		КОЭФФ.ПЕРЕГР.2.20					
ШЕСТЕРНЯ: поковка сталь		40ХН		ТО поверхн.закалка		ТВЕРДОСТЬ 54 HRCэ			
КОЛЕСО: поковка сталь		40ХН		ТО поверхн.закалка		ТВЕРДОСТЬ 54 HRCэ			
СХЕМА ПЕРЕДАЧИ		8		ЧИСЛО САТЕЛЛИТОВ		3		СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ 7	
МОДУЛЬ 1.250 мм		МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ		45.000 мм					
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни		23		колеса		49		ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО 2.13	
УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ [град.мин.сек.]		00		00		00			
КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни		0.000		колеса		0.000		суммарный 0.000	
ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни		23.0		колеса		20.0			
ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА:		в долях d1 0.696		в долях aw 0.444					
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ: торцового		1.67		осевого		0.00		суммарный 1.67	
СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная		1357		радиальная		494		осевая 0	
ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный		28.750		вершин		31.25		впадин 25.63	
ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный		61.250		вершин		63.75		впадин 58.13	
УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС		74 куб.см		ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ		1.85 м/с			
НАПРЯЖЕНИЯ при расчете на контактную		при расчете на изгибную							
[МПа]		выносливость		прочность		выносливость		прочность	
				шестер. колесо		шестер. колесо			
расчетные		828		1229		256 237		564 522	
допускаемые		847		2376		320 320		1257 1257	
КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh 1.14 Kf 1.17		долговечн.Zn 0.96 1.05		Yn 1.00 1.00					
сохранение р-в		проектн.расчет		провер. расчет		выход			

Проверка выполнения условия сборки:

$$z_b = z_a + 2z_g = 23 + 2 \cdot 49 = 121$$

$$\frac{z_a + z_b}{n_w} = \frac{23 + 121}{3} = 48 \text{ — целое число;}$$

Вывод: условие сборки выполняется.

Проверка по условию соседства:

$$(d_a)_g = 63,75 < 2a_w \sin \frac{\pi}{n_w} = 2 \cdot 45 \cdot \sin(180/3) = 76,5;$$

Вывод: условие соседства выполняется.

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						28

Исходные данные для расчета внутреннего зацепления b-г быстходной ступени (см. рис.2.2.)

Частота вращения в относительном движении: $n_1 = n_h * \frac{z_b}{z_g} = 234 * \frac{121}{49} = 577,84$ об/мин;

Момент в зацеплении: $T_1 = \frac{T_a * z_g}{n_w * z_a} \Omega = 54,26 * \frac{49}{3 * 23} * 1,08 = 41,61$ Нм;

Результаты проверочного расчета внутреннего зацепления b-г

РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ									
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ сателлита	577.8 об./мин.	РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ	3200 ч						
ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на сателлите	41.6 Н*м	ПЕРЕДАЧА	реверсивная						
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ	типовая циклограмма нагружения Н 3	КОЭФФ.ПЕРЕГР.	2.20						
ШЕСТЕРНЯ: поковка	сталь 40ХН	ТО	поверхн.закалка	ТВЕРДОСТЬ	54 HRCэ				
КОЛЕСО: поковка	сталь 38ХМН	ТО	азотирование	ТВЕРДОСТЬ	825 HV				
СХЕМА ПЕРЕДАЧИ	8	ЧИСЛО САТЕЛЛИТОВ	3	СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ	7				
МОДУЛЬ	1.250 мм	МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ	45.000 мм						
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни	49	колеса	121	ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО	2.47				
КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни	0.000	колеса	-0.000						
ПАРАМЕТРЫ ДОЛБЯКА: число зубьев	40	коэффициент смещения	0.10						
ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни	20.0	колеса	18.0						
ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА:	в долях d1 0.294			в долях aw 0.400					
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ:	1.74								
СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная	1358	радиальная	494						
ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный	61.250	вершин	64.00	впадин	58.13				
ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный	151.250	вершин	149.37	впадин	154.37				
УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС	172 куб.см	ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ	1.85 м/с						
НАПРЯЖЕНИЯ при расчете на контактную				при расчете на изгибную					
[МПа]	выносливость			прочность			выносливость		
				шестер. колесо			шестер. колесо		
расчетные	370		549		253	258		557	567
допускаемые	926		2376		320	380		1257	1029
КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh	1.10	Kf	1.12	долговечн.Zn	1.05	1.17	Yn	1.00	1.00
				выход					

Исходные данные для расчета внешнего зацепления a-г тихоходной ступени

Из условия соосности $z_a + 2z_g = z_b$: $i_{a_2g_2}^{b_2} = \frac{i_{a_2h_2}^{b_2} - 1}{2} = \frac{5,45-1}{2} = 1,73$;

Энерго-кинематические параметры передач в относительном движении:

$$n_h = \frac{n_a}{i_{ah}^b} = 234,25 / 5,45 = 43 \text{ об/мин}$$

$$n_1 = n_a - n_h = 234 - 43 = 191 \text{ об/мин}$$

$$T_1 = \frac{T_{a1}}{n_w} \Omega = \frac{325}{3} * 1,08 = 117 \text{ Нм}$$

где Ω – коэффициент неравномерности нагрузки на сателлиты.

Результаты расчета внешнего зацепления а-г

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ									
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ б.ход.вала		191.0 об./мин.		РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ		3200 ч			
ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на б.ход.валу		117.0 Н*м		ПЕРЕДАЧА		реверсивная			
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ		типовая циклограмма нагружения N 3		КОЭФФ.ПЕРЕГР.		2.20			
ШЕСТЕРНЯ: поковка сталь		40ХН		ТО поверхн.закалка		ТВЕРДОСТЬ 54 HRCэ			
КОЛЕСО: поковка сталь		40ХН		ТО поверхн.закалка		ТВЕРДОСТЬ 54 HRCэ			
СХЕМА ПЕРЕДАЧИ		8		ЧИСЛО САТЕЛЛИТОВ		3		СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ 7	
МОДУЛЬ 2.500 мм		МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ		65.000 мм					
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни		19		колеса		33		ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО 1.74	
УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ [град.мин.сек.]		00		00		00			
КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни		0.000		колеса		0.000		суммарный 0.000	
ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни		38.0		колеса		33.0			
ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА:		в долях d1 0.695		в долях aw 0.508					
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ: торцового		1.61		осевого		0.00		суммарный 1.61	
СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная		4926		радиальная		1793		осевая 0	
ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный		47.500		вершин		52.50		впадин 41.25	
ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный		82.500		вершин		87.50		впадин 76.25	
УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС		244 куб.см		ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ		0.48 м/с			
НАПРЯЖЕНИЯ при расчете на контактную		при расчете на изгибную							
[МПа]		выносливость		прочность		выносливость		прочность	
				шестер. колесо		шестер. колесо			
расчетные		995		1476		286 266		629 584	
допускаемые		1041		2376		304 304		1257 1257	
КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh		1.12		Kf 1.15		долговечн.Zn 1.18 1.38		Yn 1.00 1.00	
проектн. расчет									

Проверка выполнения условия сборки:

$$z_b = z_a + 2z_g = 19 + 2 * 33 = 85$$

$$\frac{z_a + z_b}{n_w} = \frac{25 + 63}{3} - \text{не целое число};$$

Пусть $z_a = 20$; тогда $z_g = 20 * 1,73 = 34$;

$$z_b = z_a + 2z_g = 20 + 2 * 34 = 88$$

$$\frac{z_a + z_b}{n_w} = \frac{20 + 88}{3} = 36 - \text{целое число};$$

Вывод: условие сборки выполняется.

Результаты проверочного расчета внешнего зацепления а-г

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ							
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ б.ход.вала	191.0 об./мин.	РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ	3200 ч				
ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на б.ход.валу	117.0 Н*м	ПЕРЕДАЧА	реверсивная				
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ	типовая циклограмма нагружения N 3	КОЭФФ.ПЕРЕГР.	2.20				
ШЕСТЕРНЯ: поковка сталь 40ХН	ТО поверхн.закалка	ТВЕРДОСТЬ	54 НРСэ				
КОЛЕСО: поковка сталь 40ХН	ТО поверхн.закалка	ТВЕРДОСТЬ	54 НРСэ				
СХЕМА ПЕРЕДАЧИ	8	ЧИСЛО САТЕЛЛИТОВ	3	СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ	7		
МОДУЛЬ 2.500 мм		МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ 67.500 мм					
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни	20	колеса	34	ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО	1.70		
УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ [град.мин.сек.]	00 00 00						
КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни	0.000	колеса	0.000	суммарный	0.000		
ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни	38.0	колеса	33.0				
ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА:		в долях d1 0.660		в долях aw 0.489			
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ: торцового	1.62	осевого	0.00	суммарный	1.62		
СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная	4680	радиальная	1703	осевая	0		
ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный	50.000	вершин	55.00	впадин	43.75		
ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный	85.000	вершин	90.00	впадин	78.75		
УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС	262 куб.см	ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ	0.50 м/с				
НАПРЯЖЕНИЯ при расчете на контактную		при расчете на изгибную					
[МПа]	выносливость	прочность	выносливость	прочность			
				шестер. колесо	шестер. колесо		
расчетные	947	1404	269	251	592	553	
допускаемые	1041	2376	304	304	1257	1257	
КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh	1.12	Kf	1.15	долговечн.Zn	1.18	1.38	Yn 1.00 1.00
сохранение p-в		проектн.расчет		провер. расчет		выход	

Проверка по условию соседства:

$$(d_a)_g = 90 < 2a_w \sin \frac{\pi}{n_w} = 2 * 67,5 * \sin(180/3) = 114,75;$$

Вывод: условие соседства выполняется.

Исходные данные для расчета внутреннего зацепления б-г тихоходной ступени

Частота вращения в относительном движении: $n_1 = n_h * \frac{Z_b}{Z_g} = 43 * \frac{88}{34} = 112$ об/мин;

Момент в зацеплении: $T_1 = \frac{T_a * Z_g}{n_w Z_a} \Omega = 324,85 * \frac{34}{3 * 20} * 1,08 = 198,8$ Нм;

Результаты проверочного расчета внутреннего зацепления b-g

РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ
 ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ сателлита 112.0 об./мин. РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ 3200 ч
 ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на сателлите 198.8 Н*м ПЕРЕДАЧА реверсивная
 РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ типовая циклограмма нагружения N 3 КОЭФФ.ПЕРЕГР.2.20
 ШЕСТЕРНЯ: поковка сталь 40ХН ТО поверхн.закалка ТВЕРДОСТЬ 54 HRCэ
 КОЛЕСО: поковка сталь 38ХМЮА ТО азотирование ТВЕРДОСТЬ 825 HV
 СХЕМА ПЕРЕДАЧИ 8 ЧИСЛО САТЕЛЛИТОВ 3 СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ 7
 МОДУЛЬ 2.500 мм МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ 67.500 мм
 ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни 34 колеса 88 ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО 2.59
 КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни 0.000 колеса-0.000
 ПАРАМЕТРЫ ДОЛБЯКА: число зубьев 30 коэффициент смещения 0.23
 ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни 33.0 колеса 31.0
 ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА: в долях d1 0.365 в долях aw 0.459
 КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ: 1.81
 СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная 4678 радиальная 1703
 ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный 85.000 вершин 91.19 впадин 78.75
 ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный 220.000 вершин 216.25 впадин 226.21
 УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС 600 куб.см ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ 0.50 м/с

НАПРЯЖЕНИЯ	при расчете на контактную		при расчете на изгибную	
[МПа]	выносливость	прочность	выносливость	прочность
			шестер. колесо	шестер. колесо
расчетные	440	653	257 246	566 541
допускаемые	1218	2376	304 362	1257 1029

 КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh 1.09 Kf 1.11 долговечн.Zn 1.38 1.54 Yn 1.00 1.00
 сохранение рез-тов повтор расчета выход

2.1.3 Анализ результатов расчета и выбор базового варианта

Эскизы технического предложения

Вариант 1

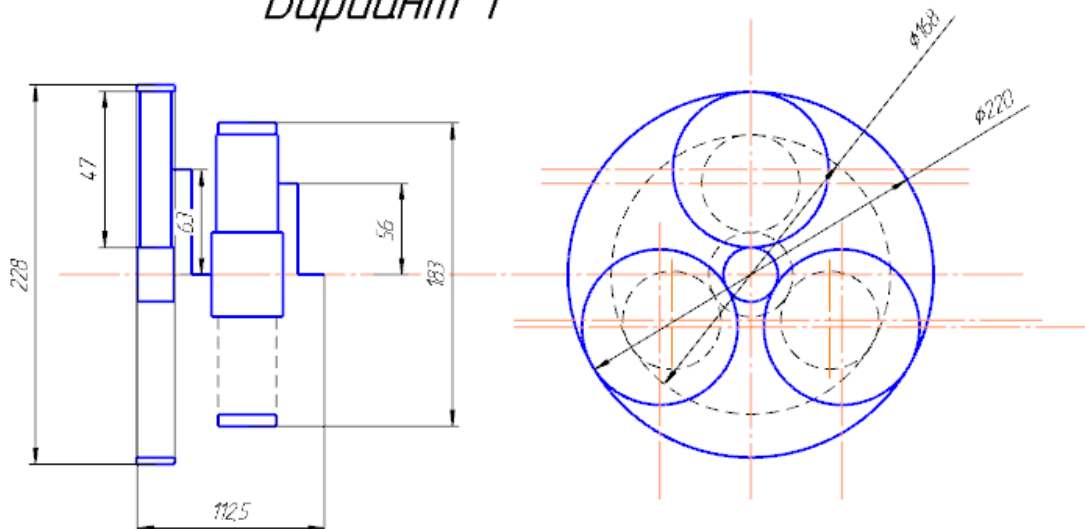


Рис.2.6. 1-й вариант разбивки ($i_{пп1}^{(1)} = 7,79$; $i_{пп2}^{(1)} = 4,35$)

Вариант 2

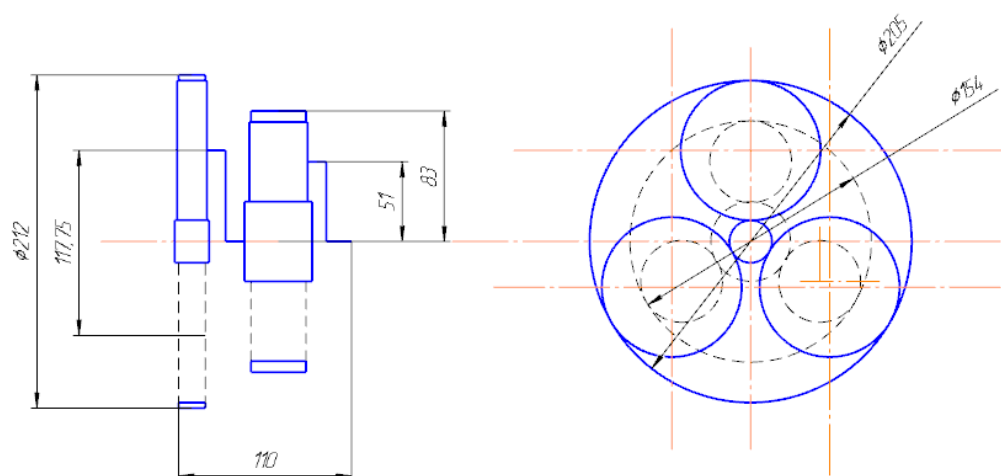


Рис.2.7. 2-й вариант разбивки ($i_{пп1}^{(2)} = 8,57$; $i_{пп2}^{(2)} = 3,96$)

Вариант 3

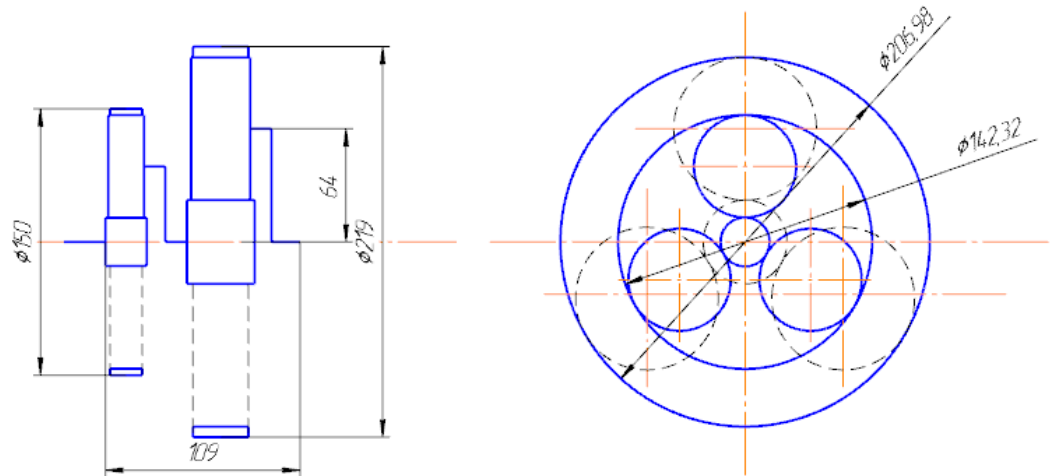


Рис.2.8. 3-й вариант разбивки ($i_{\text{пп1}}^{(3)} = 6,23$; $i_{\text{пп2}}^{(3)} = 5,45$)

При анализе результатов нужно обращать внимание на желательное равенство (примерное) диаметров корончатых колес (для обеспечения смазывания колес обеих ступеней окунанием)

Вывод: В результате анализа полученных вариантов (см. таблицу 3) можно рекомендовать 3-ий вариант, как наиболее компактный, но ни один из вариантов не отвечает требованию примерного равенства диаметров корончатых колес. В связи с этим проведем пересчет быстросходной ступени 3 – его варианта.

Таблица результатов расчета зубчатых передач
(для выбора базового варианта)

Расчетный параметр	Вариант №1					
Зубчатое колесо	a_2	g_2	b_2	a_1	g_1	b_1
i	2,91	2,34		1,17	2,06	
Частота вращения в относительном движении n_i , об/мин	1273	438,2	-	144	122,8	-
Частота вращения водила n_h , об/мин	187,4			43		
Момент в зацеплении, T_1 , Нм	19,5	56,9		146,2	170,5	
Число зубьев, z	23	67	157	18	21	60
Модуль, m	1,5			3		
Межосевое расстояние, a_w	67,5			58,5		
Относительная ширина зубчатого венца, ψ_{bdi}	0,551	0,189		0,685	0,556	
Коэффициент перекрывтия, ε	1,70	1,76		1,55	1,86	
Ширина, b	22	19	23	43	37	35
d_i	34,5	100,5	235,5	54	63	100
d_a	37,5	103,5	233,25	60	69	175,5
d_f	30,75	96,75	239,25	46,5	55,5	187,2
d_b	32,42	94,44	221,30	50,74	59,2	93,97
F_t	1130	1132		5415	5413	
F_r	411	412		1971	1970	
$V_{усл}(см^3)$	171	501		214	427	

Расчетный параметр	Вариант №2					
Зубчатое колесо	a_2	g_2	b_2	a_1	g_1	b_1
i	3,30	2,30		1,00	3,00	
Частота вращения в относительном движении n_1 , об/мин	1289	391,5	-	127	129	-
Частота вращения водила n_h , об/мин	170,36			43		
Момент в зацеплении, T_1 , Нм	19,5	64,6		160,6	160,6	
Число зубьев, z	23	76	175	18	18	54
Модуль, m	1,25			3		
Межосевое расстояние, a_w	61,875			54		
Относительная ширина зубчатого венца, ψ_{bdi}	0,661	0,179		0,685	0,648	
Коэффициент перекрывтия, ε	1,71	1,76		1,53	1,87	
Ширина, b	22	19	17	43	37	35
d_i	28,75	95	218,75	54	54	162
d_a	31,25	97,5	216,87	60	60	157,5
d_f	25,63	98,88	221,87	46,5	46,5	169,02
d_b	27,01	89,27	205,56	50,74	50,74	152,23
F_t	1357	1360		5948	5948	
F_r	494	495		2165	2165	
$V_{ycn}(cm^3)$	149	358		183	337	

Расчетный параметр	Вариант №3					
Зубчатое колесо	a_2	g_2	b_2	a_1	g_1	b_1
i	2,13	2,47		1,70	2,59	
Частота вращения в относительном движении n_1 , об/мин	1226	577,8	-	191	112	-
Частота вращения вала n_h , об/мин	234,25			43		
Момент в зацеплении, T_1 , Нм	19,5	41,6		117	198,8	
Число зубьев, z	23	49	121	20	34	88
Модуль, m	1,25			2,5		
Межосевое расстояние, a_w	45			67,5		
Относительная ширина зубчатого венца, ψ_{bdi}	0,696	0,294		0,660	0,365	
Коэффициент перекрытия, ϵ	1,67	1,74		1,62	1,81	
Ширина, b	23	20	18	38	33	31
d_i	28,75	61,25	151,25	50	85	220
d_a	31,25	63,75	149,37	55	90	216,25
d_f	25,63	58,13	154,37	43,75	78,75	226,21
d_b	27,01	57,56	142,13	46,98	79,87	206,73
F_t	1357	1358		4680	4678	
F_r	494	494		1703	1703	
$V_{ycn}(cm^3)$	74	171		262	600	

Доработка быстроходной ступени (по 3 варианту) – Вариант 3’:

Результаты расчета внешнего зацепления а-г

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ									
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ б.ход.вала		1226.0 об./мин.		РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ		3200 ч			
ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на б.ход.валу		19.5 Н*м		ПЕРЕДАЧА		реверсивная			
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ		типовая циклограмма нагружения N 3		КОЭФФ.ПЕРЕГР.		2.20			
ШЕСТЕРНЯ: поковка сталь		40ХН		ТО поверхн.закалка		ТВЕРДОСТЬ		54 HRCэ	
КОЛЕСО: поковка сталь		40ХН		ТО поверхн.закалка		ТВЕРДОСТЬ		54 HRCэ	
СХЕМА ПЕРЕДАЧИ		8		ЧИСЛО САТЕЛЛИТОВ		3		СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ 7	
МОДУЛЬ 1.500 мм		МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ		63.000 мм					
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни		27		колеса		57		ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО 2.11	
УГОЛ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ [град.мин.сек.]		00		00		00			
КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни		0.000		колеса		0.000		суммарный 0.000	
ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни		25.0		колеса		22.0			
ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА:		в долях d1 0.543		в долях aw		0.349			
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ: торцового		1.70		осевого		0.00		суммарный 1.70	
СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная		963		радиальная		350		осевая 0	
ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный		40.500		вершин		43.50		впадин 36.75	
ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный		85.500		вершин		88.50		впадин 81.75	
УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС		159 куб.см		ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ		2.60 м/с			
НАПРЯЖЕНИЯ		при расчете на контактную		при расчете на изгибную					
[МПа]		выносливость		прочность		выносливость		прочность	
						шестер. колесо		шестер. колесо	
расчетные		559		829		134 126		295 276	
допускаемые		847		2376		316 316		1257 1257	
КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh		1.14		Kf 1.16		долговечн.Zn 0.96		1.05 Yn 1.00 1.00	
сохранение p-в		проектн.расчет		провер. расчет		выход			

Проверка выполнения условия сборки:

$$z_b = z_a + 2z_g = 27 + 2 \cdot 57 = 141$$

$$\frac{z_a + z_b}{n_w} = \frac{27 + 141}{3} = 56 \text{ — целое число;}$$

Вывод: условие сборки выполняется.

Проверка по условию соседства:

$$(d_a)_g = 88,5 < 2a_w \sin \frac{\pi}{n_w} = 2 \cdot 63 \cdot \sin(180/3) = 107,1;$$

Вывод: условие соседства выполняется.

Исходные данные для расчета внутреннего зацепления b-g быстросходной ступени (см. рис.2.2.)

Частота вращения в относительном движении: $n_1 = n_h * \frac{Z_b}{Z_g} = 234 * \frac{141}{57} = 578,84$ об/мин;

Момент в зацеплении: $T_1 = \frac{T_a * Z_g}{n_w * Z_a} \Omega = 54,26 * \frac{57}{3 * 27} * 1,08 = 41,23$ Нм;

Результаты проверочного расчета внутреннего зацепления b-g

РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ									
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ сателлита	579.0 об./мин.	РЕСУРС ПЕРЕДАЧИ	3200 ч						
ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ на сателлите	41.2 Н*м	ПЕРЕДАЧА	реверсивная						
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ	типовая циклограмма нагружения N 3	КОЭФФ.ПЕРЕГР.	2.20						
ШЕСТЕРНЯ: поковка сталь	40XH	ТО поверхн.закалка	ТВЕРДОСТЬ 54 HRCэ						
КОЛЕСО: поковка сталь	40XH	ТО поверхн.закалка	ТВЕРДОСТЬ 54 HRCэ						
СХЕМА ПЕРЕДАЧИ	8	ЧИСЛО САТЕЛЛИТОВ	3	СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ	7				
МОДУЛЬ	1.500 мм	МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ	63.000 мм						
ЧИСЛО ЗУБЬЕВ: шестерни	57	колеса	141	ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО	2.47				
КОЭФФИЦИЕНТ СМЕЩЕНИЯ: шестерни	0.000	колеса	0.000						
ПАРАМЕТРЫ ДОЛБЯКА: число зубьев	34	коэффициент смещения	0.10						
ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА [мм]: шестерни	22.0	колеса	22.0						
ОТНОСИТ. ШИРИНА ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА:	в долях d1 0.257	в долях aw	0.349						
КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ:	1.74								
СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ [Н]: окружная	964	радиальная	351						
ДИАМЕТР ШЕСТЕРНИ [мм]: делительный	85.500	вершин	88.80	впадин	81.75				
ДИАМЕТР КОЛЕСА [мм]: делительный	211.500	вершин	209.25	впадин	215.25				
УСЛОВНЫЙ ОБЪЕМ КОЛЕС	397 куб.см	ОКРУЖНАЯ СКОРОСТЬ	2.59 м/с						
НАПРЯЖЕНИЯ при расчете на контактную	при расчете на изгибную								
[МПа]	выносливость	прочность	выносливость	прочность					
			шестер. колесо	шестер. колесо					
расчетные	240	356	123	126	271	276			
допускаемые	926	2376	316	316	1257	1257			
КОЭФ-ТЫ:нагрузки Kh	1.12	Kf	1.14	долговечн.Zn	1.05	1.14	Yn	1.00	1.00
сохранение рез-тов		повтор расчета			выход				

Вариант 3'

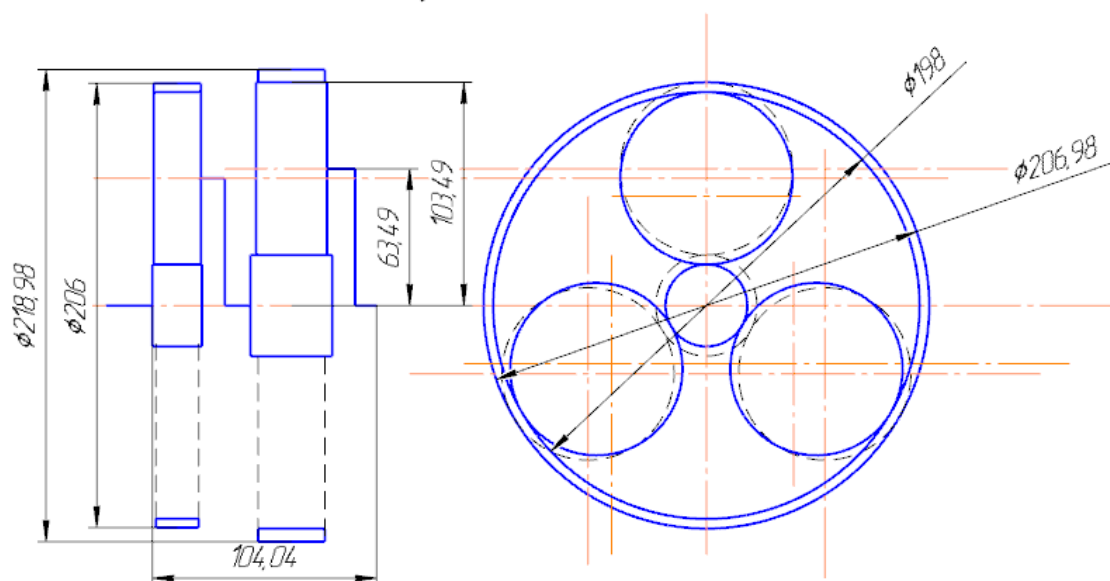


Рис.2.9. 3'-й вариант разбивки ($i_{\text{nn1}}^{(3)} = 6,23$; $i_{\text{nn2}}^{(3)} = 5,45$)

Таблица 4

Таблица сравнительного анализа

№	Критерий оценки вариантов	Рациональное значение критерия	Варианты расчета			
			1	2	3	3'
1	Σa_w	минимальное	126	118	129	129
2	Объем колес передач ($H \times L \times B$), см^3	минимальное	112*228* 228	110*212 *212	109*219 *219	105*220 *220
3	ψ_{bd}	$\geq 0,25$	0,189	0,179	0,294	0,257
4	ε_β	$\geq 1,0$	1,55	1,53	1,62	1,62
5	$\Sigma V_{\text{колес}}$	минимальное	1313	1027	1107	1418

Вывод: Полученный на основе 3-его варианта вариант 3' отвечает требованию примерного равенства диаметров корончатых шестерен, а так же является наиболее компактным и технологичным (см. таблицу 4). На основе полученных данных выбираем 3' вариант для конструктивной проработки.

3. Проектирование редуктора.

После определения межосевых расстояний и размеров зубчатых колес приступаем к разработке конструкции редуктора. Первым этапом конструирования является разработка эскизного проекта. При эскизном проектировании определяют расположение деталей передач, расстояния между ними, ориентировочные диаметры ступеней валов, выбирают типы подшипников и схемы их установки.

Вторым этапом конструирования является определение сил, нагружающих подшипники, произведение подбора подшипников по статической или динамической грузоподъемности, уточнение окончательных размеров подшипников, конструктивное оформление опор. Здесь же уточняются конструкция валов, размеры отдельных их участков, которые согласуются с деталями, устанавливаемыми на валу. Учитывается вид и расположение опор, конструкции уплотнений, технология изготовления валов. Производится проверочный расчет наиболее нагруженного вала в его опасных сечениях.

3.1 Проектный расчет валов и выбор подшипников качения.

Определим диаметры валов редуктора, используя критерии статической прочности.

Условие прочности:

$$\tau_k \leq [\tau_k],$$

где $[\tau_k] = 15-35 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение на кручение

Принимаем: для быстроходного вала $[\tau_k]_1 = 15 \text{ МПа}$;

для промежуточного вала $[\tau_k]_2 = 18 \text{ МПа}$;

для тихоходного вала $[\tau_k]_3 = 30 \text{ МПа}$.

$$\tau_k = \frac{T}{W_k},$$

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						41

где T – крутящий момент (Н·мм) ; W_k – момент сопротивления кручению (мм³).

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_b^3}{16},$$

где d_b – диаметр вала, мм.

Проведя преобразования над формулами вышеперечисленными формулами получим:

$$d_b \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau_k]}}.$$

С помощью этой формулы определим диаметры валов:

быстроходного вала ($T_1=54,26$ Н·м):

$$d_{b1} \geq \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2 \cdot [\tau_{k1}]}} = \sqrt[3]{\frac{54,26}{0,2 \cdot 15 \cdot 10^6}} = 26,25 \text{ (мм)}$$

Полученный диаметр вала округляют до стандартного значения из ряда нормальных линейных размеров, мм: 30

промежуточного вала ($T_2=324,85$ Н·м):

$$d_{b2} \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau_{k1}]}} = \sqrt[3]{\frac{324,85}{0,2 \cdot 18 \cdot 10^6}} = 44,85 \text{ (мм)}$$

Полученный диаметр вала округляют до ближайшего стандартного значения из ряда нормальных линейных размеров, мм: 45

тихоходного вала ($T_3=1600$ Н·м):

$$d_{b3} \geq \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,2 \cdot [\tau_{k3}]}} = \sqrt[3]{\frac{1600}{0,2 \cdot 30 \cdot 10^6}} = 64,3 \text{ (мм)}$$

Полученный диаметр вала округляют до ближайшего стандартного значения из ряда нормальных линейных размеров, мм: 65

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						42

Окончательно выбираем из стандартного ряда: $d_{b1}=30$ мм, $d_{b2}=45$ мм, $d_{b3}= 65$ мм.

Вал 1 (быстроходный)

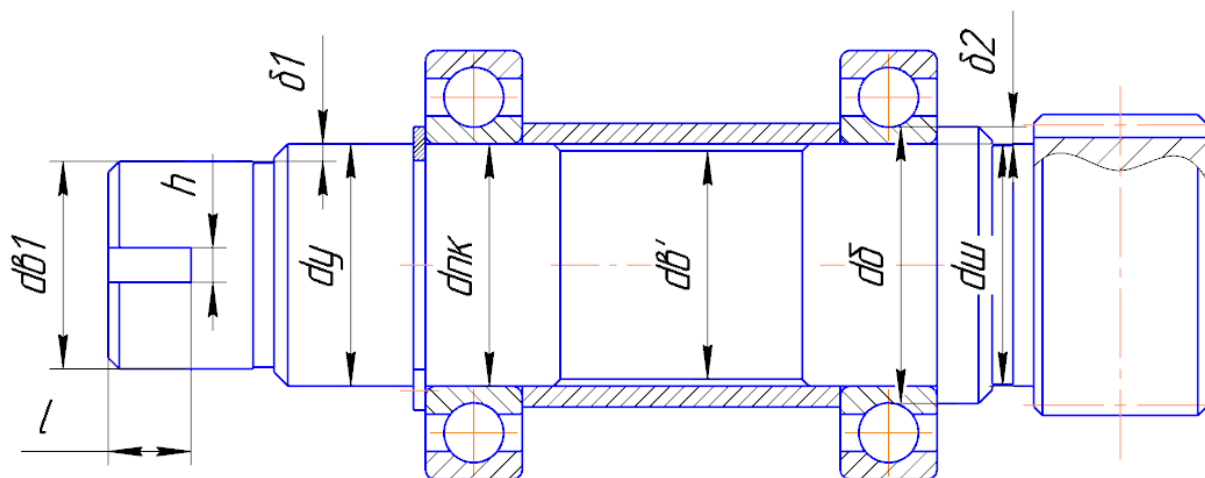


Рис. 3.1 Эскиз быстроходного вала

Расчетный диаметр вала под уплотнение:

$$d_y^* = d_{b1} + 2\delta_1 = 30 + 2 * 1,8 = 33,6 \text{ мм}; \quad \text{Принимаем } d_y = 35 \text{ мм};$$

где $\delta_1 = 1,8$ – высота бурта; [1, с. 46]

Назначаем посадочный диаметр под подшипник качения: $d_{пк} = d_y = 35$ мм, (высота упорного бурта $\delta_2 = 2,5$);

Диаметр упорного бурта $d_{б} = 35 + 2 * 2,5 = 40$ мм. Назначаем 40 мм.

Диаметр шейки принимаем 35 мм.

$$d_{б'} = 35 - 2 * f = 35 - 2 * 1 = 33 \text{ мм}, \text{ где } f = 1 \text{ мм} - \text{высота фаски}.$$

В качестве опор вала назначаем шариковые радиальные однорядные подшипники особо легкой серии 107 ГОСТ 8338-75: $d = 35$ мм; $D = 62$; $B = 14$; $C = 15900$ Н; $C_0 = 8500$ Н [4, с.392].

Проектный асчет шипа на консоли вала

Размеры шипа: $d = d_{pn} = 30$, $b = 30$; $h = 5$;

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						43

Расчетная длина шипа: $l^* \geq \frac{4T_2 \cdot 10^3}{d \cdot h \cdot [6_{\text{см}}]} = \frac{4 \cdot 55 \cdot 1000}{30 \cdot 5 \cdot 130} = 11,28;$

Принимаем стандартную длину шипа, равную $l = 12 \text{ мм};$

Вал 3 (Тихоходный)

Посадочный диаметр под подшипник:

$$d_{\text{подш}} = 75 \text{ мм}$$

В качестве опор вала назначаем шариковые радиальные однорядные легкой серии 215 ГОСТ 8328-75: $d = 75 \text{ мм}; D = 130 \text{ мм}; B = 25 \text{ мм}; C = 66300 \text{ Н}; C_0 = 41000 \text{ Н}$ [1, с. 459];

Шлицы выходного вала под компенсирующую муфту: $D - 8 \times 56 \times 65 \frac{H7}{f7} \times 10 \frac{F8}{f8};$

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						44

3.2 Схема сил, действующих на привод (силовая схема)

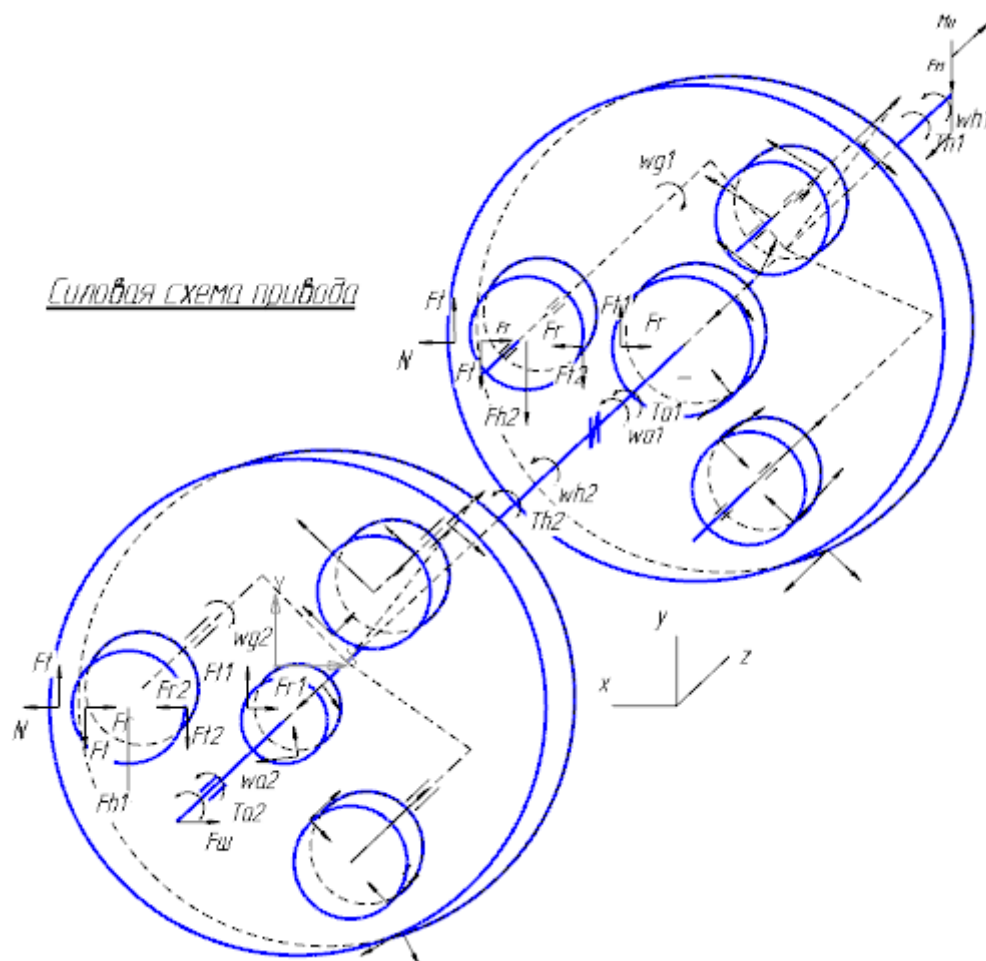


Рис. 3.2 Силовая схема привода

3.3. Определение опорных реакций валов.

На валы действуют окружная и радиальная силы. Их значения берем из проектного расчета зубчатых передач.

$$\text{первая ступень} \quad \begin{cases} F_{t1} = F_{t2} = 963 \text{ Н} - \text{окружная сила} \\ F_{r1} = F_{r2} = 350 \text{ Н} - \text{радиальная сила} \end{cases}$$

$$\text{вторая ступень} \quad \begin{cases} F_{t3} = F_{t4} = 4680 \text{ Н} \\ F_{r3} = F_{r4} = 1703 \text{ Н} \end{cases}$$

$F_{ш} = 0,3 * F_{t1} = 0,3 * 963 = 289 \text{ Н}$ – поперечная сила со стороны шипа действующая на вал.

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						45

$F_{H2} = 0,2 \cdot T a_2 / d_i(a_2) = 0,2 \cdot 55 \cdot 10^3 / 40,5 = 272 \text{ Н}$ — сила от неравномерного нагружения сателлитов быстроходной ступени.

$F_{H1} = 0,2 \cdot T a_1 / d_i(a_1) = 0,2 \cdot 324,85 \cdot 10^3 / 50 = 1300 \text{ Н}$ — сила от неравномерного нагружения сателлитов тихоходной ступени ступени.

Со стороны выходной зубчатой муфты на тихоходный вал:

$$F_M = 0,3 \cdot F_t = 0,2 \cdot 2 \cdot T / d_m = 0,2 \cdot 2 \cdot 1600 \cdot 10^3 / 95 = 6737 \text{ Н}$$

$$M_u = 0,12 \cdot T = 0,12 \cdot 1600 = 192 \text{ Нм}$$

3.3.1 Быстроходный вал

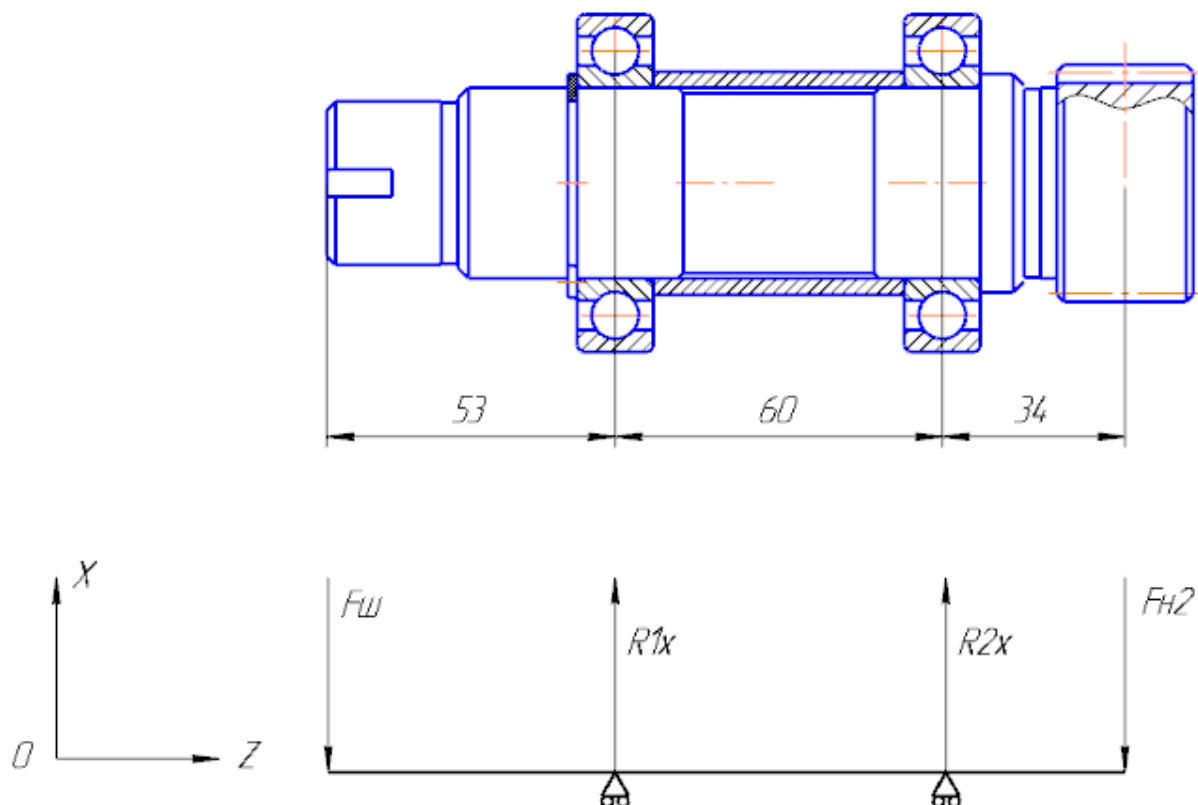


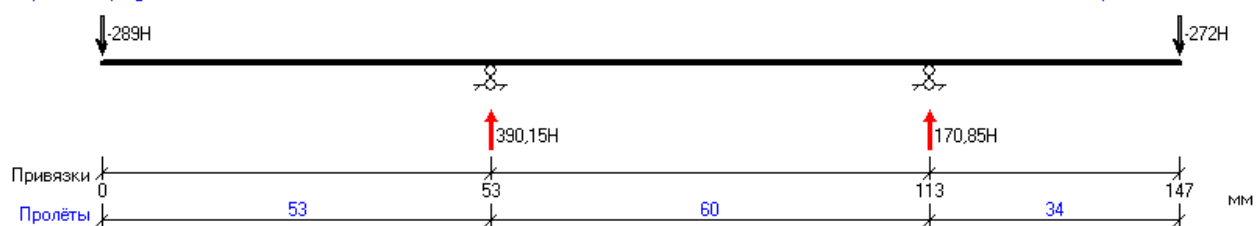
Рис.3.3 Условные схемы входного вала в координатных плоскостях (силы реакции от подшипников показаны условно)

Для проверки опорных реакций и построения эпюр изгибающих моментов используем программу "Balka".

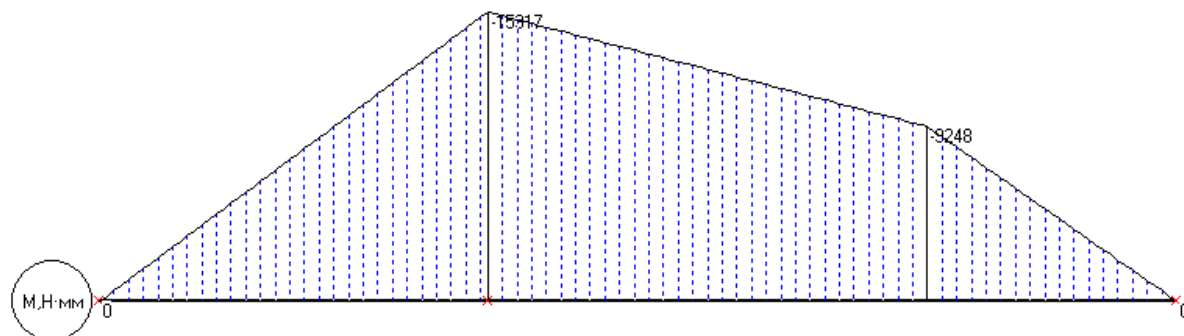
Расчетная схема балки (XOZ)

<http://www.q3log.narod.ru>

johntokarev@mail.ru



Эпюра изгибающих моментов [Н*мм]



Min
[53]
-15317

Реакции в опорах:

$$R_{1x} \approx 390,15 \text{ H}; R_{2x} \approx 170,85 \text{ H};$$

Полные реакции в опорах:

$$R_1 = 390,15 \text{ H}$$

$$R_2 = 170,85 \text{ H}$$

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						47

3.3.2 Ось сателлита быстроходной ступени

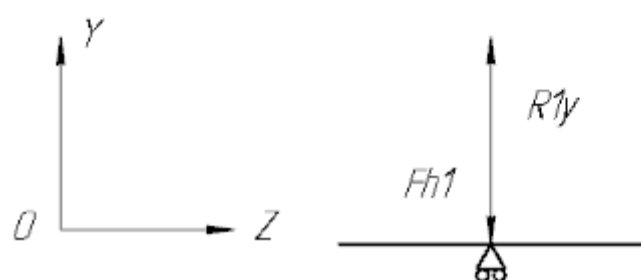
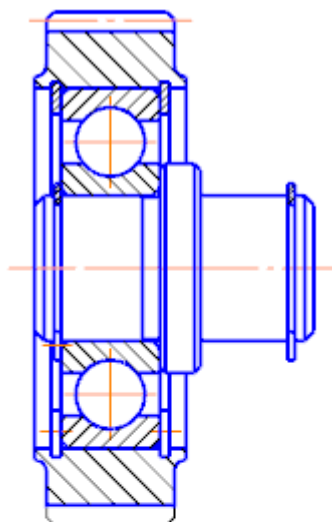


Рис.3.4 Условная схема оси сателлита в координатных плоскостях (силы реакции от подшипников показаны условно)

$$R_1 = R_{1y} = F_{h1} = F_{t1} + F_{t2} = 2 * F_{t1} = 2 * 963 = 1926 \text{ Н}$$

3.3.3 Ось сателлита тихоходной ступени

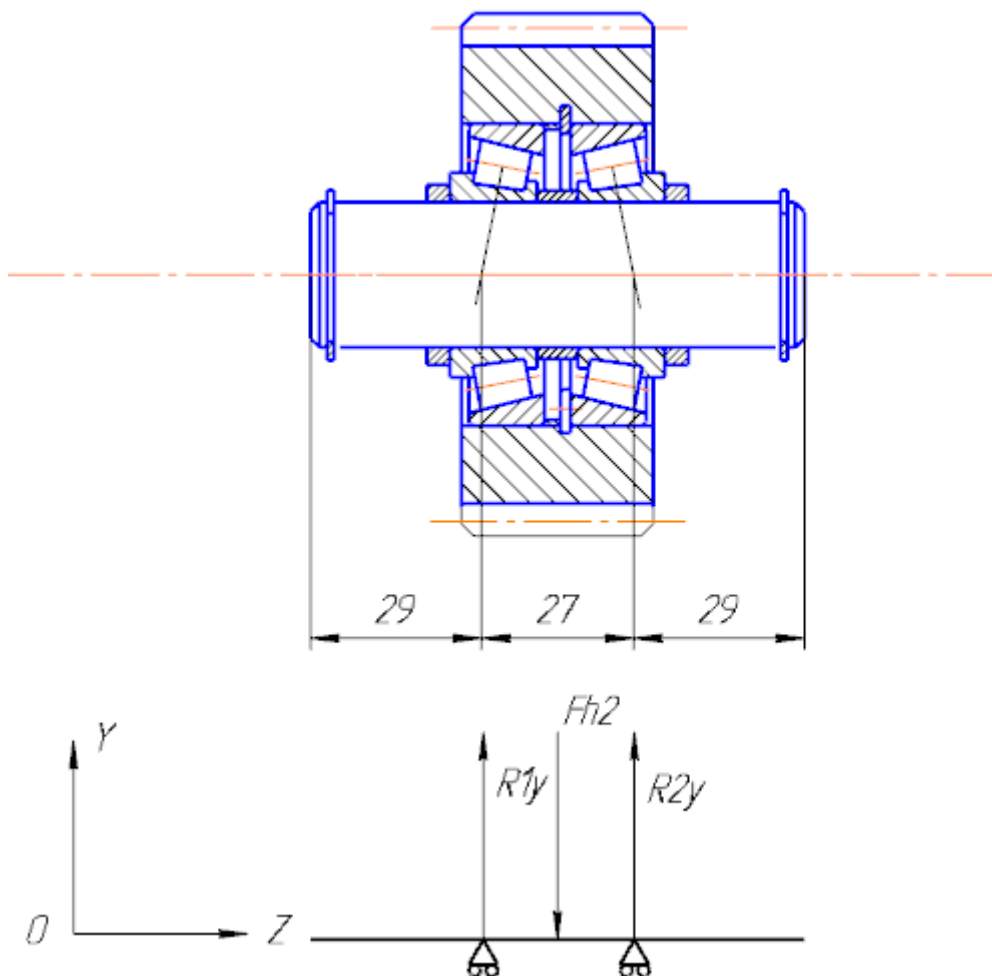


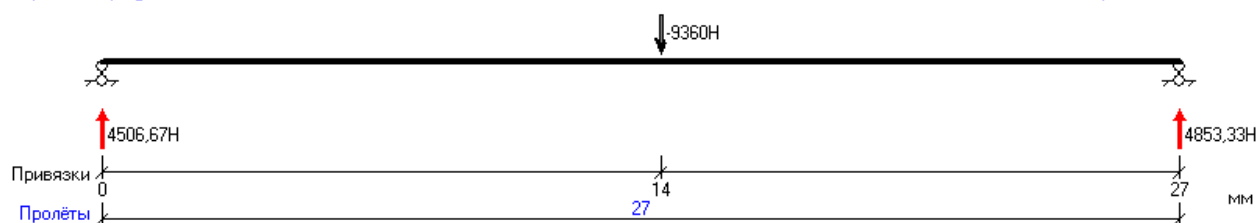
Рис.3.5 Условная схема оси сателлита в координатных плоскостях (силы реакции от подшипников показаны условно)

$$Fh1 = Ft3 + Ft4 = 2 * Ft3 = 2 * 4680 = 9360 \text{ Н}$$

Расчетная схема балки (YOZ)

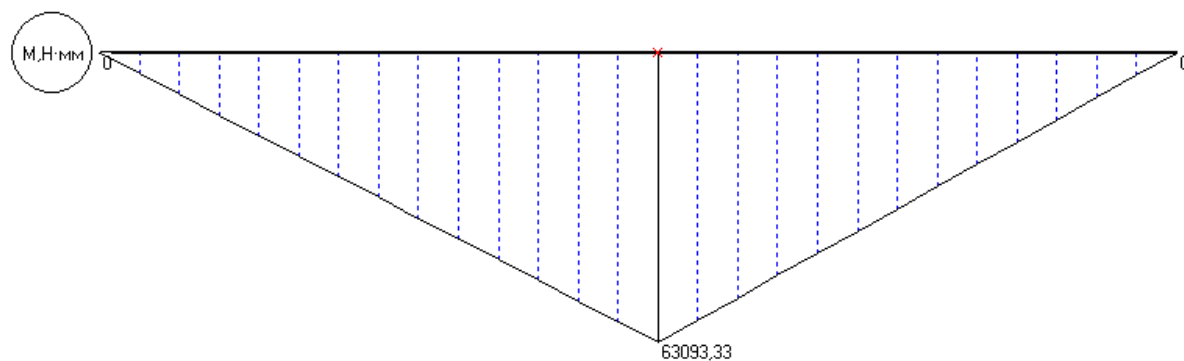
<http://www.q3log.narod.ru>

johnmokarev@mail.ru



Эпюра изгибающих моментов [Н*мм]

Max
[14]
63093,33



Реакции в опорах:

$$R_{1x} \approx 4506,67 \text{ Н}; R_{2x} \approx 4853,33 \text{ Н};$$

Полные реакции в опорах:

$$R_1 = 4506,67 \text{ Н}$$

$$R_2 = 4853,33 \text{ Н}$$

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						50

3.3.4 Тихоходный вал

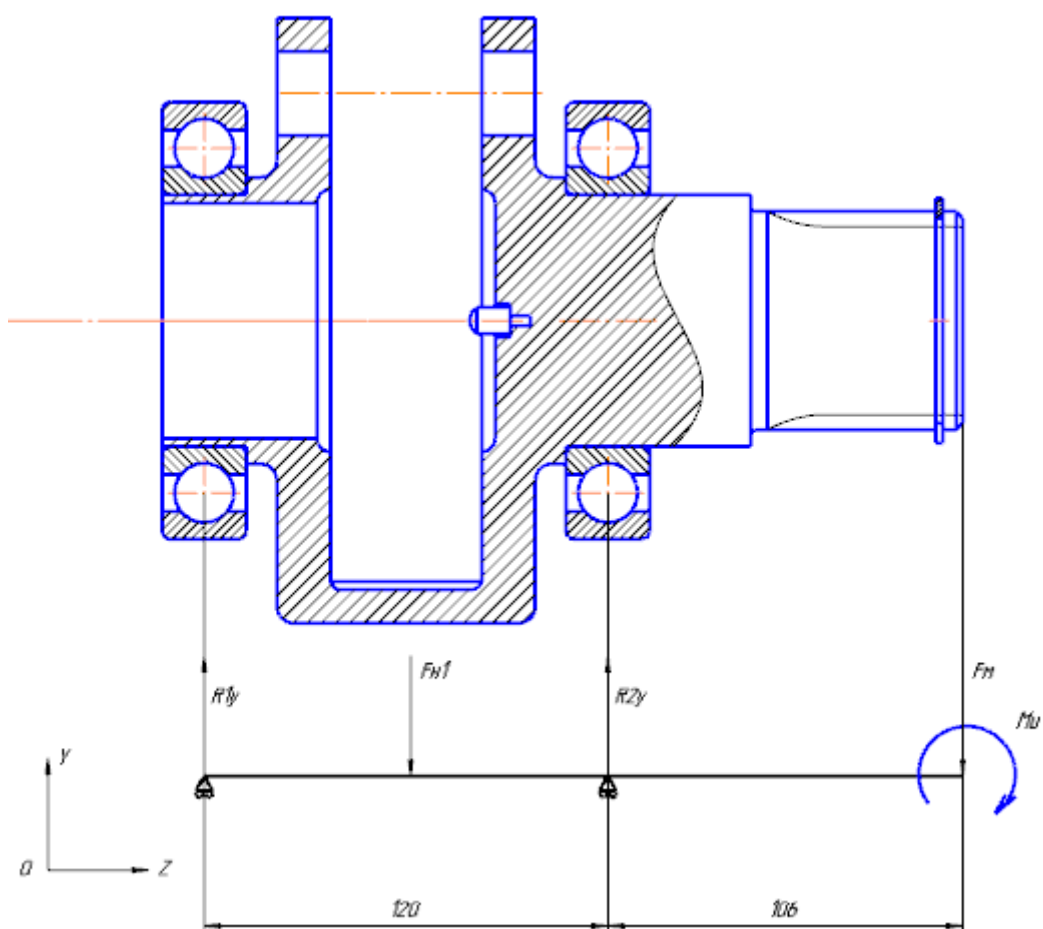
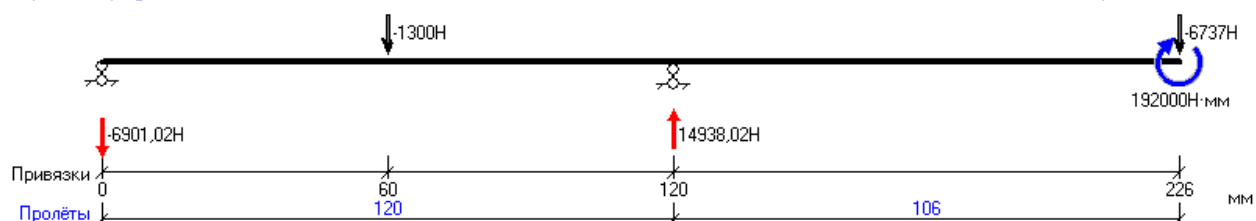


Рис.3.6 Условная схема оси сателлита в координатных плоскостях (силы реакции от подшипников показаны условно)

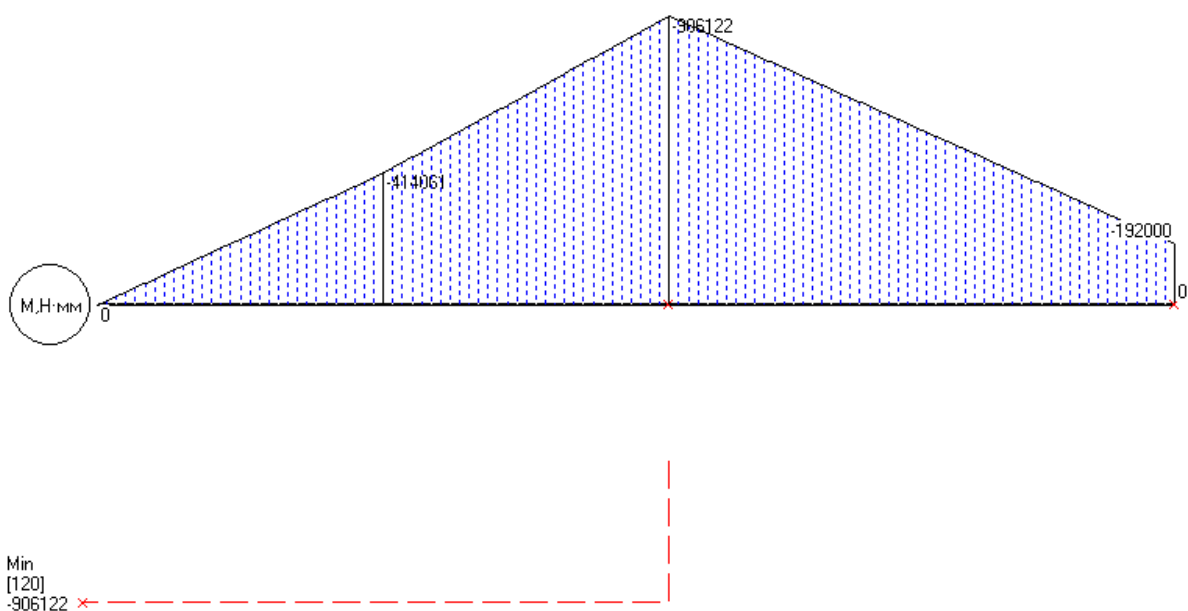
Расчетная схема балки (YOZ)

<http://www.q3log.narod.ru>

john.tokarev@mail.ru



Эпюра изгибающих моментов [Н*мм]



Реакции в опорах:

$$R_{1x} \approx -6901,02 \text{ Н}; R_{2x} \approx 14938,02 \text{ Н};$$

Полные реакции в опорах:

$$R_1 = -6901,02 \text{ Н}$$

$$R_2 = 14938,02 \text{ Н}$$

3.4 Проверочный расчет выходного вала на выносливость и статическую прочность.

Задача расчетов: оценка работоспособности вала по критериям усталостной и статической прочности.

Проверим два сечения:

а) с наибольшим моментом (прессовая посадка подшипника)

б) с наименьшим диаметром (шейка вала)

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						52

1) Расчет на усталостную прочность

Назначаем материал вала: Сталь 40ХН, улучшение; $\sigma_B = 850$ МПа; $\sigma_T = 600$ МПа;

[2, с. 162–163, табл. 8.8]

Пределы выносливости: $\sigma_{-1} \approx 0,5 \cdot \sigma_B = 0,5 \cdot 850 = 425$ МПа; $\tau_{-1} \approx 0,25 \sigma_B = 0,25 \cdot 850 \approx 212,5$

МПа;

а) В качестве концентратора напряжения рассматривается прессовая посадка подшипника, при котором эффективные коэффициенты концентрации, равны $K_\sigma = 2,4$; $K_\tau = 1,8$

[2, с. 300, табл. 15.1];

При расчете на выносливость используются следующие допущения (рис. 10):

- 1) – нормальные напряжения изгиба изменяются во времени по симметричному знакопеременному циклу с $R = -1$;
- 2) – касательные напряжения кручения – по пульсирующему циклу с $R = 0$;

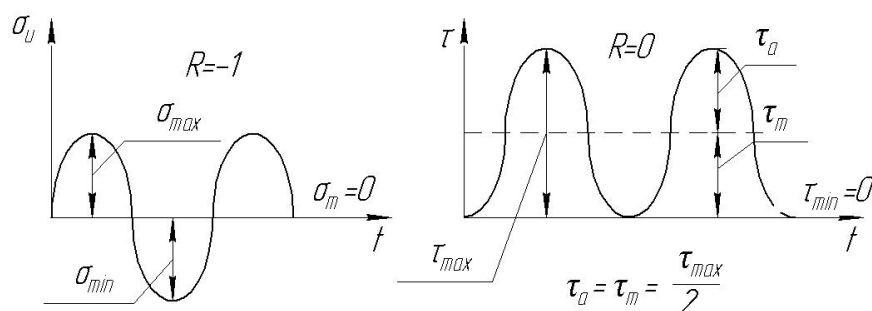


Рис. 3.7 Циклограммы напряжений при расчете вала на усталостную прочность

Диаметр опасного сечения $d_{оп} = 75$ мм;

Условие усталостной прочности:

$$S_a = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S_a] = 1.5 \dots 2.0,$$

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						53

где

$$\begin{cases} S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a * K_{\sigma}}{K_d * K_F} + \psi_{\sigma} * \sigma_m} \\ S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a * K_{\tau}}{K_d * K_F} + \psi_{\tau} * \tau_m} \end{cases} - \text{коэффициенты запаса выносливости по изгибу и}$$

кручению;

σ_a, τ_a – амплитуды переменных составляющих циклов напряжений,

$\sigma_m = 0, \tau_m$ – и средние напряжения соответственно,

ψ_{σ} и ψ_{τ} – коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла. Значения ψ_{σ} и ψ_{τ} зависят от механических характеристик материала. Для легированной стали:

$$\psi_{\sigma} = 0,15$$

$$\psi_{\tau} = 0,1$$

$K_d = 0,5$ – “масштабный фактор”; $K_F = 1,0$ – коэффициент, учитывающий шероховатость вала [1, с.301, рис.15.5; 15.6];

$$\sigma_a = \sigma_{max} = \frac{M_{\Sigma \text{оп}}}{W_{\text{оп}}} = \frac{M_{\Sigma \text{оп}}}{0,1 * d_{\text{оп}}^3} = \frac{906122}{0,1 * 75^3} = 21,47 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 * \frac{T_3 * 10^3}{W_{\text{оп}}} = 0,5 * \frac{T_3 * 10^3}{0,1 * d_{\text{оп}}^3} = 0,5 * \frac{1600 * 10^3}{0,1 * 75^3} = 18,96 \text{ МПа};$$

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a * K_{\sigma}}{K_d * K_F} + \psi_{\sigma} * \sigma_m} = \frac{425}{\frac{21,47 * 2,4}{0,5 * 1} + 0} = 4,12;$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a * K_{\tau}}{K_d * K_F} + \psi_{\tau} * \tau_m} = \frac{212,5}{\frac{18,96 * 1,8}{0,5 * 1} + 18,96 * 0,1} = 3,02;$$

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						54

$$S_{A-A} = \frac{S_{\sigma} * S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{4,12 * 3,02}{\sqrt{3,02^2 + 4,12^2}} = 2,44 > [s] = 1,5$$

д) в качестве концентратора напряжения рассмотрим шейку вала, при котором эффективные коэффициенты концентрации, равны $K_{\sigma} = 2,5$; $K_{\tau} = 1,8$

[2, с.300, табл.15.1];

Диаметр опасного сечения $d_{оп} = 65$ мм;

Условие усталостной прочности:

$$S_a = \frac{S_{\sigma} * S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S_a] = 1.5 \dots 2.0$$

где

$$\begin{cases} S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a * K_{\sigma}}{K_d * K_F} + \psi_{\sigma} * \sigma_m} \\ S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a * K_{\tau}}{K_d * K_F} + \psi_{\tau} * \tau_m} \end{cases} \quad \text{— коэффициенты запаса выносливости по изгибу и}$$

кручению;

σ_a, τ_a — амплитуды переменных составляющих циклов напряжений,

$\sigma_m = 0, \tau_m$ — и средние напряжения соответственно,

ψ_{σ} и ψ_{τ} — коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла. Значения ψ_{σ} и ψ_{τ} зависят от механических характеристик материала. Для легированной стали:

$$\psi_{\sigma} = 0,15$$

$$\psi_{\tau} = 0,1$$

$K_d = 0,55$ — “масштабный фактор”; $K_F = 0,9$ — коэффициент, учитывающий шероховатость вала [1, с.301, рис.15.5; 15.6];

$$\sigma_a = \sigma_{max} = \frac{M_{\Sigma оп}}{W_{оп}} = \frac{M_{\Sigma оп}}{0,1 * d_{оп}^3} = \frac{800100}{0,1 * 65^3} = 29,14 \text{ МПа};$$

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						55

$$\tau_a = \tau_m = 0.5 * \frac{T_3 * 10^3}{W_{оп}} = 0.5 * \frac{T_3 * 10^3}{0,1 * d_{оп}^3} = 0.5 * \frac{1600 * 10^3}{0,1 * 65^3} = 29,13 \text{ МПа};$$

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a * K_\sigma}{K_d * K_F} + \psi_\sigma * \sigma_m} = \frac{425}{\frac{29,14 * 2,5}{0,55 * 0,9} + 0} = 2,88;$$

$$S_\tau = \frac{212,5}{\frac{29,13 * 1,8}{0,55 * 0,9} + 29,13 * 0,1} = 1,95;$$

$$S_{A-A} = \frac{S_\sigma * S_\tau}{\sqrt{S_\tau^2 + S_\sigma^2}} = \frac{2,88 * 1,95}{\sqrt{1,95^2 + 2,88^2}} = 1,60 > [s] = 1,5$$

Вывод: работоспособность вала по критерию усталостной прочности - обеспечивается.

2) Расчет на статическую прочность

Условие статической прочности: $S_t \geq [S_t] = 2 \dots 2.5$

Коэффициент запаса по статической прочности определяется из выражения:

$$S_t = \frac{\sigma_n}{\sigma_E} = \frac{\sigma_T}{\beta_* * \sqrt{\sigma_u^2 + 3 * \tau_{кр}^2}} = \frac{600}{2,2 * \sqrt{29,14^2 + 3 * 29,13^2}} = 4,68 \geq [S_t] = 2 \dots 2.5 -$$

статическая прочность вала - обеспечивается; $\beta_* = 2,2$ - коэффициент, учитывающий кратковременную перегрузку привода.

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						56

$$\sigma_U = \frac{M_{\Sigma_{\text{оп}}}}{0,1d_{\text{оп}}^3} = \frac{800100}{0,1(65)^3} = 29,14 \text{ МПа}, \tau_{\text{кр}} = \frac{T}{0,2d_{\text{оп}}^3} = \frac{1600 \cdot 10^3}{0,2(65)^3} = 29,13 \text{ МПа};$$

Вывод: работоспособность вала по критерию статической прочности – обеспечивается.

3.5 Проверочный расчет подшипников качения.

3.5.1 Условия расчета

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей является основным видом выхода из строя подшипников, работающих при значительных нагрузках в условиях хорошей изоляции от загрязнений. Перекатывание тел качения по кольцам связано с образованием в поверхностных слоях контактирующих тел знакопеременных напряжений, которые после определенного числа циклов нагружений приводят к образованию начинающихся от поверхности микротрещин. Последние расклиниваются проникающим в них смазочным материалом, что приводит к выкрашиванию.

Из механических разрушений наиболее частым является скалывание бортов у роликоподшипников, связанное с перекосом колец. Значительно реже при больших динамических нагрузках наблюдается раздавливание колец шарикоподшипников, происходящее по дну желоба, или раздавливание шариков. При нормальной эксплуатации разрушение элементов подшипника не должно происходить.

Образование вмятин на рабочих поверхностях (бринеллирование) при динамических нагрузках и при больших статических нагрузках без вращения при качении связано с местными пластическими деформациями. При отсутствии вращения рост лунки происходит в связи с коррозией и износом от малых перемещений на площадке контакта при колебаниях, а при вращении – в связи с ударами и развальцовкой.

Значительный процент выхода из строя подшипников качения, особенно быстроходных, связан с разрушением сепараторов. Разрушение сепараторов вызывается центробежными силами и воздействием на сепаратор тел качения. Воздействия на сепаратор тел качения особенно существенны в подшипниках, работающих с осевой нагрузкой или с предварительным натягом, когда нагружены все тела качения в подшипнике.

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						57

Внешними признаками выбраковки подшипников обычно являются: потеря точности вращения, повышенный шум, сильное повышение сопротивления вращению, нагрев.

Подшипники рассчитывают по критерию выносливости и по критерию статической грузоподъемности (на отсутствие вмятин).

3.5.2 Результаты расчета

Подшипники входного вала

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ			
ТРЕБУЕМЫЙ РЕСУРС	3200 ч	КОЭФФИЦИЕНТ БЕЗОПАСНОСТИ	1.40
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ	типовая циклограмма нагружения N 3	КОЭФФ.ПЕРЕГР.	2.20
ОПОРЫ ВАЛА: плавающие			
относительно нагрузки вращается наружное кольцо подшипника			
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА	1460.0 об./мин.	ВНЕШНЯЯ ОСЕВАЯ СИЛА	0 Н
Опора		1	2
Подшипник		107	107
Радиальная реакция, Н		390	171
Максимальная осевая реакция, Н		0	0
Статическая грузоподъемность, Н		8500	8500
Эквивалентная статическая нагрузка, Н		858	376
Ресурс при вероятности безотказной работы 0.9, ч		100000	100000
Вероятность безотказной работы при заданном ресурсе		0.999	0.999

Подшипники сателлитов быстроходной ступени

1. Проверка подшипников на динамическую грузоподъемность

Эквивалентная осевая нагрузка:

$Pr = Fr * X * Kb * Kt = 1926 * 1 * 1,4 * 1,15 = 3100 \text{ Н}$, где X – коэффициент нагружения, Kb – коэффициент безопасности; Kt – температурный коэффициент. [2, с.113 табл. 7.2].

Тогда расчетный ресурс [2, с.118]:

$$L_{95ah} = a_1 * a_{23} * \left(\frac{C}{P}\right)^k * \frac{10^6}{60n} = 0,75 * 0,62 * \left(\frac{28100}{3100}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * 692} \\ = 8341 \text{ час} > 3200 \text{ часов,}$$

где a_1, a_{23} – коэффициенты надежности; C (Н) – базовая динамическая грузоподъемность подшипника; $P = Pr$ (Н) – эквивалентная динамическая нагрузка; n – частота вращения (об/мин.).

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						58

2. Проверка по статической прочности

Для проверяемого подшипника: $C_{0r} = 14600 \text{ Н}$ – статическая грузоподъемность.

По условию прочности [2, с.115]:

$$F_r = 1926 \text{ Н} < 14600 \text{ Н}$$

Вывод: статическая и динамическая прочности подшипников сателлитов быстроходной ступени – обеспечены.

Подшипники сателлитов тихоходной ступени

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ		
ТРЕБУЕМЫЙ РЕСУРС	3200 ч	КОЭФФИЦИЕНТ БЕЗОПАСНОСТИ 1.40
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ	типовая циклограмма нагружения N 3	КОЭФФ.ПЕРЕГР.2.20
ОПОРЫ ВАЛА: две фиксирующие в одном осевом направлении / в растяжку / относительно нагрузки вращается наружное кольцо подшипника		
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА	163.0 об./мин.	ВНЕШНЯЯ ОСЕВАЯ СИЛА 0 Н
Опора 1 препятствует перемещению вала под действием внешн. осевой силы		
Опора	2	1
Подшипник	7205	7205
Радиальная реакция, Н	4854	4507
Максимальная осевая реакция, Н	3192	3192
Статическая грузоподъемность, Н	17500	17500
Эквивалентная статическая нагрузка, Н	10679	9915
Ресурс при вероятности безотказной работы 0.9, ч	3520	4510
Вероятность безотказной работы при заданном ресурсе	0.913	0.939

Подшипники выходного вала (подшипники водила)

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ			
ТРЕБУЕМЫЙ РЕСУРС	3200 ч	КОЭФФИЦИЕНТ БЕЗОПАСНОСТИ	1.40
РЕЖИМ НАГРУЖЕНИЯ	типовая циклограмма нагружения N 3	КОЭФФ.ПЕРЕГР.	2.20
ОПОРЫ ВАЛА: плавающие			
относительно нагрузки вращается наружное кольцо подшипника			
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА	43.0 об./мин.	ВНЕШНЯЯ ОСЕВАЯ СИЛА	0 Н
Опора		1	2
Подшипник		215	215
Радиальная реакция, Н		6901	14938
Максимальная осевая реакция, Н		0	0
Статическая грузоподъемность, Н		41000	41000
Эквивалентная статическая нагрузка, Н		15182	32864
Ресурс при вероятности безотказной работы 0.9, ч		76300	7520
Вероятность безотказной работы при заданном ресурсе		0.999	0.971

Вывод: прочность всех подшипников редуктора – обеспечена.

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						60

3.6 Проверочный расчет соединения «Шип – паз»

Необходимо проверить соединение на напряжения смятия $\sigma_{см}$. Условие прочности:

$\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}]$, где $[\sigma_{см}] = 130$ Мпа – допускаемые напряжения смятия.

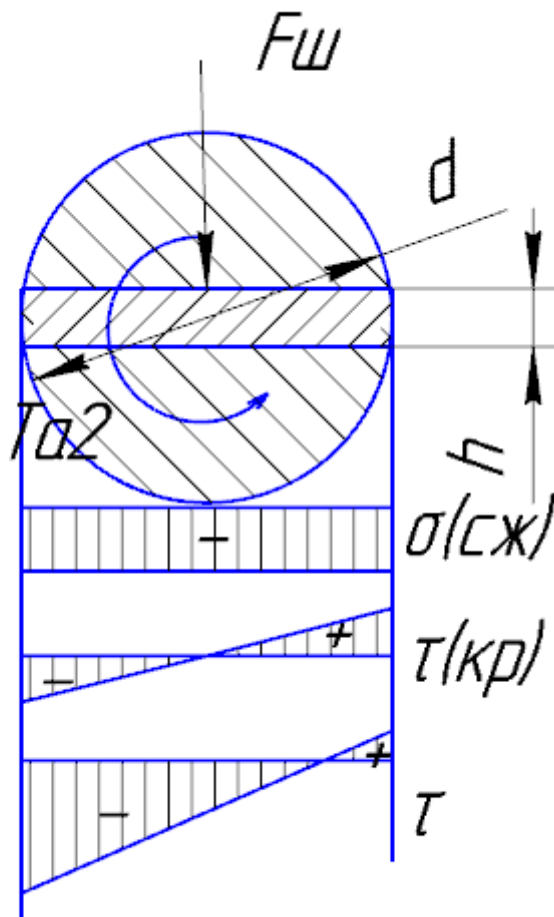


Рис. 3.8 Схема нагружения соединения «Шип-паз»

$\sigma_{см} = \sigma_{экв} = \sigma_{сж} + \tau_{кр} = \frac{F_{ш}}{h \cdot l} + \frac{Ta2}{a' \cdot h \cdot d^2} = \frac{289}{5 \cdot 12} + \frac{55}{0,299 \cdot 5 \cdot 30^2} = 11,23$ Мпа, где a' – коэффициент, учитывающий кручение стержня прямоугольного сечения [3, с. 225, табл.12.1].

Вывод: прочность соединения «Шип – паз» обеспечена.

3.7 Проверочный расчет соединений «вал-ступица»

В данной курсовой работе для передачи вращающего момента от вала электродвигателя к входному валу редуктора было использовано шпоночное соединение в составе соединения «Шип-паз». Основным расчетом для призматических шпонок является условный расчет на смятие в предположении равномерного распределения давления по поверхности контакта боковых граней шпонки с валом и ступицей.

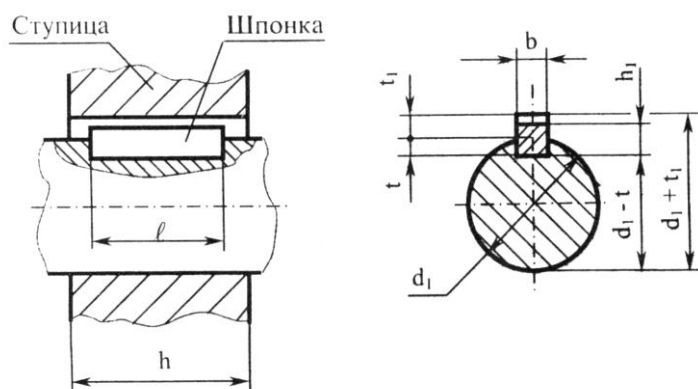


Рис. 3.9 Схема шпоночного соединения

Условие прочности шпонки на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{4T \cdot 10^3}{dh(l-b)} \leq [\sigma_{см}] = 150 \text{ МПа}, \text{ где } T - \text{вращающий момент, } l - \text{рабочая длина шпонки, } b - \text{ширина шпонки, } h - \text{высота шпонки, } d - \text{диаметр вала колеса, } [\sigma_{см}] - \text{допускаемое напряжение на смятие.}$$

Произведем проверочный расчет шпоночного соединения первого вала редуктора:

$$T = 55 \text{ Нм,}$$

$$l = 22 \text{ мм,}$$

$$b = 10 \text{ мм,}$$

$$h = 8 \text{ мм,}$$

$$d = 38 \text{ мм,}$$

$$[\sigma_{см}] = 150 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{см} = \frac{4T \cdot 10^3}{dh(l-b)} = \frac{4 \cdot 55 \cdot 10^3}{38 \cdot 8 \cdot (22-10)} = 60,3 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 150 \text{ МПа}$$

Вывод: прочность шпоночного соединения обеспечена.

3.8 Расчёт шлицевых соединений

Основными критериями работоспособности и расчёта зубчатых соединений являются [1, стр. 93–95]:

1. Сопротивление рабочих поверхностей смятию;
2. Сопротивление изнашиванию от фреттинг-коррозии (коррозионно-механическое изнашивание при малых относительных колебательных перемещениях соприкасающихся поверхностей).

Смятие и износ рабочих поверхностей зубьев связаны с одним и тем же параметром – $\sigma_{см}$. Это позволяет рассматривать $\sigma_{см}$ как обобщённый критерий расчёта и на смятие, и на износ, если допускаемые значения $[\sigma_{см}]$ назначать на основе опыта подобных конструкций. Результаты исследований обобщены в ГОСТ 21425–75.

В упрощённой расчётной модели (Рис. 10) принято равномерное распределение нагрузки по длине зубьев.

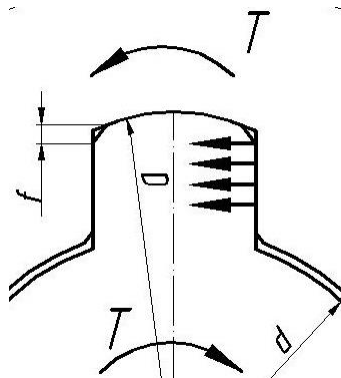


Рис.3.10 Расчетная модель

При этом получают:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{K_3 \cdot z \cdot h \cdot d_{ср} \cdot l} \leq [\sigma_{см}],$$

где T – номинальный крутящий момент, $K_3=0,7...0,8$ – коэффициент неравномерности нагрузки по зубьям; z – число зубьев; h – рабочая

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						63

высота зубьев; l – рабочая длина зубьев; d_{cp} – средний диаметр соединения.

Для прямобоочных зубьев: $h = 0,5(D - d) - 2f = 0,5 * (65 - 56) - 2 * 0,5 = 3,5$;

$$d_{cp} = 0,5(D + d) = 60,5$$

Шлицевое соединение рассматриваемого редуктора: $D - 8 \times 56 \times 65 \frac{H7}{f7} \times 10 \frac{F8}{f8}$;

Для шлицев в соответствии с формулой получаем:

$$1) \sigma_{cm} = 2 * T * \frac{10^3}{z * l * h * d_{cp}} = \frac{2 * 1600 * 10^3}{8 * 3,5 * 60,5 * 50} = 37,8 \text{ МПа} \leq 150 \text{ МПа}$$

Вывод: шлицевое соединение по допускаемым напряжениям подходит.

4. Выбор и проверочный расчет соединительных муфт.

Компенсирующая муфта

Основное назначение муфт – передача вращения и момента с одного вала на другой. На выходном тихоходного вала редуктора установлена жесткая компенсирующая зубчатая муфта. Достоинством данной муфты является высокая нагрузочная способность, компактность, способность компенсации относительно небольших смещений осей валов, технологичность – использование для нарезки зубьев стандартного зуборезного инструмента.

Зубчатая муфта используемая в данном редукторе (ГОСТ Р 50895-96) имеет следующие параметры:

$$D = 200 \text{ мм}; d = 65 \text{ мм}; D_1 = 150 \text{ мм}; D_2 = 95 \text{ мм}; m_m = 3 \text{ мм}; z = 38$$

Основными параметрами для выбора муфты служат номинальные диаметры соединяемых валов, расчетный вращающий момент $T_{расч}$, определяемый как:

$T_{расч} = K \cdot T \leq T_{табл}$, где T – наибольший длительно действующий момент, K – коэффициент, учитывающий режим работы.

$K = K_6 \cdot K_d$, где K_6 – коэффициент безопасности, учитывающий характер последствий при выходе муфты из строя ($K_6 = 1,0 - 1,5$); K_d –

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						64

коэффициент динамичности, учитывающий характер передаваемой нагрузки ($K_D = 1,0 - 2,0$).

Принимаем: $K_6 = 1,2$; $K_D = 1,25$,

тогда $K\delta = 1,2 \cdot 1,25 = 1,5$.

$T = 1600$ Нм, тогда

$T_{расч} = K \cdot T = 1,5 \cdot 1600 = 2400$ Нм.

Расчет по напряжениям смятия болта проводится как проверочный.

Условие расчета:

$$\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}] = 0,8\sigma_T \text{ или}$$

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{cv}} = \frac{2T \cdot 10^3}{z \cdot D_0 \cdot d_1 \cdot \delta_{min}} \leq [\sigma_{см}]$$

где δ_{min} – меньшая длина смятия,

$$\sigma_{см} = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 640 = 512 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 1600 \cdot 10^3}{6 \cdot 138 \cdot 12 \cdot 10} = 193 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}]$$

Призонные болты, установленные без зазора, обеспечивают центровку обеих полумуфт.

Осуществляем проверку работоспособности зубьев муфты по напряжениям смятия:

$$d_m = z_m m_m = 38 \cdot 3 = 114 \text{ мм.}$$

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

$$\delta_{см} = \frac{2T_{расч} K_{H\delta}}{d_m z_m b_m h} = \frac{2 \cdot 2400 \cdot 10^3 \cdot 1,1}{114 \cdot 38 \cdot 20 \cdot 5,4} = 11,2 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 12 \text{ МПа}$$

Что допустимо для зубьев с термической обработкой поверхности.

Вывод: работоспособность муфты – обеспечивается.

5. Проектирование системы смазывания деталей передач и подшипников.

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						65

Смазывание зубчатых передач и подшипников уменьшает потери на трение, предотвращает повышенный износ и нагрев деталей, а также предохраняет детали от коррозии. Снижение потерь на трение обеспечивает повышение КПД редуктора.

По способу подвода смазочного материала и зацеплению различают картерное и циркуляционное смазывание. Для данного редуктора выбрана картерная система смазки. Смазывание ступеней проходит автоматически. Заливка масла производится через пробку-отдушины, а слив – через сливную пробку. Контроль уровня масла осуществляется маслоуказателем.

Выберем смазку.

Для смазывания зубчатых передач со стальными зубьями ориентировочное значение вязкости масла определяется по таблице [5,с.253, табл.10.8]: $\nu_1 = 30 \text{ м}^2/\text{с}$. Далее, по таблице [4,с.253, табл.10.10] выбирается сорт масла: И-40А ГОСТ 20799- 88, с кинематической вязкостью $30-45 \text{ м}^2/\text{с}$.

Для смазывания подшипниковых узлов применяется следующие методы:

- разбрызгивание из общей смазочной ванны;*
- пластичный смазочный материал.*

Для смазывания подшипниковых узлов на тихоходном и быстроходном валах применим пластичную смазку. Для защиты подшипниковых узлов от вымывания пластичной жидкой смазки, используются мазеудерживающие кольца.

Выбираем смазку из группы многоцелевых смазок: Циатим-201 ГОСТ 6267-79.

Литература

- 1. Дунаев П.Ф., Лёликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Высшая школа, 1985, 416 с.: ил.*
- 2. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 2000 г.*
- 3. Кудрявцев В.Н. Курсовое проектирование деталей машин, 1983 г.*
- 4. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин, 1987 г.*

					ДМ 181.00.00.00 ПЗ	Лист
						66