Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана

Факультет «Робототехника и комплексная автоматизация»

Кафедра «Основы конструирования машин»

Пояснительная записка

к курсовому проекту на тему:

«Привод индивидуальный»

ГСЮ2023-СМ13-ОАА-00.00 ПЗ

Студент Оганесян А.А. Группа СМ13-61Б

Консультант проекта Гончаров С.Ю.

2023г

Утверждаю

Подпись консультанта

Консультант Гончаров С.Ю.

ФИО консультанта

Содержание

Бланк задания 3
1. Кинематический расчёт 4
2. Проектный расчёт на ЭВМ 5
3. Эскизное проектирование 5
3.1. Проектные расчёты валов 5
3.2. Выбор типа и схемы установки подшипника 6
4. Проектирование зубчатых колес 6
4.1. Проектирование зубчатого колеса 6
4.2 Проектирование блок-шестерни 7
5. Расчет соединений 8
5.1 Расчет шпоночных соединений 8
5.2 Расчет шлицевого соединений 9
6. Расчёт подшипников 9
7. Расчёт тихоходного вала на прочность 12
8. Расчёт муфты 16
Список использованных источников 20
Приложение 1. Расчёты в программе ПДМ 21

1. Проектирование редуктора

1. Кинематический расчет

1.1. Подбор электродвигателя

Из заданных условий P=15кВт, n=1455 об/мин по таблице 24.9 [1] выбираем двигатель АИР160S4.

$d_{эд}$=38 мм

Момент на выходе двигателя $T_э := \frac{9.550P}{n} = 98.454$

1.2 Определение частот вращения и вращающих моментов на валах

1) Передаточное отношение редуктора и число оборотов на выходе

Чтобы обеспечить интервал передаточного отношения для одноступенчатого редуктора 2.6…6.3, выберем частоту вращения для первой скорости n_1=500 об/мин

Для обеспечения нижней границы передаточного отношения, выберем φ=1.26

В таком случае

Скорость	1	2	3	4
Число оборотов n, об/мин	250	314,9	396,8	500
Передаточное отношение U	5,821	4,62	3,667	2,91

2)Вращающий момент на тихоходном валу

Определим КПД привода

$\eta_1 := 0.97$

$\eta_2 := 0.98$

Где η_1 и η_2 КПД зубчатой передачи и муфты соответственно

$\eta := \eta_1 \cdot \eta_2 = 0.951$

Вращающий момент на быстроходном валу $T_б := 0.98 \cdot T_э = 96.485$

Вращающие моменты на тихоходном валу можно вычислить по формуле

$T_{.ni} := T_{.б} \cdot U_{.i} \cdot \eta_{.1}$

В таком случае

Скорость	1	2	3	4
Тихоходный момент $T_т$, Нм	533,9	423,7	336,3	266,9

3) Ресурс передачи

$$K_{сут} := \frac{1}{3}$$

$$K_{год} := \frac{200}{365}$$

$$L_{год} := 5$$

$$L := L_{год} \cdot K_{год} \cdot 365 \cdot K_{сут} \cdot 24 = 8 \times 10^{3}$$ часов

Данная коробка передач предназначена для эксплуатации на школьных занятиях, следовательно, необходим режим нагружения V.

2. Проектный расчёт на ЭВМ

Расчет проводился в программе ПДМ исходя из того, что межосевое расстояние между тремя зубчатыми зацеплениями должно быть одинаковым. Проводя проверочный расчет, было найдено оптимальное межосевое расстояние $a_w := 340$. Исходными данными служили: частота вращения исходного вала, ресурс: 8000 часов, режим нагружения: V, передаточное отношение редуктора, степень точности: 8, коэффициент запаса по изгибной прочности: 2,2, межосевое расстояние: 260 мм.

Были выбраны три зубчатых зацепления со средним значением коэффициента ширины венца, лежащим в пределах (0,1-0,35).

Результаты расчета программы приведены в Приложении 1.

3. Эскизное проектирование

3.1. Проектные расчёты валов

Определим предварительные размеры валов.

Рисунок 3.1. Схема для быстроходного и тихоходного валов.

Для *быстроходного* вала:

$d_б \geq 7(T_б)^{\frac{1}{3}} = 32.106$

Так как $d_Б \in (0{,}8 \ldots 1{,}2) \cdot d_{эд}$, где $d_{эд}$ – диаметр вала электродвигателя.

Для двигателя АИР160S4/1455 У2 ТУ16-526.621 -85 $d_{эд} = 48$ мм

Следовательно, $d_Б = 42$ мм

Соответственно высота заплечика $t_{цил}$=4 мм

Координата фаски подшипника r=3 мм

Диаметр под подшипник должен быть кратен пяти:

$$d_п^Б \geq d^Б + 2 \cdot t_{кон} = 42 + 2 \cdot 4 = 50 \ \rightarrow d_п^Б = 50 \text{ мм}$$

Диаметр буртика подшипника:

$d_{кб} \geq d_п + 3r = 59$ *мм*

Для *тихоходного* вала:

$d_т \geq 6.5T_{т1}^{\frac{1}{3}} = 52.731$, следовательно $d_т$=55 мм

Соответственно высота заплечика $t_{цил}$=4.5 мм

Координата фаски подшипника $r = 3$ мм;

Диаметр под подшипник должен быть кратен пяти:

$d_{Тп} \geq d_т + 2t_{цил} = 64$ мм

Диаметр буртика подшипника:

$d_{кт} \geq d_{Тп} + 3r = 73$ мм

3.2. Выбор типа и схемы установки подшипника

Для опор валов цилиндрических прямозубых колес коробок передач применяют шариковые радиальные подшипники, так как конструкция коробки передач не предусматривает осевого нагружения. Первоначально были назначены подшипники серии диаметров 2.

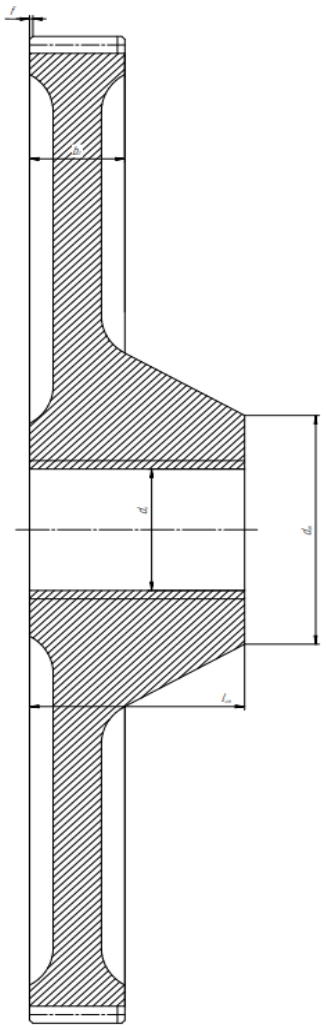
Схема установки подшипника: враспор, потому что данная схема наиболее проста для установки.

4. Проектирование зубчатых колес

4.1. Проектирование зубчатого колеса

В данной коробке скоростей не используется синхронизатор, предназначенный для синхронизации угловых скоростей колеса и шестерни при включении передачи. Но данная операция должна присутствовать в конструкции, иначе механизм не будет работать. Поэтому был предложен аналог синхронизатора: уширение зубьев колес и блока шестерни и нарезание на этом уширении эллипса при помощи ЧПУ. При этом виде синхронизатора, самом простом, вал электродвигателя выключается и останавливается. Данный способ способствует тому, чтобы зубья блока шестерни при вхождении в зацепление “проваливались” в зубья колеса.

Для первого зубчатого колеса:
Посадочный диаметр $d_к$=82 мм;
Диаметр ступицы (для стали) $d_{ст}$=136 мм;
Длина посадочного отверстия колеса $l_{ст}$=115 мм;
m_1=4,5 мм – модуль зацепления;
b_2=51 мм – ширина зубчатого венца;
Фаски на торцах зубчатого венца f=2 мм;
Угол фаски $\alpha_ф = 45°$;
Для второго зубчатого колеса:
Посадочный диаметр $d_к$=82 мм;
Диаметр ступицы (для стали) $d_{ст}$=135 мм;
Длина посадочного отверстия колеса $l_{ст}$=115 мм;
m_1=4 мм – модуль зацепления;
b_2=51 мм – ширина зубчатого венца;
Фаски на торцах зубчатого венца f=2 мм;
Угол фаски $\alpha_ф = 45°$;



Для третьего зубчатого колеса:
Посадочный диаметр $d_к$=82 мм;
Диаметр ступицы (для стали) $d_{ст}$=135 мм;
Длина посадочного отверстия колеса $l_{ст}$=115 мм;
m_1=4 мм – модуль зацепления;
b_2=51 мм – ширина зубчатого венца;
Фаски на торцах зубчатого венца f=2 мм;
Угол фаски $\alpha_ф = 45°$;
Для четвертого колеса:
Посадочный диаметр $d_к$=82 мм;
Диаметр ступицы (для стали) $d_{ст}$=135 мм;
Длина посадочного отверстия колеса $l_{ст}$=115 мм;
m_1=4 мм – модуль зацепления;
b_2=51 мм – ширина зубчатого венца;
Фаски на торцах зубчатого венца f=2 мм;
Угол фаски $\alpha_ф = 45°$;

4.2. Проектирование блоков-шестерен

Для того, чтобы механизм коробки передач работал корректно, нужно обеспечить достаточное расстояние между колесами, чтобы в зацеплении находилось только одна пара колеса и шестерни.

Рисунок 4.1. Форма зубчатого колеса

Сначала были рассчитаны размеры блоков-шестерен. Между отдельными венцами были предусмотрены канавки для выхода режущего инструмента (долбяка). Ширина канавки была принята равной 10 мм. Глубина канавки:

$h := 2.5m_4 = 10$

Примем h=10 мм

Для размещения вилки между венцами колес был сделан паз шириной B=12 мм, глубиной 6 мм с полем допуска H7, которое обеспечивается шлифованием боковых стенок паза.

В итоге, полная длина каждого из двух блоков-шестерен a=138 мм.

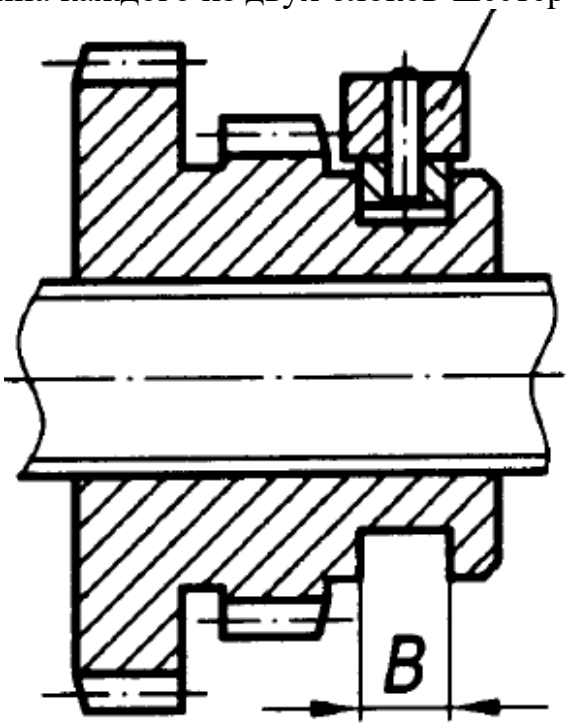


Рисунок 4.2. Основные размеры позиционирования блока-шестерен и колес

5. Расчёт соединений

5.1. Расчёт шпоночных соединений

Шпоночное соединение входного вала коробки передач и вала электродвигателя

Диаметр вала $d_Б = 42$ мм;

Для него по [1] табл.24.29: в соответствии с диаметром вала ширина шпонки $b = 12$ мм, высота шпонки $h = 8$ мм; глубина паза вала $t_1 = 5$ мм, шкива $t_2 = 3{,}3$ мм.

Глубина врезания шпонки в ступицу $k = 0{,}43h = 0{,}43 \cdot 8 = 3{,}44$ мм;

$[\sigma_{см}] = 230$ МПа – допускаемые напряжения смятия для стали 40Х;

Момент на быстроходном валу $T = 96{,}5$ Н · м;

Расчётная длина

$$l_{\text{р}} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot k \cdot [\sigma]_{\text{см}}} = \frac{2 \cdot 96{,}5 \cdot 10^3}{42 \cdot 3{,}44 \cdot 220} = 6{,}07 \text{ мм};$$

Длина шпонки $L = l_{\text{р}} + b = 6{,}07 + 12 = 18{,}07$ мм;

Для данного диаметра вала минимальная длина шпонки 28 мм. Была взята длина шпонки 56 мм, так как длина конца вала 80 мм.

Напряжение смятия шпонки: $\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot k \cdot l_{\text{р}}} = 220{,}07 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}]$.

По аналогии шпоночное соединение выходного вала и комбинированной муфты: $L = 56$ мм.

5.2. Расчёт шлицевого соединения

Шлицевое соединение быстроходного вала и блок-шестерни

В соответствии с ГОСТ 1139-80 для диаметра вала $D = 60$ мм выбрал числа зубьев $z = 8$ при модуле $m = 6$

Высота рабочей поверхности шлица h:

$$h = 0{,}8 \cdot m = 0{,}8 \cdot 6 = 4{,}8 \text{ мм}$$

Средний диаметр шлицев d_m:

$$d_m = D - 1{,}1 \cdot m = 60 - 6{,}6 = 53{,}8 \text{ мм}$$

Длина соединения из расчета по напряжениям смятия:

$$l_{\text{р}} \geq \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d_m \cdot z \cdot h \cdot [\sigma]_{\text{см}}} = \frac{2 \cdot 96{,}5 \cdot 10^3}{53{,}8 \cdot 8 \cdot 4{,}8 \cdot 10} = 9{,}34 \text{ мм},$$

где $[\sigma]_{\text{см}} = 10$ МПа

Так как шлицы расположены по всей длине вала с $d_{\text{бп}}^{\text{Б}} = 60$ мм, то $l_{\text{р}} = 560$ мм.

По аналогии шлицевое соединение тихоходного вала и колес:

$l_{\text{р}} \geq 5{,}33$ мм. Так как шлицы расположены по всей длине вала с $d_{\text{бп}}^{\text{Т}} = 82$ мм, то $l_{\text{р}} = 503$ мм.

6. Расчёт подшипников

Расчёт подшипников на выходном валу

Определение реакций в опорах проводился для первой скорости, на которую приходится наибольшая окружная и радиальная сила.

Известные данные:

$F_t := 5472$ Н– окружная сила; $F_a = 0$ Н – осевая сила; $F_r := 2004$ Н – радиальная сила

$L_{sa} := L = 8 \times 10^3$ ч

$F_k := 125\sqrt{T_{т1}} = 2.888 \times 10^3$ Н

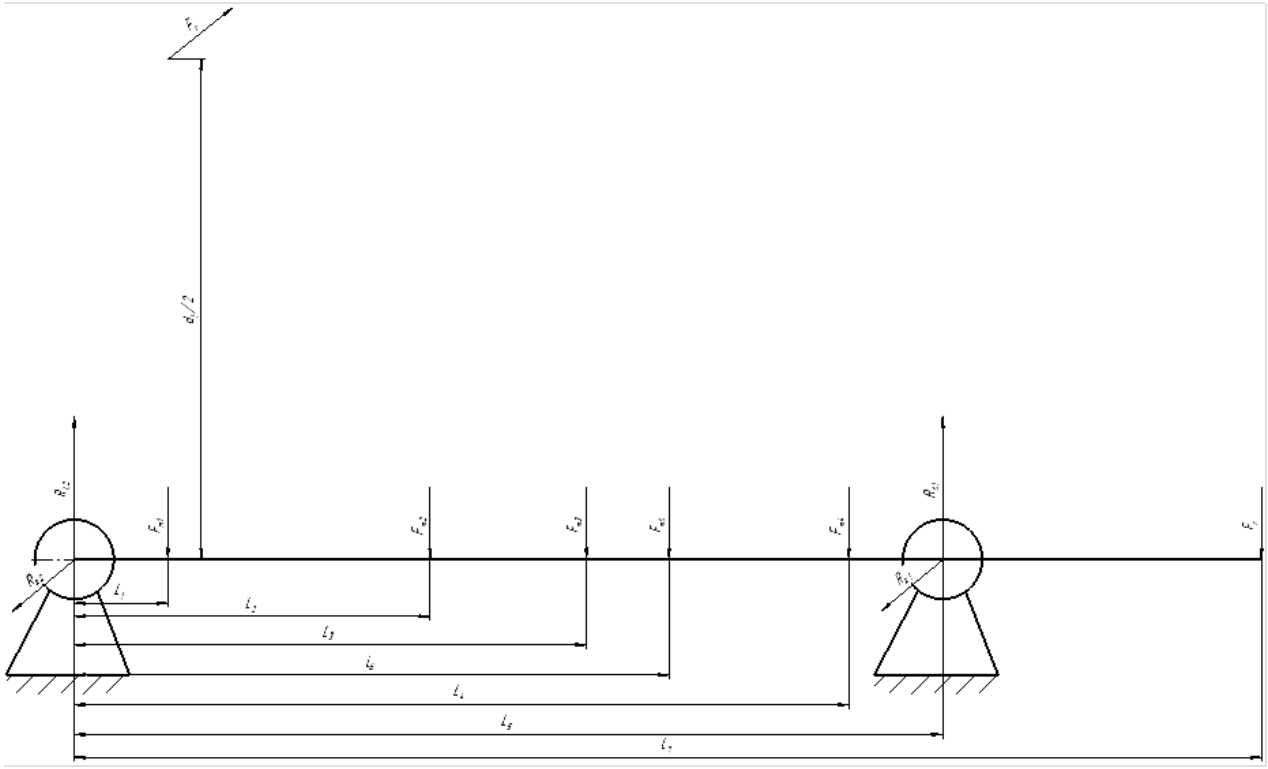


Рисунок 6.1. Схемы нагружения вала

Рассчитаем массы вала и колес соответственно, кг:

$M_1 := 24.9$

Массы колес

$M_2 := 75.66$

$M_3 := 67.96$

$M_4 := 72.96$

$M_5 := 62.39$

Радиальные реакции опор от сил в зацеплении, Н:

$M_1 \cdot L_6 \cdot g + M_2 \cdot L_1 \cdot g + M_3 \cdot L_2 \cdot g + M_4 \cdot L_3 \cdot g + M_5 \cdot L_4 \cdot g - R_1 \cdot L_5 \cdot g + F_k \cdot L_7 = 0$;

$R_{в1} := 555.02$

$$M_1 \cdot g + M_2 \cdot g + M_3 \cdot g + M_4 \cdot g + M_5 \cdot g - R_1 - R_2 + F_k = 0$$

$$R_{в2} := 5314.23$$

$$R_{т1} := F_t \cdot \frac{(L_5 - L_1)}{2 \cdot L_6} = 2.339 \times 10^3$$

$$R_{т2} := F_t \cdot \left(\frac{L_1}{2 \cdot L_6}\right) = 539.704$$

Суммарные реакции опор, Н:

$$R_1 := \sqrt{R_{в1}^2 + R_{т1}^2} = 2.404 \times 10^3$$

$$R_2 := \sqrt{R_{в2}^2 + R_{т2}^2} = 5.342 \times 10^3$$

Эквивалентные нагрузки, Н:

$$F_{R1} := R_1 = 2.404 \times 10^3$$

$$F_{R2} := R_2 = 5.342 \times 10^3$$

Назначаем шариковые радиальные однорядные подшипники серии диаметров 2: 213.

Для принятого подшипника: $d = 65$ мм $D = 120$ мм $D_w = 17{,}6$мм $C_r = 56000$ Н

$C_{0r} = 34000$ Н $\alpha = 0$

Коэффициент осевого нагружения:

$$D_{pw} = 0{,}5 \cdot (D + d) = 0{,}5 \cdot (120 + 65) = 92{,}5 \text{ мм}$$

$$D_w \cdot \frac{\cos(\alpha)}{D_{pw}} = 0{,}19 \quad f_0 = 14{,}2$$

$$e = 0{,}28 \cdot \left(\frac{f_0 \cdot F_a}{C_{0r}}\right)^{0{,}23} = 0$$

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка:

$K_Б = 1{,}4$ – коэффициент нагрузки, $K_T = 1$ – температурный коэффициент, $X = 1$, $Y = 0$

$$P_r := X \cdot F_{R2} \cdot K_б \cdot K_t = 7.478 \times 10^3 \text{ Н}$$

Расчетный скорректированный ресурс подшипника:

$$a_{23} := 0.75$$

$$a_1 := 0.62$$

$k = 3$ – для шариковых подшипников.

$$L_{sah} := a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{кр}} = 1.302 \times 10^4$$ ч

$L_{sa} < L_{sah}$

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка:

$$P_{rmax} := X \cdot F_r \cdot K_б \cdot K_t = 2.806 \times 10^3$$ Н

$P_{rmax} < 0{,}5 \cdot C_r$

Так как расчетный ресурс больше требуемого и выполнено условие $P_{rmax} < 0{,}5 \cdot C_r$, то подшипник 213 пригоден. При требуемом ресурсе надежности выше 95%.

7. Расчёт тихоходного вала на прочность

Материал вала: сталь 40Х.
Характеристики стали:

$\sigma_в = 980$ МПа, временное сопротивление;
$\sigma_t = 780$ МПа, предел текучести при изгибе;
$\tau_t = 450$ МПа, предел текучести при кручении;
$\sigma_{-1} = 410$ МПа, предел выносливости гладкого образца на изгиб;
$\tau_{-1} = 240$ МПа, предел выносливости гладкого образца на кручение;

$\psi_\tau = 0{,}10$, коэффициент чувствительности к асимметрии цикла.

$К_П = 2{,}2$, коэффициент перегрузки.

Расчет вала на прочность был рассчитан для второй передачи.

Крутящий момент численно равен вращающему моменту

$$T_{кр1} := T_{т2} = 423.73$$ Нм

Из рассмотрения внутренних силовых факторов (рис. 7.1. – см. ниже) и конструкций узла следует, что самыми опасными сечениями являются: I-I – место установки колеса; II-II – место приложения консольной нагрузки.

Минимально допустимые запасы прочности по пределу текучести и сопротивлению усталости соответственно: $[S_T] = 2$ и $[S] = 2$.

Эпюры внутренних силовых факторов:

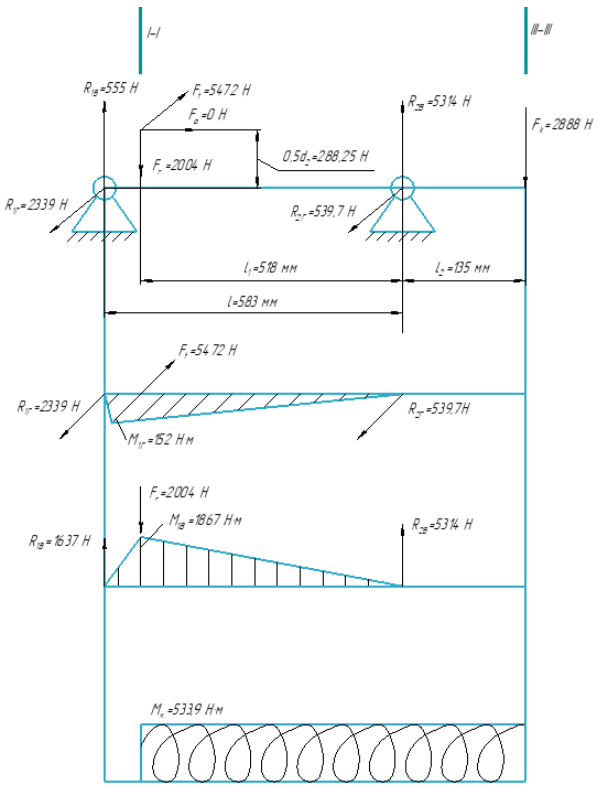


Рисунок 7.1. Эпюры внутренних силовых факторов

Силовые факторы опасных сечений:

Сечение I-I

Изгибающий момент, Нм

$$M_x := -R_2 \cdot L_4 + M_1 \cdot g \cdot (L_4 - L_6) + M_2 \cdot g \cdot (L_4 - L_1) + M_3 \cdot g \cdot (L_4 - L_2) + M_4 \cdot g \cdot (L_4 - L_3) - R_1 \cdot (L_5 - L_6) - F_k \cdot (L_7 - L_4) = -1.867 \times 10^3$$

Крутящий момент, Нм

$$T_{т1} = 533.9$$

Сечение II-II

Крутящий момент $T_{кр1} := T_{т1} = 533.9$

Вычисление геометрических характеристик опасных сечений:

Сечение I-I (прямобочные шлицы)

Для прямобочных шлицев с $D = 82$ мм и $z = 10$:

$$W_1 = 43000 \text{ мм}^3$$

$$W_{1k} = 2 \cdot W_1 = 86000 \text{ мм}^3$$

$$A_1 = \pi \cdot \frac{d^2}{4} + b \cdot z \cdot \frac{D - d}{2} = 4671{,}5 \text{ мм}^2$$

Сечение III-III (полое круглое сечение и один шпоночный паз)

$$W := \xi_w \cdot \left[-b \cdot h \cdot \frac{(2d_{вала} - h)^2}{16 d_{вала}} + \pi \frac{d_{вала}^3}{32} \right] = 1.437 \times 10^{-5}$$

Расчёт на статическую прочность:

Сечение I-I

Напряжение изгиба с растяжением (сжатием):

$$\sigma_1 = \frac{10^3 \cdot К_п \cdot М_1}{W_1} + К_п \cdot \frac{F_a}{A} = 117{,}5 \text{ МПа};$$

Напряжение кручения:

$$\tau_1 = \frac{10^3 \cdot К_п \cdot T}{W_{1k}} = 13{,}65 \text{ МПа};$$

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma 1} = \frac{\sigma_T}{\sigma_1} = \frac{640}{117{,}5} = 5{,}67\ ;\ S_{T\tau 1} = \frac{\tau_T}{\tau_1} = \frac{380}{13{,}65} = 27{,}8\ ;$$

Коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_{T1} = \frac{S_{T\sigma 1} \cdot S_{T\tau 1}}{\sqrt{{S_{T\sigma 1}}^2 + {S_{T\tau 1}}^2}} = 5{,}55 > [S_T] = 2;$$

Сечение II-II

Напряжение кручения: $\tau := \frac{M_{kmax}}{W_k} = 3.596 \times 10^7$

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям: $S_{T\tau} := \frac{\tau_T}{\tau} = 10.569$

Коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

S_T=10.569>[S]=2

Статическая прочность вала обеспечена во всех опасных сечениях, т.к. полученные коэффициенты запаса больше допускаемых ($S > [S_T] = 2$).

Расчёт вала на сопротивление усталости

Сечение I-I

Рассчитаем амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла, МПа:

$$\sigma_a := \frac{M_{1max}}{W} = 4.341 \times 10^7$$

$$\tau_a := \frac{M_{1kmax}}{2 \cdot W_k} = 3.104 \times 10^6$$

$K_{d\sigma} := 0.74$

По таблице 10.7

$K_{d\tau} := 0.63$

$K_{F\sigma} := 0.88$ По таблице 10.8

$K_{F\tau} := 0.93$

$K_{\sigma} := 2$ По таблице 10.11

$K_{\tau} := 1.7$

$K_V := 1$ По таблице 10.9

Определим коэффициенты снижения предела выносливости:

$$K_{\sigma D} := \frac{\left(-1 + \frac{1}{K_{F\sigma}} + \frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}}\right)}{K_V} = 2.839$$

$$K_{\tau D} := \frac{\left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + -1 + \frac{1}{K_{F\tau}}\right)}{K_V} = 2.774$$

Предел выносливости вала, МПа:

$\sigma_1 := 410 \cdot 10^6$

$\tau_1 := 240 \cdot 10^6$ По таблице 10.2

Коэффициент влияния асимметрии цикла: $\psi_{\tau D} := \frac{\psi_{\tau}}{K_{\tau D}} = 0.087$

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma} := \frac{\sigma_1D}{\sigma_a} = 3.326$$

$$S_{\tau} := \frac{\tau_1D}{\left(\tau_a + \psi_{\tau D} \cdot \tau_m\right)} = 26.905$$

Коэффициент запаса прочности в рассматриваемом сечении:

$$S := \frac{\left(S_{\sigma} \cdot S_{\tau}\right)}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = 3.301$$

Сопротивление усталости обеспечено, т.к. коэффициент запаса больше допускаемого (S=3.301>[S]=2).

Сечение II-II

$$\tau_a := \frac{M_{1kmax}}{2 \cdot W_k} = 8.172 \times 10^6$$

Из таблиц 10.7 и 10.11 [1] определяем:

$K_{d\sigma} := 0.74$

По таблице 10.7

$K_{d\tau} := 0.63$

$$K_{\sigma D} := \frac{\left(-1 + \frac{1}{K_{F\sigma}} + \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}\right)}{K_V} = 2.839$$

$$K_{\tau D} := \frac{\left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + -1 + \frac{1}{K_{F\tau}}\right)}{K_V} = 2.774$$

Предел выносливости вала: $\tau_1D := \frac{\tau_1}{K_{\tau D}} = 8.653 \times 10^7$

Коэффициент влияния асимметрии цикла: $\psi_{\tau D} := \frac{\psi_\tau}{K_{\tau D}} = 0.036$

Коэффициенты запаса по касательным напряжениям:

$$S_\tau := \frac{\tau_1D}{(\tau_a + \psi_{\tau D} \cdot \tau_m)} = 10.22$$

, S=10.22

Сопротивление усталости обеспечено, т.к. коэффициент запаса больше допускаемого (S>[S]=2).

8. Расчёт муфты

Для передачи крутящего момента с выходного вала коробки передач на вал потребителя применена комбинированная муфта, которая объединяет в себе предохранительную зубчатую муфту и упругую с фрикционными дисками.

1. Передаваемый вращающий момент T_T, 534 Нм
2. Максимальный вращающий момент T_{max}, 667,5 Нм
3. Предельный вращающий момент $T_{пр}$, 1351 Нм

Расчет металлических стержней:

$$d_c = 4[\sigma]_и D_0 \xi^2 (3 - \psi^3)/(3E\varphi),$$

где $[\sigma]_и$ — допускаемое напряжение изгиба материала стержня (табл. 20.2), МПа; $E = 2{,}15 \cdot 10^5$ — модуль упругости стали, МПа; $\xi = 0{,}26 \ldots 0{,}27$; $\psi = a/S$, где a и S — расстояния от средней плоскости муфты до точки начала контакта стержня с полумуфтой при передаче и отсутствии нагрузки соответственно (рис. 20.10). Для муфт постоянной жесткости $\psi = 1{,}0$, для муфт переменной жесткости $\psi = 0{,}6 \ldots 0{,}7$. Угол относительного поворота полумуфт — до $\varphi \approx 0{,}035$ рад;

$d_c = 4 \cdot 1260 \cdot 180 \cdot 0,26^2 \cdot (3 - 1^3)/(3 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 0,035) = 5,43$ мм

$d_c = 6$ мм

Расчет винтов на несдвигаемость:

Предел текучести и коэффициент запаса:

$\sigma_т := 220 \cdot 10^6$

$S_т := 2.5$

$\sigma_{тдоп} := \frac{\sigma_т}{S_т} = 8.8 \times 10^7$

Коэффициент несдвигаемости: $k_{несдв} := 1.5$

Расположение винтов: $R := 0.1$

Сдвигающая сила и сила затяжки:

$F_{сдв} := \frac{T_{т1}}{R} = 5.339 \times 10^3$

$F_{зат} := k_{несдв} \cdot \frac{F_{сдв}}{f \cdot 8} = 3.337 \times 10^3$

Минимально допустимый диаметр винтов:

$d_3 := \sqrt{1.3 F_{зат} \cdot \frac{4 \cdot S_т}{\pi \cdot \sigma_т}} = 7.922 \times 10^{-3}$

Выберем винты М8

Расчёт пружины:

Пружину выполняют с целым числом рабочих витков z(рис. 8.1). По ¾ опорных витков с каждой стороны осаживают до соприкосновения с последним рабочим витком.

1)Диаметр проволоки

Запишем напряжения кручения в проволоке пружины:

$\tau = 8 \cdot \text{Fпр} \cdot D\text{пр} \cdot \frac{k}{\pi} \cdot d^3 = 8 \cdot \text{Fпр} \cdot \text{c} \cdot \frac{k}{\pi} \cdot d^2 \leq [\tau]$=750 Мпа

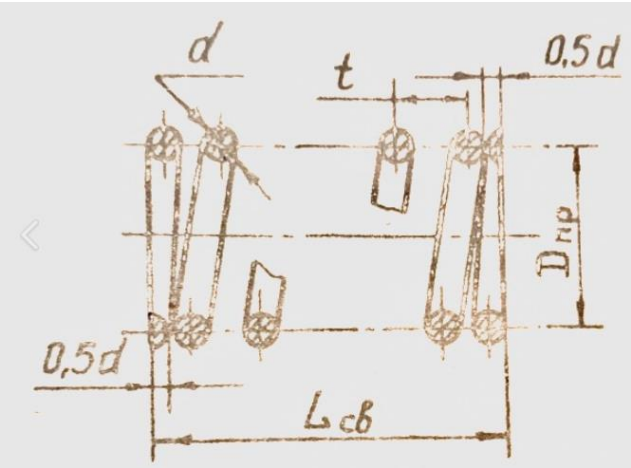


Рисунок 8.1.

где, с= Dпр/d=6…8 индекс пружины, Dпр -диаметр пружины, d – диаметр проволоки, k- коэффициент кривизны; k=1+$\frac{1,5}{c}$, $[\tau]$-допускаемое напряжение кручения для материала пружины.

2) Определим силу сжатия пружины под нагрузкой

Fпр=$\frac{T\text{пр}}{tg\alpha \cdot \frac{D\text{ср}}{2}}$;

Тпр=Ттmax·mэд·Кзап=533,9·2,2·1,15=1351 Нм

Fпр=4404 Н

Индекс пружины с=7

d≥11,26

Принимаем d= 14 мм

Dпр=с·d=7·14= 98 мм

3)Осадка одного витка пружины под действием силы Fпр, мм

$\Delta t = \frac{8 \cdot F\text{пр} \cdot \text{c}^3}{G \cdot d} = \frac{8 \cdot 4404 \cdot 7^3}{8 \cdot 10^4 \cdot 14}$ =10.8 мм, где G-модуль упругости второго рода для стали

4)Шаг витков пружины

t=Δt +(1,1…1,2) ·d=27 мм

5)Число рабочих витков при Lсв= (1…3) ·Dпр

z = $\frac{L\text{св}-d}{t}$ =4…10

Принимаем z=7

6)Свободная длинна пружины

Lсв=z· $t + d = 203$ мм

7)Рабочая длинная пружины

Lраб=Lсв-$\Delta t \cdot z$ =127,4

Расчёт кулачков:

p=$\frac{2 \cdot Ttmax}{D\text{ср} \cdot z \cdot bk \cdot h} \leq [p]$

bk· $h \geq \frac{2 \cdot Ttmax}{D\text{ср} \cdot z \cdot [p]}$, где z- число кулачков, [p]-допускаемое давление=80..120 МПа

Ttmax- передаваемый вращающий момент.

Принимаем z= 4 , [p]=100 МПа

bk· h ≥19мм^2

Принимаем h= 10мм , bk=20мм

Список литературы

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин, 2017;
2. Атлас конструкций узлов и деталей машин / Под ред. О.А. Ряховского, 2009;
3. Ряховский О.А. Справочник по муфтам / О.А. Ряховский, С.С. Иванов, 1991;
4. Фомин М.В. Расчет опор с подшипниками качения / М.В. Фомин, 2001;
5. Методические указания к выполнению домашнего задания по разделу “Соединения” курса “Основы конструирования деталей и узлов машин” / Под ред. Л.П. Варламовой \. 2003.

Приложение 1. Расчёты в программе ПДМ

Первая скорость

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ — ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ
Зубчатые цилиндрические одноступенчатые
внешнего зацепления прямозубые

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Частота вращения тихоходного вала, об/мин	250.0	
Ресурс, час	8000.	
Режим нагружения	5.	
Передаточное отношение редуктора	5.82	
Коэффициент ширины венца	.150	
Степень точности	8.	
Коэффициент запаса по изгибной прочности	2.20	
Твердость поверхности зубьев Шестерни, HRCэ	.0	ВАРЬИРУЕТСЯ
Колеса, HRCэ	.0	ВАРЬИРУЕТСЯ
Миним.допустимое число зубьев Шестерни	15.	
Угол наклона зубьев, град	.000	
Межосевое расстояние, мм	340.00	

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ — ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ
Зубчатые цилиндрические одноступенчатые
внешнего зацепления прямозубые

ПАРАМЕТРЫ ДЛЯ ВЫБОРА ВАРИАНТА

Вар	Твердости HRCэ		Коэф. ширины венца	Меж-осевое расст., мм	Диаметры впадин, мм		Массы, кг		Момент на колесе Н.м
	Шестер	Колесо			Шестерня	Колесо	механизм	колеса	
1	28.5	24.8	.150	340.00	92.25	565.25	179.3	60.8	1589.3
2	49.0	28.5	.150	340.00	92.25	565.25	206.1	61.1	2283.6
3	59.0	59.0	.150	340.00	84.60	565.42	310.0	61.8	5556.3

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ — ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ
Зубчатые цилиндрические одноступенчатые
внешнего зацепления прямозубые — Вариант 1

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Характеристика механизма

Передаточное отношение механизма	5.864
Вращающий момент на Быстроходном валу, Н.м	276.6
Тихоходном валу, Н.м	1589.3
Частота вращения Быстроходного вала, об/мин	1465.9
Тихоходного вала, об/мин	250.0
Масса Механизма, кг	179.3
Колес, кг	60.83
Степень точности	8.
Коэффициент ширины венца	.150
Межосевое расстояние, мм	340.000
Угол зацепления, град	20.115
Угол наклона зубьев, град	.000
Модуль зацепления (нормальный), мм	4.500
Силы в зацеплении, Н:	
Окружная (суммарная для шеврона)	5472.
Радиальная (суммарная для шеврона)	2004.
Осевая	0.
Контактные напряжения, МПа:	
при номинальной нагрузке:	
расчетные	548.4
допускаемые	524.2
при максимальной нагрузке:	
расчетные	813.5
допускаемые	1652.0

Параметры зубчатого Колеса	Шестерня	Колесо
Число зубьев	22.	129.
Коэффициент смещения исходного контура	.500	-.444
Диаметры, мм:		
Делительный	99.000	580.500
Начальный	99.073	580.927
Вершин	112.499	585.500
Впадин	92.250	565.251
Ширина зубчатого венца, мм	56.0	51.0
Твердость поверхности зубьев, HRCэ	28.5	24.8
Напряжения изгиба, МПа:		
при номинальной нагрузке:		
расчетные	129.9	153.7
допускаемые	208.5	200.0
при максимальной нагрузке:		
расчетные	285.9	338.2
допускаемые	1013.8	831.1

Вторая скорость

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ — ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ

Зубчатые цилиндрические одноступенчатые внешнего зацепления прямозубые

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Частота вращения тихоходного вала, об/мин	314.9	
Ресурс, час	8000.	
Режим нагружения	5.	
Передаточное отношение редуктора	4.62	
Коэффициент ширины венца	.150	
Степень точности	8.	
Коэффициент запаса по изгибной прочности	2.20	
Твердость поверхности зубьев Шестерни, HRCэ	.0	ВАРЬИРУЕТСЯ
Колеса, HRCэ	.0	ВАРЬИРУЕТСЯ
Минин.допустимое число зубьев Шестерни	15.	
Угол наклона зубьев, град	.000	
Межосевое расстояние, мм	340.00	

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ — ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ

Зубчатые цилиндрические одноступенчатые внешнего зацепления прямозубые

ПАРАМЕТРЫ ДЛЯ ВЫБОРА ВАРИАНТА

Вар	Твердости HRCэ		Коэф. ширины венца	Меж-осевое расст., мм	Диаметры впадин, мм		Массы, кг		Момент на колесе Н.м
	Шестер	Колесо			Шестерня	Колесо	механизм	колеса	
1	28.5	24.8	.150	340.00	110.00	550.00	178.6	58.1	1653.4
2	49.0	28.5	.150	340.00	110.00	550.00	192.1	58.3	1991.0
3	59.0	59.0	.150	340.00	104.80	535.20	355.1	59.5	7065.4

**

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ — ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ

Зубчатые цилиндрические одноступенчатые внешнего зацепления прямозубые — Вариант 1

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Характеристика механизма

Передаточное отношение механизма	4.667
Вращающий момент на Быстроходном валу, Н.м	361.5
Тихоходном валу, Н.м	1653.4
Частота вращения Быстроходного вала, об/мин	1469.7
Тихоходного вала, об/мин	314.9
Масса Механизма, кг	178.6
Колес, кг	58.14
Степень точности	8.
Коэффициент ширины венца	.150
Межосевое расстояние, мм	340.000
Угол зацепления, град	20.000
Угол наклона зубьев, град	.000
Модуль зацепления (нормальный), мм	4.000
Силы в зацеплении, Н:	
Окружная (суммарная для шеврона)	5916.
Радиальная (суммарная для шеврона)	2153.
Осевая	0.
Контактные напряжения, МПа:	
при номинальной нагрузке:	
расчетные	514.3
допускаемые	517.7
при максимальной нагрузке:	
расчетные	762.8
допускаемые	1652.0

Параметры зубчатого Колеса	Шестерня	Колесо
Число зубьев	30.	140.
Коэффициент смещения исходного контура	.000	.000
Диаметры, мм:		
Делительный	120.000	560.000
Начальный	120.996	559.004
Вершин	128.000	568.000
Впадин	110.000	550.000
Ширина зубчатого венца, мм	56.0	51.0
Твердость поверхности зубьев, HRCэ	28.5	24.8
Напряжения изгиба, МПа:		
при номинальной нагрузке:		
расчетные	188.4	196.8
допускаемые	209.0	193.9
при максимальной нагрузке:		
расчетные	414.5	433.0
допускаемые	1011.2	833.4

Третья скорость

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ
Зубчатые цилиндрические одноступенчатые
внешнего зацепления прямозубые

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Частота вращения тихоходного вала, об/мин .	396.8	
Ресурс, час	8000.	
Режим нагружения	5.	
Передаточное отношение редуктора	3.67	
Коэффициент ширины венца	.150	
Степень точности	8.	
Коэффициент запаса по изгибной прочности . .	2.20	
Твердость поверхности зубьев Шестерни, HRCэ	.0	ВАРЬИРУЕТСЯ
Колеса, HRCэ	.0	ВАРЬИРУЕТСЯ
Минин.допустимое число зубьев Шестерни . . .	15.	
Угол наклона зубьев, град	.000	
Межосевое расстояние, мм	340.00	

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ
Зубчатые цилиндрические одноступенчатые
внешнего зацепления прямозубые

ПАРАМЕТРЫ ДЛЯ ВЫБОРА ВАРИАНТА

Вар	Твердости HRCэ		Коэф. ширины венца	Межосевое расст., мм	Диаметры впадин, мм		Массы, кг		Момент на колесе Н.м
	Шестер	Колесо			Шестерня	Колесо	механизм	колеса	
1	28.5	24.8	.150	340.00	134.00	526.00	155.7	55.5	1200.4
2	49.0	28.5	.150	340.00	134.00	526.00	169.2	55.6	1503.0
3	59.0	59.0	.150	340.00	131.00	499.00	399.7	57.3	8437.7

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ
Зубчатые цилиндрические одноступенчатые
внешнего зацепления прямозубые Вариант 1

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Характеристика механизма

Передаточное отношение механизма	3.722
Вращающий момент на Быстроходном валу, Н.м	329.1
Тихоходном валу, Н.м	1200.4
Частота вращения Быстроходного вала, об/мин	1477.1
Тихоходного вала, об/мин	396.8
Масса Механизма, кг	155.7
Колес, кг	55.48
Степень точности	8.
Коэффициент ширины венца	.150
Межосевое расстояние, мм	340.000
Угол зацепления, град	20.000
Угол наклона зубьев, град	.000
Модуль зацепления (нормальный), мм	4.000
Силы в зацеплении, Н:	
Окружная (суммарная для шеврона)	4493.
Радиальная (суммарная для шеврона)	1635.
Осевая	0.
Контактные напряжения, МПа:	
при номинальной нагрузке:	
расчетные	444.3
допускаемые	507.4
при максимальной нагрузке:	
расчетные	658.9
допускаемые	1652.0

Параметры зубчатого Колеса	Шестерня	Колесо
Число зубьев	36.	134.
Коэффициент смещения исходного контура	.000	.000
Диаметры, мм:		
Делительный	144.000	536.000
Начальный	145.704	534.296
Вершин	152.000	544.000
Впадин	134.000	526.000
Ширина зубчатого венца, мм	56.0	51.0
Твердость поверхности зубьев, HRCэ	28.5	24.8
Напряжения изгиба, МПа:		
при номинальной нагрузке:		
расчетные	182.2	193.8
допускаемые	208.3	187.1
при максимальной нагрузке:		
расчетные	400.8	426.4
допускаемые	1008.2	836.0

Четвертая скорость

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ
Зубчатые цилиндрические одноступенчатые
внешнего зацепления прямозубые

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Частота вращения тихоходного вала, об/мин .	500.0	
Ресурс, час	8000.	
Режим нагружения	5.	
Передаточное отношение редуктора	2.91	
Коэффициент ширины венца	.150	
Степень точности	8.	
Коэффициент запаса по изгибной прочности . .	2.20	
Твердость поверхности зубьев Шестерни, HRCэ	.0	ВАРЬИРУЕТСЯ
Колеса, HRCэ	.0	ВАРЬИРУЕТСЯ
Минин.допустимое число зубьев Шестерни . . .	15.	
Угол наклона зубьев, град	.000	
Межосевое расстояние, мм	340.00	

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ
Зубчатые цилиндрические одноступенчатые
внешнего зацепления прямозубые

ПАРАМЕТРЫ ДЛЯ ВЫБОРА ВАРИАНТА

Вар	Твердости HRCэ		Коэф. ширины венца	Меж-осевое расст., мм	Диаметры впадин, мм		Массы, кг		Момент на колесе Н.м
	Шестер	Колесо			Шестерня	Колесо	механизм	колеса	
1	28.5	24.8	.150	340.00	162.00	498.00	128.7	53.1	622.3
2	49.0	28.5	.150	340.00	168.75	488.75	150.4	53.3	1148.1
3	59.0	59.0	.150	340.00	151.00	479.00	379.3	55.0	7715.1

**

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ
Зубчатые цилиндрические одноступенчатые
внешнего зацепления прямозубые Вариант 1

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Характеристика механизма

Передаточное отношение механизма	2.953
Вращающий момент на Быстроходном валу, Н.м	215.0
Тихоходном валу, Н.м	622.3
Частота вращения Быстроходного вала, об/мин	1476.7
Тихоходного вала, об/мин	500.0
Масса Механизма, кг	128.7
Колес, кг	53.10
Степень точности	8.
Коэффициент ширины венца	.150
Межосевое расстояние, мм	340.000
Угол зацепления, град	20.000
Угол наклона зубьев, град	.000
Модуль зацепления (нормальный), мм	4.000
Силы в зацеплении, Н:	
Окружная (суммарная для шеврона)	2459.
Радиальная (суммарная для шеврона)	895.
Осевая	0.
Контактные напряжения, МПа:	
при номинальной нагрузке:	
расчетные	364.0
допускаемые	497.0
при максимальной нагрузке:	
расчетные	539.9
допускаемые	1652.0

Параметры зубчатого Колеса	Шестерня	Колесо
Число зубьев	43.	127.
Коэффициент смещения исходного контура	.000	.000
Диаметры, мм:		
Делительный	172.000	508.000
Начальный	173.913	506.087
Вершин	180.000	516.000
Впадин	162.000	498.000
Ширина зубчатого венца, мм	56.0	51.0
Твердость поверхности зубьев, HRCэ	28.5	24.8
Напряжения изгиба, МПа:		
при номинальной нагрузке:		
расчетные	174.9	188.3
допускаемые	207.6	180.7
при максимальной нагрузке:		
расчетные	384.7	414.2
допускаемые	1004.8	839.0