

Министерство образования и науки Кыргызской Республики

**Кыргызский Государственный Технический Университет
им. И. Раззакова**

Кафедра «Автоматизация и робототехника»

ОБОРУДОВАНИЕ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Методическое указание к лабораторной работе «Расчет коробки скоростей.
Разборка и сборка коробки скоростей» для студентов машиностроительных
специальностей всех форм обучения.

Бишкек 2008

Рассмотрено
на заседании кафедры
«Автоматизация и Робототехника»
Прот. № 7 от 17.03.2008г.

Рекомендовано
Методическим советом
ФТиМ
Прот. № 11 от 11.04.2008г.

УДК 621.90

Составитель к.т.н., доц. МАСИТОВ А.М.

Оборудование машиностроительного производства.
Методическое указание к лабораторной работе «Расчет коробки скоростей.
Разборка и сборка коробки скоростей». Для студентов машиностроительных
специальностей всех форм обучения. /Кырг. гос. техн. ун-т; к.т.н., доц. А.М.
Маситов. 21 с. Бишкек – 2008

Содержится методическое указание по расчету коробки скоростей. По
разборке и сборке коробки скоростей. Предназначены для студентов
машиностроительных специальностей всех форм обучения.

Табл.2. Рис.5. Библиогр.14 названий

Рецензент: д.т.н., проф. Муслимов А.П.

Лабораторная работа

Расчет коробки скоростей. Разборка и сборка коробки скоростей.

Цель работы

1. Изучить существующих конструкций коробки скоростей.
2. Изучить основные функции коробки скоростей, применяемых в оборудовании машиностроительного производства.
3. Изучить конструкции коробки скоростей на станках 6Н81, 1К62, 16К20, ФТ11.
4. Научить студентов разборку и сборку коробки скоростей.

1. Кинематический расчет коробки скоростей

1. Показатель геометрического ряда

$$\varphi = z\sqrt[z]{\frac{n_{max}}{n_{min}}}; \quad n_i \leq n_{min}; \quad n_z = n_{max}$$

φ	1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2
-----------	------	------	------	------	------	------	---

Структурная формула

$$Z=P_1.P_2.P_3...P_n$$

где P_1 - число скоростей первой группы передач.

P_n - число скоростей n-ой группы передач.

Промежуточные значения передаточных отношений или чисел оборотов шпинделя могут получиться путем различных комбинаций передач в группах $P_1, P_2, P_3... P_n$ в зависимости от порядка переключения передач.

Передаточные отношение в каждой группе передач также образуют геометрической ряд с показателем φ^x , где x для различных групп передач различен. Для основной группы передач $X=X_0=1$

Для первой множительной $X=X_0P_1$

Для второй множительной $X=P_0P_1$

Для последней k-й $X=X_k=P_0P_1P_2...P_{k-1}$

Тогда $Z=P_1(X_1). P_2(X_2). =P_n(X_n)$

Определение общего минимального передаточного отношения привода

$$J_{min} = \frac{n_{min}}{n_{дв.синхр}} = \frac{1}{\varphi^m}$$

m – число интервалов между n_{min} и $n_{дв.синхр}$

$$J_{min} \geq \frac{1}{4}; i_{min} \leq 2;$$

$$J_{min} = \frac{1}{\varphi^m} = \frac{1}{\varphi^{m_1}} \cdot \frac{1}{\varphi^{m_2}} \cdots \frac{1}{\varphi^{m_n}}$$

где $m_1 + m_2 + m_3 \dots m_n = m$

или $J_{min} = \frac{1}{\varphi_m} = J_1 \cdot J_2 \dots J_n$

2. Скоростная характеристика станков с вращательным главным движением

Отношение n_{max} и n_{min} называется диапазоном регулирования

$$D = \frac{n_{max}}{n_{min}} \quad (1)$$

Если V_{min} и V_{max} – минимальная и максимальная скорости резания (м/мин), d_{min} и d_{max} – наименьший и наибольшие диаметры обработки (м), то пределы регулирования должны удовлетворять следующим равенствам:

$$n_{min} = \frac{V_{min}}{\pi d_{max}} \text{ об / мин} \quad (2) \quad n_{max} = \frac{V_{max}}{\pi d_{min}} \text{ об / мин} \quad (3)$$

Наименьший и наибольшие диаметры принимают в соотношении

$$\frac{d_{min}}{d_{max}} = 0,12 \div 0,25 \quad (4)$$

Число оборотов шпинделя определяется

$$n_{un} = \frac{1000V}{\pi D} \text{ об / мин} \quad (5) \quad V = \frac{\pi D n}{1000} \text{ м / мин}; \quad (6)$$

тогда $D = \frac{V_{max} \cdot d_{max}}{V_{min} \cdot d_{min}} \quad (7)$

Диапазон регулирования, если известно,

то $\varphi = \sqrt[z]{D} \quad (8)$

3. Скоростная характеристика станков с прямолинейным главным движением

У большинство станков этой группы перемещения рабочих органов происходит в двух взаимно противоположных направлениях.

Различают рабочий ход V_p и обратный (холостой) ход V_x . Скорость обратного хода обычно больше чем рабочий ход и составляет соотношение. $\frac{V_0}{V_p} = 1,5 \div 2,5 = x = k \quad (9)$

Рабочий ход и обратные ходы составляют двойной ход.

Пусть P -число двойных ходов в минуту;
 t_p и t_o – время рабочего и обратного хода в минуту;
 T – время одного двойного хода в минуту;
 V_p и V_o – скорости рабочего и обратного ходов в м/мин;
 L – длина хода в м, тогда время одного двойного хода

$$T = t_p + t_o = \frac{L}{V_p} + \frac{L}{V_o} = \frac{L}{V_p} \left(1 + \frac{1}{x}\right) = \frac{L}{V_p} \cdot \frac{x+1}{x}; \quad (10)$$

Отсюда число двойных ходов в минуту

$$n_{\partial.x} = \frac{1}{T} = \frac{V_p}{L} \cdot \frac{x}{x+1}; \quad (11)$$

В этом случае пределы регулирования определяют из равенства

$$n_{min} = \frac{V_{pmin}}{L_{max}} \cdot \frac{x}{x+1}; \quad (12) \quad n_{max} = \frac{V_{pmax}}{L_{min}} \cdot \frac{x+1}{x}; \quad (13)$$

или, если

$$V_o = K \cdot V_p \text{ (м/мин)}; \quad (14)$$

$$n_{\partial.x} = \frac{1}{T} = \frac{1}{\frac{1000L}{V_p} \cdot \frac{1000L}{V_o}} = \frac{K}{1000(K+1)} \cdot \frac{V_p}{L}; \quad (15)$$

тогда для $z-1$ будет

$$n_{\partial.x} z - 1 = \frac{n_{\partial.xmax}}{z-1}; \quad (16) \quad n_{\partial.x} \cdot z_{min} = n_{\partial.xmin} \cdot z^{n-1}; \quad (17)$$

$$n_{\partial.xmin} = \frac{V_{pmin}}{L_{max}} \cdot \frac{x}{x+1}; \quad (18)$$

$$n_{\partial.xmax} = \frac{V_{pmax}}{L_{min}} \cdot \frac{x}{x+1}; \quad (19)$$

В этом случае диапазон регулирования $D = \frac{V_{max} L_{max}}{V_{min} L_{min}}; \quad (20)$

3. Скоростная характеристика станков с реечным приводом главного движения

Допустим, что на станке необходимо осуществить z рабочих (ходов) скоростей движения стола (скоростей резания) V_1, V_2, V_z м/мин со знаменателей ряда ϕ . Скорость движения рейки (стола) для передачи с реечным колесом.

$$V_k = \pi \cdot m_k \cdot z_k \cdot n_{p.k} \text{ м/мин} \quad (21)$$

где: m_k – модуль; z_k – число зубьев колеса;

$n_{p.k}$ – число оборотов в минуту P колеса.

Для передачи с червяком

$$V_{\text{ч}} = \frac{\pi m_{\text{ч}} \cdot k \cdot n_{\text{ч.к.}} \cdot \cos \beta}{\cos(\alpha - \beta)}; \quad \text{м/мин} \quad (22)$$

где: k – число заходов

α – угол между осью червяка и направлением движения стола,

β – угол подъема витков червяка.

Отсюда определяем требуемое число оборотов речного колеса или червяка

$$n_{\text{р.к}} = \frac{V_{\text{к}}}{C_{\text{к}}}; \quad (23) \quad n_{\text{ч.к}} = \frac{V_{\text{ч}}}{C_{\text{ч}}}; \quad (24)$$

В общем виде ряд чисел оборотов выглядит так:

$$\begin{aligned} n_1 &= CV_1 \\ n_2 &= CV_2 \quad (25) \\ n_z &= CV_z; \end{aligned}$$

Для осуществления обратного хода $n_o = CV_o$; (26)

Скорость обратного хода принимают из соотношения

$$\frac{V_o}{V_p} = 1,5 \div 2 \quad \text{и устанавливают до 75 м/мин.}$$

4. Определение передаточных отношений

В общем случае:
$$i = \frac{z_1}{z_2} \quad (27)$$

для повышающих:

$$i_1, i_2, \dots, i_n = n_1 \varphi; n_1 \varphi^2 \dots n^1 \varphi^n \quad (28)$$

для понижающих

$$i_1, i_2, \dots, i_n = n_n \frac{1}{\varphi}; n_n \frac{1}{\varphi^2} \dots n_n \frac{1}{\varphi^{n-1}}; \quad (29)$$

или для повышающих

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2} = \varphi; \quad i_2 = \frac{z_3}{z_4} = \varphi^2 \dots i_n = \frac{z_{n-1}}{z_n} = \varphi^n; \quad (30)$$

для понижающих:

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2} = \varphi; \quad i_2 = \frac{z_3}{z_4} = \frac{1}{\varphi^2}; \dots i_n = \frac{z_{n-1}}{z_n} = \frac{1}{\varphi^n}; \quad (31)$$

5. Выбор электродвигателя

Мощность электродвигателя
$$N_{\text{д}} = \frac{N_7}{\eta}; \quad (32)$$

где:
$$\eta = \eta_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{зуб}} \cdot \eta_{\text{под}} \dots \quad (33)$$

Определение числа зубьев зубчатых колес.

(пользуйтесь таблицами) с учетом $z_{min} \geq 17$ и $\sum z_1 + z_2 = const$ (34)

6. Нахождение числа оборотов

Находят по структурной сетке и определяет погрешность Δn

$$\Delta n = \frac{n_{расч} - n_{станд}}{n_{станд}} \% \quad (35) \pm 5\%$$

7. Выбор материала зубчатых колес

(Пользуйтесь материалами Д.М.)

8. Определение мощности на валах К.С.

$$N_1 = N_d \cdot \eta_{рел} \cdot \eta_{под}; \quad N_2 = N_1 \eta_{з.к} \eta_{под} \quad (36)$$

9. Определение модулей для зубчатых колес

$$m_{изг} = 103 \sqrt{\frac{1950}{z \cdot \varphi \cdot y \cdot \sigma_{из}} \cdot \frac{k \cdot r}{n}} \text{ мм}; \quad (37)$$

$$m_{нов} = \frac{100}{z} \sqrt{\left(\frac{6800}{\sigma_{нов}}\right)^2 \frac{i+1}{i\phi_o} \cdot \frac{kr}{n}} \text{ мм}; \quad (38)$$

где: $\sigma_{изг}$ – допустимое напряжение на изгиб кг/мм² или Н/см²
у – коэф. формы зуба,
z – число зубьев шестерни,
i – передаточное число.

$$\psi = \frac{b}{m} = (6 \div 10) \quad (39) \text{ коэф. ширины зуба}$$

$$\psi_o = 1,6 ; \quad k = 1,25 \text{ коэф. нагрузки.}$$

10. Определение размеров зубчатых колес

$$dd = m \cdot z; \quad (40)$$

$$de = dd + 2m; \quad (41)$$

$$di = dd - 2m; \quad (42)$$

11. Определение диаметров валов

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2[\tau]k}}; \quad (43)$$

где: $M_{кр} = 9700 \frac{N}{n}$ (кг/см) (44) кр. момент

$[\tau]_k = 25 \div 30 \text{ н/мм}^2$ – допустимое напряжение на кручение (для стволы).

Пример выполнения расчета коробки скоростей

Данные для расчета:

$N_{\text{эф}}=4 \text{ кВт};$
 $n_{\text{max}}=2500 \text{ об/мин};$
 $n_{\text{min}}= 50 \text{ об/мин};$
 $Z=18$

1. Графо-аналитический метод расчета коробки скоростей

1.1. Диапазон регулирования

Диапазон регулирования оборотов шпинделя проектируемого станка будет равен.

$$D = \frac{n_{\text{max}}}{n_{\text{min}}} = \frac{2500}{50} = 50$$

Отсюда определим знаменатель геометрического ряда φ .

$$\varphi = \sqrt[z]{D} = \sqrt[18]{50} = 1,26$$

1.2. Определение оборотов от n_{min} до n_{max}

Находим обороты по формуле

$$N_z = n_{\text{min}} \cdot \varphi^{z-1}$$

$n_1 = n_{\text{min}} = 50 \text{ об/мин};$	$n_{10} = 400,22 \text{ об/мин};$
$n_2 = 63 \text{ об/мин};$	$n_{11} = 504,28 \text{ об/мин};$
$n_3 = 79,38 \text{ об/мин};$	$n_{12} = 635,39 \text{ об/мин};$
$n_4 = 100,019 \text{ об/мин};$	$n_{13} = 800,6 \text{ об/мин};$
$n_5 = 126,02 \text{ об/мин};$	$n_{14} = 1008,75 \text{ об/мин};$
$n_6 = 158,78 \text{ об/мин};$	$n_{15} = 1271,03 \text{ об/мин};$
$n_7 = 200,07 \text{ об/мин};$	$n_{16} = 1601,5 \text{ об/мин};$
$n_8 = 252,09 \text{ об/мин};$	$n_{17} = 2017,9 \text{ об/мин};$
$n_9 = 317,63 \text{ об/мин};$	$n_{18} = 2542,5 \text{ об/мин};$

Согласно общемашиностроительных нормативов режимов резания для технического нормирования работ на металлорежущих станках част 1 по картам 187 и 189 принимаем стандартные числа оборотов шпинделя (6)

$n_{\text{ст}1} = 50 \text{ об/мин};$	$n_{\text{ст}10} = 400 \text{ об/мин};$
$n_{\text{ст}2} = 63 \text{ об/мин};$	$n_{\text{ст}11} = 500 \text{ об/мин};$
$n_{\text{ст}3} = 80 \text{ об/мин};$	$n_{\text{ст}12} = 630 \text{ об/мин};$
$n_{\text{ст}4} = 100 \text{ об/мин};$	$n_{\text{ст}13} = 800 \text{ об/мин};$
$n_{\text{ст}5} = 125 \text{ об/мин};$	$n_{\text{ст}14} = 1000 \text{ об/мин};$
$n_{\text{ст}6} = 160 \text{ об/мин};$	$n_{\text{ст}15} = 1250 \text{ об/мин};$
$n_{\text{ст}7} = 200 \text{ об/мин};$	$n_{\text{ст}16} = 1600 \text{ об/мин};$

$n_{cr8} = 250$ об/мин; $n_{cr17} = 2000$ об/мин;
 $n_{cr9} = 315$ об/мин; $n_{cr18} = 2500$ об/мин;

Определяем погрешность расчета Δ_n по формуле

$$\Delta_n = \frac{|n_{cm} - n_p|}{n_p} \cdot 100\%$$

$\Delta_{n1} = 0\%$	$\Delta_{n10} = 0,05\%$
$\Delta_{n2} = 0\%$	$\Delta_{n10} = 0,84\%$
$\Delta_{n3} = 0,78\%$	$\Delta_{n10} = 0,84\%$
$\Delta_{n4} = 0,018\%$	$\Delta_{n10} = 0,07\%$
$\Delta_{n5} = 0,8\%$	$\Delta_{n10} = 0,86\%$
$\Delta_{n6} = 0,76\%$	$\Delta_{n10} = 1,65\%$
$\Delta_{n7} = 0,03\%$	$\Delta_{n10} = 0,09\%$
$\Delta_{n8} = 0,83\%$	$\Delta_{n10} = 0,895\%$
$\Delta_{n9} = 0,82\%$	$\Delta_{n10} = 1,67\%$

1.3. Построение структурной сетки

Лучшим вариантом построения структурной сетки на $z=18$ является $z=3 \times 3 \times 2$ с всеобразной структурой

$$P_1=3; P_2=3; P_3=2.$$

$$X_1=1; X_2=P_1=3; X_3=P_1 \cdot P_2=3 \cdot 3=9$$

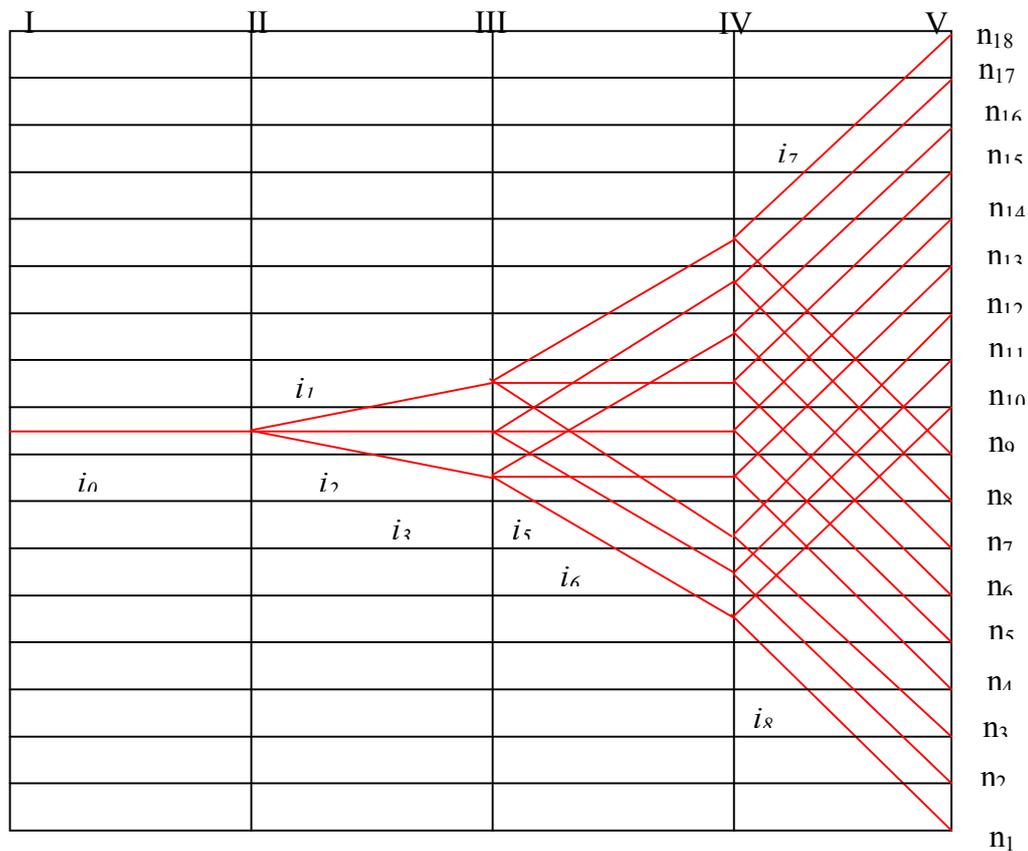


Рис.1. Структурная стенка

1.5. Определение чисел зубьев шестерен

Для определения чисел зубьев шестерен пользуемся табл.3 (3,стр 122), отыскивая такое значение $\sum z$ для каждой элементарной двухвальной передачи, которое обеспечивает требуемые значения и имеет $z_{\min} \geq 18$. результаты сводим в табл.1.

табл.1.

i	1/1,26	1/1,58	1/2	1,58	1/1,26	1/2,5	2	1/4
$z_1:z_2$	24:30	21:33	18:36	43:27	31:39	20:50	60:30	18:72
$\sum z$	54			70			90	

2. Выбор электродвигателя и кинематический расчет

По табл.1.1 (4, стр 5) примем: КПД пары зубчатых колес $\eta_{zn}=0,98$; КПД клиноременной передачи $\eta_{pn}=0,95$; коэффициент, учитывающий потери пары подшипников качения $\eta_{пп}=0,99$;

Общий КПД привода

$$\eta_{общ} = \eta_{pn} \cdot \eta_{zn}^3 \cdot \eta_{пп}^4 = 0,95 \cdot 0,98^3 \cdot 0,99^4 = 0,85$$

Требуемая мощность эл. дв.

$$N_{тр} = \frac{N_{эф}}{\eta_{общ}} = \frac{4}{0,85} = 4,7 \text{ кВт}$$

По табл. П5 (4, стр 332) принимаем эл. дв типа АОП-2-42-4, для которого $N_{дв}=5,5$ кВт и $n_{дв}=1440$ об/мин. по табл. П6 диаметр конца вала ротора $d_{дв}=32$ мм (4, стр 333)

Угловая скорость вала двигателя

$$\omega_{дв} = \frac{\pi n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1440}{30} = 150,72 \text{ рад/с.}$$

Определим номинальную мощность передаваемую на каждый вал.

$$N_1 = N_{дв} = 5,5 \text{ кВт}$$

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_{pn} = 5,5 \cdot 0,95 = 5,225 \text{ кВт}$$

$$N_3 = N_2 \cdot \eta_{zn} = 5,225 \cdot 0,98 = 5,12 \text{ кВт}$$

$$N_4 = N_3 \cdot \eta_{zn} = 5,12 \cdot 0,98 = 5,01 \text{ кВт}$$

$$N_5 = N_4 \cdot \eta_{zn} = 5,01 \cdot 0,98 = 4,91 \text{ кВт}$$

Найдем передаточное отношение клиноременной передачи

$$i_o = \frac{n_{дв}}{n_{14}} = \frac{1440}{1000} = 1,44$$

крутящие моменты на валах определим исходя из требуемой мощности эл.дв. без учета на трение

$$M_1 = M_{кредв} = 9700 \frac{N_{mp}}{n_{дв}} = 9700 \frac{4,7}{1440} = 31,65 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_2 = M_1 \cdot \eta_{pn} \cdot i_o = 31,65 \cdot 0,95 \cdot 1,44 = 43,3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_3 = M_2 \cdot \eta_{zn} \cdot i_3 = 43,3 \cdot 0,98 \cdot 2 = 84,868 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_4 = M_3 \cdot \eta_{zn} \cdot i_6 = 84,868 \cdot 0,98 \cdot 2,5 = 208 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_5 = M_4 \cdot \eta_{zn} \cdot i_8 = 208 \cdot 0,98 \cdot 4 = 815,36 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Выбор твердости термообработки материала колес

Материал шестерней и колес принимаем сталь 40ХН термообработка улучшение.

Твердость: - шестерни $HV_{cp}=285$ ед.

- колеса $HV_{cp}=250$ ед.

Определяем допуск контактных напряжений $[\sigma]_н$

$$[\sigma]_{н1} = K_{н1} \cdot [\sigma]_{но1} = 1,8HV_{cp} + 67$$

Для шестерни $[\sigma]_{н1}=1,8 \cdot 285+67=580 \text{ Н/мм}^2$

Для колеса $[\sigma]_{н2}=1,8 \cdot 250+67=517 \text{ Н/мм}^2$

Определяем допускаемых изгибных напряжений

$$[\sigma]_{FL1}=K_{FL1}[\sigma]_{FO1}=1,03HV_{cp}=1,03 \cdot 285=294 \text{ Н/мм}^2$$

$$[\sigma]_{FL2}=K_{FL1}[\sigma]_{FO1}=1,03HV_{cp}=1,03 \cdot 250=258 \text{ Н/мм}^2$$

4. Модуль зубчатых колес

Модуль зубчатых передач станков определяется исходя из прочности зуба на изгиб и из усталости поверхностных слоев по формулам

$$m_{изг} = 10 \sqrt[3]{\frac{1950}{z \cdot \psi \cdot y \cdot \sigma_{изг}} \cdot \frac{RN}{n}}; \text{ [см]}$$

$$m_{нов} = \frac{100}{z} \sqrt[3]{\left(\frac{6800}{\sigma_{нов}}\right)^2 \cdot \frac{i \pm 1}{i \cdot \psi_0} \cdot \frac{RN}{n}}; \text{ [см]}$$

где z – число зубьев шестерен (меньшего колеса)

i – передаточное число

N – номинальная передаваемая мощность

n – мин. число оборотов шестерни

R – коэффициент нагрузки

y – коэффициент формы зуба

$R=1,08$

$\Psi=(6 \div 10)=6$

$\Psi=(0,7 \div 1,6)=1,15$

$y = \text{при } z=20 \div 60 \quad y=0,243 \div 0,268$

N - известно

$$m_{узз1} = 10^3 \sqrt[3]{\frac{1950}{18 \cdot 6 \cdot 0,243 \cdot 294 \cdot 10^2}} \cdot \frac{1,08 \cdot 5,225}{500} = 0,3055 \text{ см} = 3,055 \text{ мм}$$

$$m_{узз2} = 10^3 \sqrt[3]{\frac{1950}{20 \cdot 6 \cdot 0,249 \cdot 294 \cdot 10^2}} \cdot \frac{1,08 \cdot 5,12}{200} = 10^3 \sqrt[3]{6,2887 \cdot 10^{-5}} = 0,396 \text{ см} = 3,96 \text{ мм}$$

$$m_{узз3} = 10^3 \sqrt[3]{\frac{1950}{18 \cdot 6 \cdot 0,243 \cdot 294 \cdot 10^2}} \cdot \frac{1,08 \cdot 5,01}{50} = 10^3 \sqrt[3]{2,7349 \cdot 10^{-4}} = 0,65 \text{ см} = 6,5 \text{ мм}$$

$$m_{нов1} = \frac{100}{18} \sqrt[3]{\left(\frac{6800}{580 \cdot 10^2}\right)^2 \cdot \frac{2+1}{2 \cdot 1,15} \cdot \frac{1,08 \cdot 5,225}{500}} = 5(5) \sqrt[3]{0,0017258} = 0,309 \text{ см} = 3,09 \text{ мм}$$

$$m_{нов2} = \frac{100}{20} \sqrt[3]{\left(\frac{6800}{580 \cdot 10^2}\right)^2 \cdot \frac{2,6+1}{2,5 \cdot 1,15} \cdot \frac{1,08 \cdot 5,12}{200}} = 5 \sqrt[3]{0,0046265} = 0,386 \text{ см} = 3,86 \text{ мм}$$

$$m_{нов3} = \frac{100}{18} \sqrt[3]{\left(\frac{6800}{580 \cdot 10^2}\right)^2 \cdot \frac{4+1}{4 \cdot 1,15} \cdot \frac{1,08 \cdot 5,01}{50}} = 5, (5) \sqrt[3]{0,00161683} = 0,652 \text{ см} = 6,52 \text{ мм}$$

полученные значения модуля округляем до стандартных значений, принятых в станкостроении

$$m_1 = 3 \text{ мм}$$

$$m_2 = 4 \text{ мм}$$

$$m_3 = 6 \text{ мм}$$

5. Расчет клиноременной передачи

Мощность на ведущем валу $N = N_{дв} = 5,5$ кВт; частота вращения этого вала $n_1 = n_{дв} = 1440$ об/мин частота вращения ведомого вала $n_2 = 1000$ об/мин. Определяем угловую скорость и номинальный вращающий момент ведущего вала

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1440}{30} = 150,72 \text{ рад/с}$$

$$M_1 = \frac{N}{\omega_1} = \frac{5,5 \cdot 10^3}{150,72} = 36,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

при таком значении M_1 в табл.5,6 (4. стр 69) рекомендуется выбрать сечение А ремня с площадью поперечного сечения $F = 81 \text{ мм}^2$.

Выбираем диаметр D_1 ведущего шкивы на 1-2 номера больше D_{\min} для обеспечения большей долговечности ремня по табл.5,6 (4, стр 69) $D_{\min} = 90 \text{ мм}$, принимаем $D_1 = 100 \text{ мм}$.

Передаточное отношение без учета скольжения

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1440}{1000} = 1,44$$

находим диаметр D_2 ведомого шкива, приняв относительное скольжение $\varepsilon=0,015$

$$D_2 = i D_1 (1 - \varepsilon) = 1,44 \cdot 100 (1 - 0,015) = 141,84 \text{ мм}$$

Ближайшее стандартное значение $D_2=140$ мм

Уточняем передаточное отношение i с учетом ε .

$$i = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)} = \frac{140}{100(1 - 0,015)} = 1,42$$

пересчитываем:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1440}{1,42} = 1014 \text{ об/мин}$$

расхождение с заданным

$$\Delta n_2 = \frac{1014 - 1000}{1000} 100 = 1,4\%$$

при допускаемом расхождении до 3 %

Определяем межосевое расстояние, его выбираем в интервале

$$Q_{\min} = 0,55(D_1 + D_2) + h = 0,55(100 + 140) + 8 = 140 \text{ мм}$$

$$Q_{\max} = 2(D_1 + D_2) = 2(100 + 140) = 480 \text{ мм}$$

Принимаем близкое к среднему значению

$$Q = 310 \text{ мм}$$

Расчетная длина ремня определяется по формуле

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} = 2 \cdot 310 + \frac{3,14}{2}(100 + 140) + \frac{(140 - 100)^2}{4 \cdot 310} = 998 \text{ мм}$$

Ближайшая к стандартному $L=1000$ мм

Вычисляем

$$D_{cp} = 0,5(D_2 + D_1) = 0,5(140 + 100) = 120 \text{ мм}$$

и определяем новое значение a с учетом стандартной длины L по формуле

$$Q = 0,25 \left[L - \pi D_{cp} + \sqrt{(L - \pi D_{cp})^2 - 2(D_2 - D_1)^2} \right] =$$

$$0,25 \left[1000 - 3,14 \cdot 120 + \sqrt{(1000 - 3,14 \cdot 120)^2} \right] = 310,95 \text{ мм}$$

При монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения Q на 0,012 для того, чтобы обеспечить надевания ремней на шкив, для увеличения натяжения ремней необходимо предусмотреть возможность увеличения Q на 0,025 L ; $0,01 \cdot 1000=10$; $0,025 \cdot 1000=25$

Угол обхвата меньшего шкива

$$d_1 = 180^\circ - 60 \frac{D_2 - D_1}{Q} = 180 - 60 \frac{140 - 100}{310,95} = 172^\circ$$

Скорость $v = 0,5 \omega_1 D_1 = 0,5 \cdot 150,72 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = 7,5 \text{ м/с}$.

По табл.5.7.(4.стр71) находим величину окружного усилия p_0 передаваемого одним клиновым ремнем сечения A при $i=1$, $D_1=100$ мм $L_0=1700$ и $v=7,5 \text{ м/с}$ (интерполируя):

$$P_o = 160 + \frac{190 - 160}{5} \cdot 2 = 172 \text{ Н (на один ремень)}$$

Допускаемое окружное усилия на один ремень

$$[p] = p_0 C_a C_L C_p$$

$$C_L = 1 - 0,003(180 - 172) = 0,976$$

Коэффициент учитывает влияния длины ремня

$$C_L = 0,3 \frac{L}{L_0} + 0,7 = 0,3 \frac{1000}{1700} + 0,7 = 0,876$$

$$C_p = 1$$

$$[p] = 172 \cdot 0,976 \cdot 0,876 \cdot 1 = 147 \text{ Н}$$

Определяем окружное усилие

$$p = \frac{N}{g} = \frac{5,5 \cdot 10^3}{7,5} = 733 \text{ Н}$$

Расчетное число ремней

$$z = \frac{p}{[p]} = \frac{733}{147} = 4,9$$

Определяем усилия в ременной передаче, приняв напряжение от предварительного натяжения $\sigma_0 = 1,6 \text{ Н/мм}^2$ предварительное натяжение каждой ветви ремня

$$S_0 = \sigma_0 F = 1,6 \cdot 81 = 129,6 \text{ Н}$$

Рабочее натяжение ведущей ветви

$$S_1 = S_0 + \frac{P}{2Z} = 129,6 + \frac{733}{2 \cdot 5} = 203 \text{ Н}$$

то же ведомой ветви

$$S_2 = S_0 - \frac{P}{2Z} = 129,6 - \frac{733}{2 \cdot 5} = 56,3 \text{ Н}$$

усилие на валы

$$Q = 2S_0 Z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 129,6 \cdot 5 \cdot \sin 86 = 1292 \text{ Н}$$

6. Основные параметры цилиндрических зубчатых передач

6.1. Межосевое расстояние

Находим межосевое расстояние

$$aw_1 = \frac{m_1 \cdot \sum z}{2} = \frac{3 \cdot 54}{2} = 81 \text{ мм}$$

$$aw_2 = \frac{m_2 \cdot \sum z}{2} = \frac{4 \cdot 70}{2} = 140 \text{ мм}$$

$$aw_3 = \frac{m_3 \cdot \sum z}{2} = \frac{6 \cdot 90}{2} = 270 \text{ мм}$$

6.2. Находим делительные диаметры зубчатых колес

d_1 для группы колес $\sum z = 54$

$$d_{1(1)} = m_1 \cdot z_1 = 3 \cdot 18 = 54 \text{ мм}$$

$$d_{2(2)} = m_1 \cdot z_1 = 3 \cdot 21 = 63 \text{ мм}$$

$$d_{3(3)} = m_1 \cdot z_1 = 3 \cdot 24 = 72 \text{ мм}$$

d_2 для этой же группы

$$d = 2 \cdot a_{w1} - d_1 = 2 \cdot 81 - 54 = 108 \text{ мм}$$

$$d = 2 \cdot a_{w1} - d_1 = 2 \cdot 81 - 63 = 99 \text{ мм}$$

$$d = 2 \cdot a_{w1} - d_1 = 2 \cdot 81 - 72 = 90 \text{ мм}$$

Для группы колес $\sum z = 70$

$$d_1 = m_2 \cdot z_1 = 4 \cdot 20 = 80 \text{ мм}$$

$$d_1 = m_2 \cdot z_1 = 4 \cdot 31 = 124 \text{ мм}$$

$$d_1 = m_2 \cdot z_1 = 4 \cdot 43 = 172 \text{ мм}$$

$$d_2 = 2 \cdot a_{w2} - d_1 = 2 \cdot 140 - 80 = 200 \text{ мм}$$

$$d_2 = 2 \cdot a_{w2} - d_1 = 2 \cdot 140 - 124 = 156 \text{ мм}$$

$$d_2 = 2 \cdot a_{w2} - d_1 = 2 \cdot 140 - 172 = 108 \text{ мм}$$

Для группы колес $\sum z = 90$

$$d_1 = m_3 \cdot z_1 = 6 \cdot 18 = 108 \text{ мм}$$

$$d_1 = m_3 \cdot z_1 = 6 \cdot 60 = 360 \text{ мм}$$

$$d_2 = 2 \cdot a_{w3} - d_1 = 2 \cdot 270 - 108 = 432 \text{ мм}$$

$$d_2 = 2 \cdot a_{w3} - d_1 = 2 \cdot 270 - 360 = 180 \text{ мм}$$

6.3. Диаметр окружностей вершин зубьев

нахожу по формуле $d_a = d + 2m$ для $\sum z = 54$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_1 = 54 + 2 \cdot 3 = 60 \text{ мм}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_1 = 63 + 2 \cdot 3 = 69 \text{ мм}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_1 = 72 + 2 \cdot 3 = 78 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_1 = 108 + 2 \cdot 3 = 114 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_1 = 99 + 2 \cdot 3 = 105 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_1 = 90 + 2 \cdot 3 = 96 \text{ мм}$$

для $\sum z = 70$

$$d_{a1} = 80 + 2 \cdot 4 = 88 \text{ мм}$$

$$d_{a1} = 124 + 2 \cdot 4 = 132 \text{ мм}$$

$$d_{a1} = 172 + 2 \cdot 4 = 180 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = 200 + 2 \cdot 4 = 208 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = 156 + 2 \cdot 4 = 164 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = 108 + 2 \cdot 4 = 116 \text{ мм}$$

для $\sum z = 90$

$$d_{a1} = 108 + 2 \cdot 6 = 120 \text{ мм}$$

$$d_{a1} = 360 + 2 \cdot 6 = 372 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = 432 + 2 \cdot 6 = 444 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = 180 + 2 \cdot 6 = 192 \text{ мм}$$

6.4. Диаметр впадин зубчатых колес

Диаметр впадин по формуле $d_f = d - 2,5 \cdot m$

для $\sum z = 54$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m_1 = 54 - 2,5 \cdot 3 = 46,5 \text{ мм}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m_1 = 63 - 2,5 \cdot 3 = 55,5 \text{ мм}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m_1 = 72 - 2,5 \cdot 3 = 64,5 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m_1 = 108 - 2,5 \cdot 3 = 100,5 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m_1 = 99 - 2,5 \cdot 3 = 91,5 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m_1 = 90 - 2,5 \cdot 3 = 82,5 \text{ мм}$$

для $\sum z = 70$

$$d_{f1} = 80 - 2 \cdot 4 = 70 \text{ мм}$$

$$d_{f1} = 124 - 2 \cdot 4 = 114 \text{ мм}$$

$$d_{f1} = 172 - 2 \cdot 4 = 162 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = 200 - 2 \cdot 4 = 190 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = 156 - 2 \cdot 4 = 146 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = 108 - 2 \cdot 4 = 98 \text{ мм}$$

для $\sum z = 90$

$$d_{f1} = 108 - 2 \cdot 6 = 93 \text{ мм}$$

$$d_{f1} = 360 - 2 \cdot 6 = 345 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = 432 - 2 \cdot 6 = 417 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = 180 - 2 \cdot 6 = 165 \text{ мм}$$

6.5. Ширина шестерни и колеса

ширину колеса и шестерни на хожу по формулам $v_2 = 0,4 \cdot a_w$; $v_1 = v_2 + 5$

для $\sum z = 54$

$$v_2 = 0,4 \cdot a_w = 0,4 \cdot 81 = 32,4 \text{ мм}$$

$$v_1 = v_2 + 5 = 32,4 + 5 = 37,4 \text{ мм}$$

для $\sum z = 70$

$$v_2 = 0,4 \cdot 140 = 56 \text{ мм}$$

$$v_1 = 56 + 5 = 61 \text{ мм}$$

для $\sum z = 90$

$$v_2 = 0,4 \cdot 270 = 108 \text{ мм}$$

$$v_1 = 108 + 5 = 113 \text{ мм}$$

полученные значения параметров зубчатых передач занесем в табл.2.

табл.2.

	a_w	d_1	d_2	d_{a1}	d_{a2}	d_{f1}	d_{f2}	v_1	v_2	m
18:36	81	54	108	60	114	46,5	100,5	37,4	32,4	3
21:33		63	99	69	105	55,5	91,5			
24:30		72	90	78	96	64,5	82,5			
20:50	140	80	200	88	208	70	190	61	56	4
31:39		124	156	132	164	114	146			
43:27		172	108	180	116	162	98			

18:72	270	108	432	120	444	93	417			
60:30		360	180	372	192	345	165	113	108	6

Определяем коэффициент ширины шестерен по диаметру по формуле

$$\psi_{ed} = \frac{e_1}{d_1}$$

для $\sum z = 54$

$$\psi_{ed1} = \frac{e_1}{d_1} = \frac{37,4}{54} = 0,7$$

$$\psi_{ed2} = \frac{e_1}{d_1} = \frac{37,4}{63} = 0,6$$

$$\psi_{ed3} = \frac{e_1}{d_1} = \frac{37,4}{72} = 0,5$$

для $\sum z = 70$

$$\psi_{ed} = \frac{61}{80} = 0,76$$

$$\psi_{ed} = \frac{61}{124} = 0,5$$

$$\psi_{ed} = \frac{61}{172} = 0,35$$

для $\sum z = 90$

$$\psi_{ed} = \frac{113}{108} = 1,04$$

$$\psi_{ed} = \frac{113}{360} = 0,3$$

Определяем коэффициент нагрузки для проверки контактных напряжений

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\nu}, \text{ где}$$

$K_{H\alpha}$ – коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями; для прямозубых колес принимаем $K_{H\alpha} = 1$.

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца. По табл.3.5(4 стр32)

$$K_{H\beta} = 1,08; \quad K_{H\beta 2} = 1,08; \quad K_{H\beta 3} = 1,11$$

$K_{H\nu}$ – динамический коэффициент. Для прямозубых колес $K_{H\nu} = 1,05 \div 1,10$

$$K_H = 1,08 \cdot 1 \cdot 1,05 = 1,134$$

$$K_H = 1,11 \cdot 1 \cdot 1,05 = 1,16$$

6.6. Проверка контактных напряжений

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w} \sqrt{\frac{K_H M_2 (U + 1)^3}{b U^2}} \leq [\sigma]_H$$

проверяем колеса т.к. у них контактные напряжения меньше

$$\sigma_{H1} = \frac{310}{81} \sqrt{\frac{1,134 \cdot 84 \cdot 10^3 (2+1)^3}{32,5 \cdot 2^2}} = 506,8 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_{H2} = \frac{310}{140} \sqrt{\frac{1,134 \cdot 208 \cdot 10^3 (2,5+1)^3}{56 \cdot 2,5^2}} = 375,7 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_{H3} = \frac{310}{270} \sqrt{\frac{1,134 \cdot 815 \cdot 10^3 (4+1)^3}{108 \cdot 4^2}} = 297,54 \text{ Н/мм}^2$$

Видно что колеса проходят по допускаемым контактным напряжениям т.к. $[\sigma]_H = 517 \text{ Н/мм}^2$

Силы действующие в зацеплении
окружная

$$P_1 = \frac{2M_2}{d_1} = \frac{2 \cdot 43,3 \cdot 10^3}{54} = 1604 \text{ Н}$$

$$P_2 = \frac{2M_3}{d_1} = \frac{2 \cdot 84 \cdot 10^3}{80} = 2100 \text{ Н}$$

$$P_3 = \frac{2M_4}{d_1} = \frac{2 \cdot 208 \cdot 10^3}{108} = 3852 \text{ Н}$$

радиальная

$$P_{r1} = P_1 \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 1604 \cdot \frac{0,364}{0,9848} = 593 \text{ Н}$$

$$P_{r2} = P_2 \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 2100 \cdot \frac{0,364}{0,9848} = 776 \text{ Н}$$

$$P_{r3} = P_3 \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 3852 \cdot \frac{0,364}{0,9848} = 1424 \text{ Н}$$

осевая

$$P_{a1} = P_1 \cdot \operatorname{tg} \beta = 1604 \cdot 0,1763 = 282 \text{ Н}$$

$$P_{a2} = P_2 \cdot \operatorname{tg} \beta = 2100 \cdot 0,1763 = 370 \text{ Н}$$

$$P_{a3} = P_3 \cdot \operatorname{tg} \beta = 3852 \cdot 0,1763 = 679 \text{ Н}$$

6.7. Проверка зубьев на выносливость по напряжениям изгиба

$$\sigma_p = \frac{PK_F Y_F}{bm} \leq [\sigma]_F$$

Определяем коэффициент нагрузки $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = 1,17 \cdot 1,454 = 1,7$

$K_{F\beta} = 1,17$ по табл 3.7 (4.стр35)

$K_{Fv} = 1,45$ по табл 3.8 (4.стр36)

коэффициент прочности зуба по местным напряжениям Y_F выбираем в зависимости от эквивалентных чисел зубьев (4. стр35)

$Y_{F1} = 4,28$ $Y_{F2} = 4,09$ $Y_{F3} = 4,28$

Определяем коэффициент, учитывающий

$$\sigma_{F21} = \frac{1604 \cdot 1,7 \cdot 4,28}{32,4 \cdot 3} = 120 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_{F22} = \frac{2100 \cdot 1,7 \cdot 4,09}{56 \cdot 4} = 65 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_{F23} = \frac{3852 \cdot 1,7 \cdot 4,28}{108 \cdot 6} = 43 \text{ Н/мм}^2$$

видно что $\sigma_{F2} < [\sigma]_{F2} = 258 \text{ Н/мм}^2$

7. Предварительный расчет валов

Крутящие моменты в поперечных сечениях валов (см.раньше)

$$M_1 = 31,65 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

$$M_2 = 43,3 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

$$M_3 = 84 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

$$M_4 = 208 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

$$M_5 = 815 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Диаметр выходного конца ведущего вала при $[\tau]_k = 25 \text{ Н/мм}^2$

$$d_{b1} = \sqrt[3]{\frac{M_{k2}}{0,2 \cdot [\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{43,3 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 20,54 \text{ мм}$$

диаметры шеек под подшипники $d_{n1} = 30 \text{ мм}$ под ведущей шестерней $d_{k1} = 35 \text{ мм}$

$$d_{k1} = \sqrt[3]{\frac{84 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{84 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 30,4 \text{ мм}$$

под шестерней $d_{k2} = 40 \text{ мм}$

под подшипником $d_{n2} = 30 \text{ мм}$

$$d_{k3} = \sqrt[3]{\frac{208 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 41,1 \text{ мм}$$

под шестерней $d_{k3} = 50 \text{ мм}$

под подшипником $d_{n3} = 45 \text{ мм}$

$$d_{k4} = \sqrt[3]{\frac{815 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 54,6 \text{ мм} \quad \text{шпиндель}$$

под шестерней $d_{k4} = 100 \text{ мм}$

под подшипником $d_{n4} = 70 \text{ мм}$

8. Предварительный подбор подшипников

Для шпинделя передней подшипник ролико конический 7317, задними является два шареных подшипника, один ролико конический подшипник 7314 $d=70 \text{ мм}$, $D=150 \text{ мм}$, $T=38,5 \text{ мм}$, $B=37 \text{ мм}$, $C_1=30$. а другой радиально однорядный 314

$d=70\text{мм}, D=150\text{мм}, B=35\text{мм}$

Для вала IV применяю более дешевые радиальные подшипники (осевых нагрузок нет) применяю подшипники средней серии 309 $d=45\text{мм}, D=100\text{мм}, B=25\text{мм}$ и 310 $d=50\text{мм}, D=110\text{мм}, B=27\text{мм}$

Для вала III подшипник 307

$d=35\text{мм}, D=80\text{мм}, B=21\text{мм}$

Для вала II подшипник 306

$d=30\text{мм}, D=72\text{мм}, B=19\text{мм}$

9. Проверка долговечности подшипников и уточненный расчет валов

Силы действующие в зацеплении (см. раньше)

окружная $P_1=1604\text{Н}$

$P_2=2100\text{Н}$

$P_3=3852\text{Н}$

радиальная $P_{r1}=593\text{Н}$

$P_{r2}=776\text{Н}$

$P_{r3}=1424\text{Н}$

осевая $P_{a1}=282\text{Н}$

$P_{a2}=370\text{Н}$

$P_{a3}=679\text{Н}$

из чертежа развтки мы имеем для вала II $a=190\text{мм}, b=190\text{мм}$

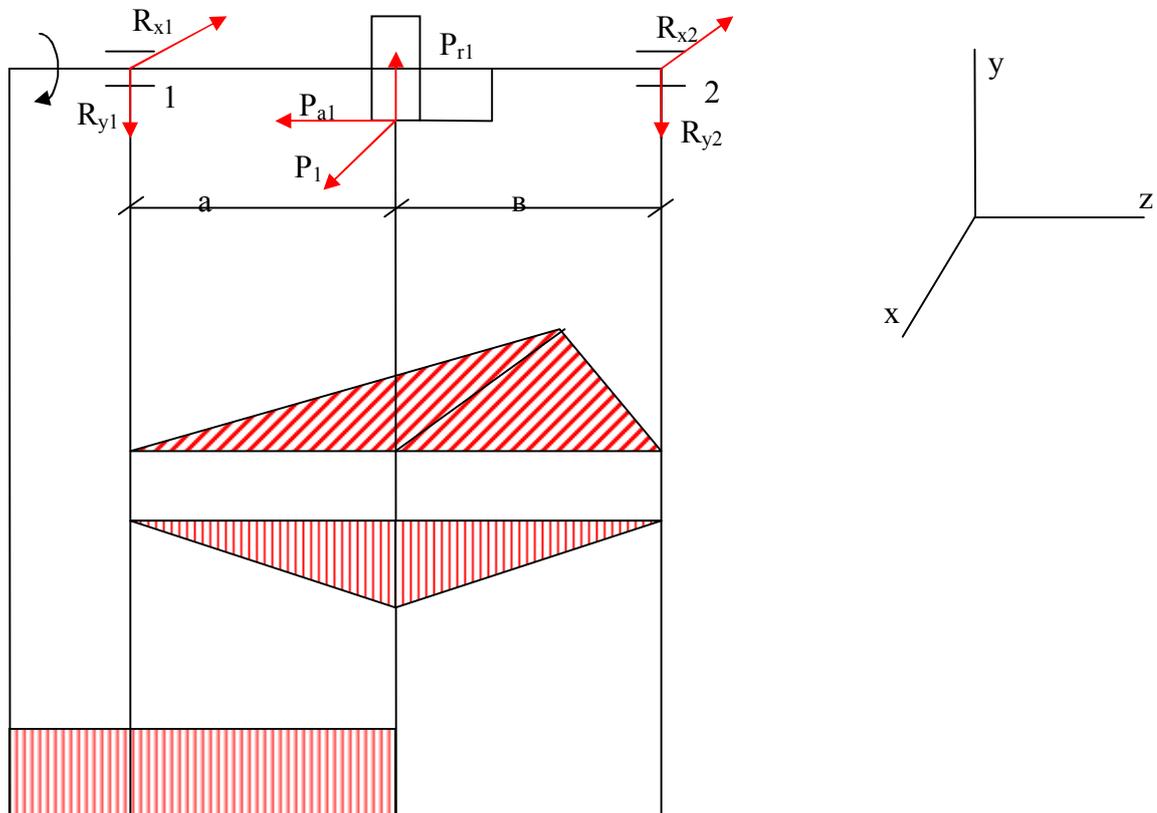


Рис.3. Реакции опор в плоскости xz

$$R_{x1} = R_{x2} = P/2 = \frac{1604}{2} = 802 \text{ Н}$$

в плоскости yz

$$R_{y1} = \frac{1}{a+b} \left(P_{r1}a + P_{a1} \frac{d_1}{2} \right) = \frac{1}{380} \left(593 \cdot 190 + 282 \cdot \frac{54}{2} \right) = \frac{1}{380} \cdot 120284 = 316,5$$

$$R_{y2} = \frac{1}{a+b} \left(P_{r1}a - P_{a1} \frac{d_1}{2} \right) = \frac{1}{380} \cdot 105056 = 276,5$$

Проверка: $R_{y1} + R_{y2} - P_r = 316,5 + 276,5 - 593 = 0$

Суммарные реакции

$$F_{r1} = R_1 = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{802^2 + 316,5^2} = 862,2 \text{ Н}$$

$$F_{r2} = R_2 = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{802^2 + 276,5^2} = 848,63 \text{ Н}$$

Подбираем подшипники по более нагруженной опоре 1. Намечаем радиальные подшипники 306 (см. прилож. табл.П8)(4.стр.335) $d=30\text{мм}$, $D=72\text{мм}$, $B=19\text{мм}$, $C=21,6\text{кН}$, $C_0=14,8\text{кН}$

Эквивалентная нагрузка по формуле

$$P_3 = (XVF_{r1} + YF_a) K_6 K_T$$

осевая нагрузка $F_a = P_a = 282\text{Н}$; $V=1$ (вращается внутреннее кольцо); $K_6=1,25$ (табл.7.2,4, стр.118) $K_m=1$ (табл.7.1.; 4.стр.118)

Отношение $F_a/C_0 = 282/14800 = 0,019$ этой величине (по табл.7.3;4.стр.119)

соответствует $e \approx 0,20$

Отношение $F_a/F_{r1} = 282/862,2 = 0,32 > e$

$X=0,56$ и $Y=2,1$

$$P_3 = (0,56 \cdot 1 \cdot 862,2 + 2,1 \cdot 282) 1,25 = 1343,8 \text{ Н}$$

Расчетная долговечность, млн.об

$$L = \left(\frac{C}{P_3} \right)^3 = \left(\frac{21,6 \cdot 10^3}{1343,8} \right)^3 \approx 4153 \text{ млн. об}$$

Расчетная долговечность, ч.

$$L = \frac{L \cdot 10^3}{60n} = \frac{4153 \cdot 10^6}{60 \cdot 1000} \approx 70 \cdot 10^3 \text{ ч}$$

Для вала III

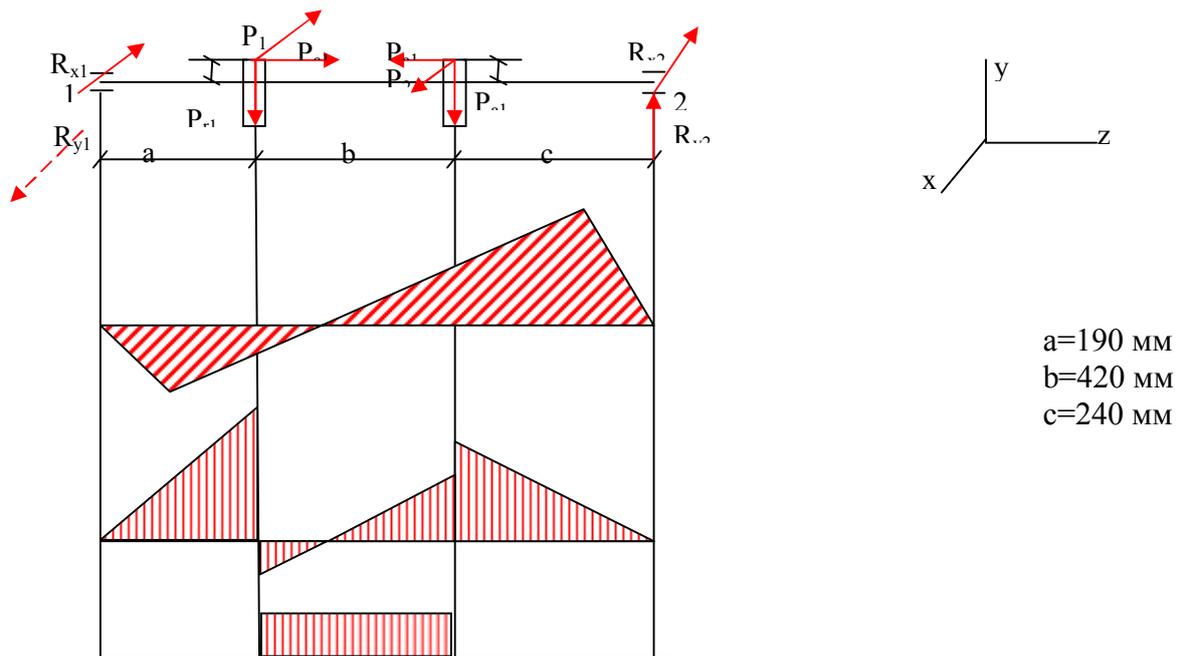


Рис.4. Реакция опор

В ПЛОСКОСТИ ХZ

$$-R_{x1} \cdot (a + b + c) - P_1(b + c) + P_2 \cdot c = 0$$

$$R_{x1} = \frac{P_2 \cdot c - P_1(b + c)}{(a + b + c)} = \frac{2100 \cdot 240 - 1604(420 + 240)}{(190 + 420 + 240)} = -652,5H$$

$$-R_{x2} \cdot (a + b + c) - P_2(a + b) + P_1 \cdot a = 0$$

$$R_{x2} = \frac{+P_2(a + b) - P_1 \cdot a}{(a + b + c)} = \frac{+2100(190 + 420) - 1604 \cdot 190}{850} = +1148,5H$$

Проверка: $R_{x1} + P_1 - P_2 + R_{x2} = -652,5 + 1604 - 2100 + 1148,5 = 0$

В ПЛОСКОСТИ yz

$$-R_{y1}(a + b + c) + P_{r1}(b + c) - P_{a1} \frac{d_2}{2} + P_{r2} \cdot c + P_{a2} \frac{d_1}{2} = 0$$

$$R_{y1} = \frac{P_{r1}(b + c) - P_{a1} \frac{d_2}{2} + P_{r2} \cdot c + P_{a2} \frac{d_1}{2}}{(a + b + c)} =$$

$$\frac{593(420 + 240) - 282 \frac{108}{2} + 776 \cdot 240 + 370 \frac{172}{2}}{850} = 699H$$

$$R_{y2}(a+b+c) - P_{r2}(a+b) + P_{a2} \frac{d_1}{2} - P_{r1} \cdot a - P_{a1} \frac{d_2}{2} = 0$$

$$R_{y2} = \frac{P_{r2}(a+b) - P_{a2} \frac{d_1}{2} + P_{r1} \cdot a + P_{a1} \frac{d_2}{2}}{(a+b+c)} =$$

$$\frac{776(190+420) - 370 \frac{172}{2} + 593 \cdot 190 + 282 \frac{108}{2}}{850} = 670 \text{ Н}$$

Проверка: $R_{y1} + R_{y2} - (P_{r1} + P_{r2}) = 699 + 670 - (593 + 776) = 0$

Суммарные реакции

$$F_{r1} = R_1 = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{652,5^2 + 699^2} = 956,22 \text{ Н}$$

$$F_{r2} = R_2 = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{1148,5^2 + 670^2} = 1329,64 \text{ Н}$$

Определяем долговечность подшипника наиболее нагруженной опоры 2.

$R_2 = 1329,64 \text{ Н}$ и внешняя осевая сила $F_a = P_{a2} - P_{a1} = 370 - 282 = 88 \text{ Н}$.

Эквивалентная нагрузка

$$P_{\Sigma 2} = (X F_{r2} V + Y F_a) K_6 K_T$$

$V=1$; $K_6=1,25$; $K_T=1$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{88}{17600} = 0,005; \quad e=0,15$$

$$\frac{F_a}{F_{r2}} = \frac{88}{1329,64} = 0,066 < e \text{ следовательно}$$

$$X_1=1; \quad Y=0$$

$$P_{\Sigma 2} = (1 \cdot 1329,64 \cdot 1 + 0 \cdot 88) 1,25 = 1662,05 \text{ Н}$$

расчетная долговечность, млн.об

$$L = \left(\frac{25,7 \cdot 10^3}{1662,05} \right)^3 = 3696,5 \text{ млн.об}$$

расчетная долговечность, ч

$$L_h = \frac{3696,5 \cdot 10^6}{60 \cdot 500} = 123,216 \cdot 10^3 \text{ ч}$$

Для вала V

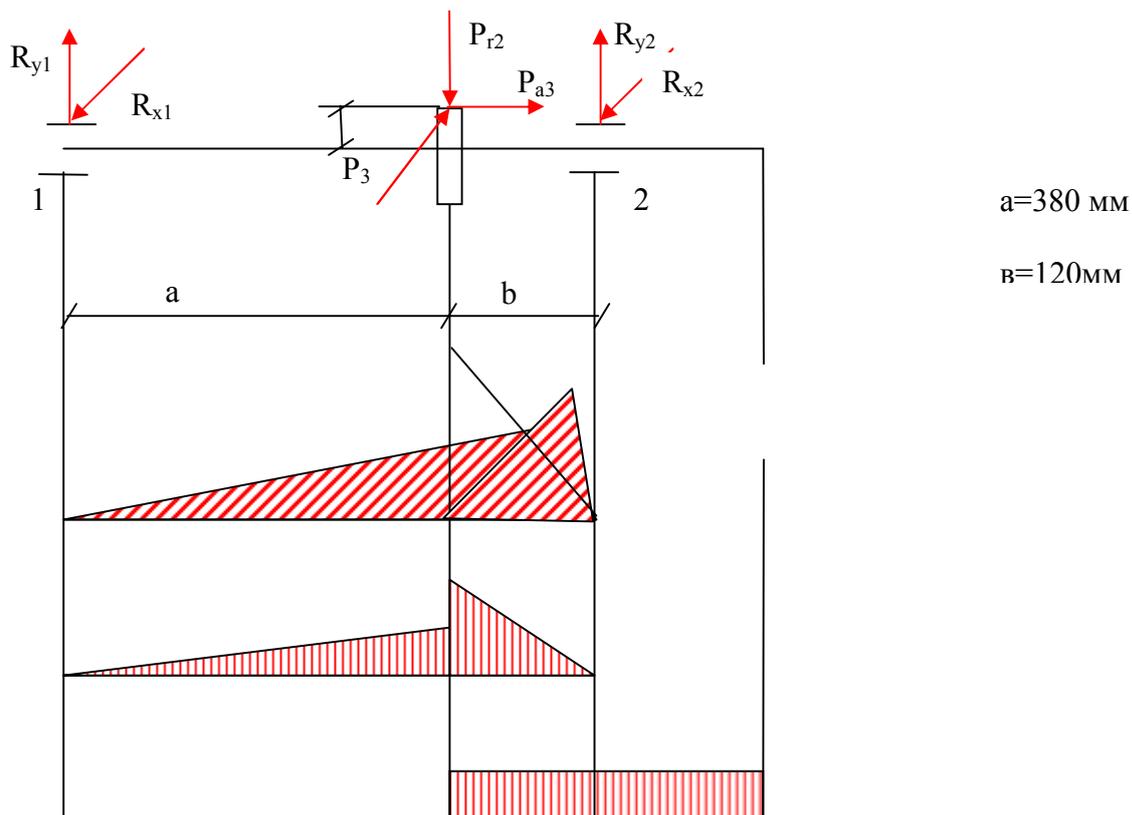


Рис.5. Реакции опор

В ПЛОСКОСТИ XZ

$$R_{x1}(a+b) - P_3(b) = 0$$

$$R_{x1} = \frac{P_3 b}{a+b} = \frac{3852 \cdot 120}{500} = 924,5 \text{ H}$$

$$-R_{x2}(a+b) + P_3 a = 0$$

$$R_{x2} = \frac{P_3 a}{a+b} = \frac{3852 \cdot 380}{500} = 2927,5 \text{ H}$$

Проверка: $-R_{x1} + P_3 - R_{x2} = -924,5 + 3852 - 2927,5 = 0$

В ПЛОСКОСТИ yz

$$-R_{y1}(a+b) + P_{r3} \cdot b - P_{a3} \frac{d_2}{2} = 0$$

$$R_{y1} = \frac{P_{r3} \cdot b - P_{a3} \frac{d_2}{2}}{(a+b)} = \frac{1424 \cdot 120 - 679 \frac{432}{2}}{500} = 48,5 \text{ H}$$

$$R_{y2}(a+b) - P_{r3} \cdot a + P_{a3} \frac{d_2}{2} = 0$$

$$R_{y2} = \frac{P_{r3} \cdot a + P_{a3} \frac{d_2}{2}}{a+b} = \frac{1424 \cdot 380 + 679 \frac{432}{2}}{500} = 1375,5 \text{ H}$$

Проверка: $R_{y1} - P_{r3} + R_{y2} = 48,5 - 1424 + 1375,5 = 0$

Суммарные реакции

$$F_{r1} = R_1 = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{924,5^2 + 48,5^2} = 925,77 \text{ Н}$$

$$F_{r2} = R_2 = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{2927,5^2 + 1375,5^2} = 3254,54 \text{ Н}$$

$$F_a = P_{a3} = 679 \text{ Н}$$

$$\text{Отношение} \quad \frac{F_a}{C_0} = \frac{679}{240000} = 0,0028:$$
$$e \approx 0,1$$

$$\text{Отношение} \quad \frac{F_a}{F_{r2}} = \frac{679}{3254,54} = 0,208 > e$$
$$X_1 = 0,56; \quad Y = 3,1$$

$$P_{\rho 3} = (XF_{r2}V + YF_a)K_6K_T = (0,56 \cdot 3254,54 \cdot 1 + 3,1 \cdot 679)1,25 = 2631,125 \text{ Н}$$

Расчетная долговечность, млн.об

$$L = \left(\frac{280000}{2631,125} \right)^{3,3} = 5711127,6 \text{ млн.об}$$

$$L_h = \frac{5711127,6 \cdot 10^6}{60 \cdot 50} = 1903,7 \cdot 10^6 \text{ ч}$$

10. Проверка прочности шпоночных и шлицевых соединений

Шпонки призматические со скругленными торцами. Размеры сечений шпонок и пазов и длины шпонок по СТ СЭВ 189-75 (см. табл. 69)(4, стр 103).
Материал шпонок сталь 45 нормализованная.

Напряжения смятия и условия прочности по формуле:

$$\sigma_{см}^{max} \approx \frac{2M}{d(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma]_{см}$$

Допускаемое напряжение смятия при стальной ступице $[\sigma] = 100 \div 120 \text{ Н/мм}^2$
для вала II

$$d = 35 \text{ мм}; \quad b \times h = 10 \times 8 \text{ мм}; \quad t = 5 \text{ мм};$$

$$\text{длина шпонки } l = 26 \text{ мм}; \quad M_2 = 43,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 43,3 \cdot 10^3}{35(8-5)(26-10)} = 51,5 \text{ Н}\cdot\text{мм}^2 < [\sigma]_{см}$$

для вала III

$$[\sigma]_{см} = \frac{M}{0,75zFR_{cp}} \leq [\sigma]_{см}$$

$$[\sigma]_{см} = 20 \text{ Н/мм}^2$$

$$F \approx \left(\frac{D-c}{2} - 2f \right) l = \left(\frac{42-36}{2} - 2 \cdot 0,4 \right) 170 = 374$$

$$R_{cp} = \frac{D+d}{4} = \frac{42+36}{4} = 19,5$$

$$\sigma_{cm} = \frac{84 \cdot 1000}{0,75 \cdot 8 \cdot 374 \cdot 19,5} = 1,9 < [\sigma]_{cm}$$

для вала IV

$d=45$ мм; $b \times h=14 \times 9$ мм; $t=5,5$ мм;

$l=40$ мм; $M_4=208$ Н·м

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 208 \cdot 10^3}{45(9-5,5)(40-14)} = 101,5 < [\sigma]_{cm}$$

для вала IV шлицевое соединение

$$F \approx \left(\frac{54-46}{2} - 2 \cdot 0,5 \right) 220 = 660$$

$$R_{cp} = \frac{54+46}{4} = 25$$

$$\sigma_{cm} = \frac{208 \cdot 10^3}{0,75 \cdot 8 \cdot 660 \cdot 25} = 2,1 < [\sigma]_{cm}$$

для вала V

$d=100$ мм; $b \times h=28 \times 16$ мм; $t=10$ мм;

$l=60$ мм; $M_5=815 \cdot 10^3$ Н·м

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 815 \cdot 10^3}{100(16-10)(60-28)} = 85 < [\sigma]_{cm}$$

11. Смазка зубчатых зацеплений и подшипников

Применяем циркуляционную смазку. Масло из бака подается насосом в масло распределитель от туда в места смазки по трубопроводу через сопла. Подшипники смазываются тем же маслом за счет разбрызгивания.

Вязкость масла выбираем по табл.8.8. (4, стр 164) в зависимости от окружной скорости. $v_{50}=44$ сСт. По табл. 8.10 (4 стр 165) выбираем масло индустриальное U-40 А с вязкостью $v_{50} \approx 40$ сСт.

Порядок выполнения работы.

1. Изучить конструкцию коробки скоростей где применены фрикционные муфты.
2. Изучить конструкцию фрикционной муфты, произвести разборку, эскизировать отдельные детали и произвести сборку.
3. Предоставить отчет по существующим муфтам применяемых в оборудовании машиностроительного производства в письменном виде. Представить эскизы отдельных деталей фрикционных муфт.

Содержание работы.

1. Название лабораторной работы и ее цель.
2. Отчет по расчету коробки скоростей в письменном виде.
3. Представить структурную сетку, кинематическую схему и график чисел оборотов коробки скоростей.

Литература

1. Ачеркан Н.С. и др. Расчет и конструирование металлорежущих станков. М.: Машгиз, 1952г.
2. Ачеркан Н.С. и др. Металлорежущие станки: В 2-х т. М.: Машиностроение 1965г.
3. Автоматизация металлорежущих станков / Под. Ред. Н.М. Кучера, М.: Машгиз, 1961.
4. Воронов А.Л., Гребенкин И.А. Коробки передач металлорежущих станков. М.: Машиностроение 1964.
5. Ващук Н.И. Справочник по расчету металлорежущих станков. Красноярск: Красноярск, кн. Изд-во, 1965.
6. Детали и механизмы металлорежущих станков: В 2-х т./Под. Ред. Д.Н. Решетова. М.: Машиностроение 1972.
7. Кучер А.М. и др. Металлорежущие станки: Альбом общих видов, кинематических схем и узлов. М. -Л.: Машиностроение 1971.
8. Кучер А.М. и др. Металлорежущие станки: Основы конструирования и расчета. Л.: Машиностроение 1971.
9. Металлорежущие станки /Под. ред. В.К. Тепинкичева. М.: Машиностроение 1973.
10. Проников А.С. «Расчет и конструирование металлорежущих станков» Изд. 2-е «Высшая школа» 1967.
11. Пуш В.Э. Конструирование металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1977.
12. Гусев А.П. и др. Групповое управление станками от ЦВМ. М.: Машиностроение, 1974.
13. Маталин А.А. и др. Многооперационные станки. М.: Машиностроение, 1984.
14. Байзельман Р.Д., Цыпкин В.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. Машиностроение, 1975.

При издании методических указаний

Согласовано
Первый проректор по
учебной работе
Председатель УМС КНТУ
Торобеков Б.Т.

«__» _____ 200__ г.

Утверждаю
Проректор по ЭиХФР
Галбаев Ж.Т.

«__» _____ 200__ г.

Рапорт

Прошу Вашего указания ИЦ «Текник» издать тиражом 100 экз. методические указания доц. Маситова А.М. Оборудование машиностроительного производства «Расчет коробки скоростей. Разборка и сборка коробки скоростей» для студентов машиностроительных специальностей всех форм обучения.

За счет средств КГТУ.

Зав каф. «АиР»
доц., к.т.н.

Самсалиев А.А.

ВЫПИСКА

из протокола заседания кафедры «Автоматизация и робототехника»

№ 7 от 17.03.2008г.

Присутствовали: Все члены кафедры

СЛУШАЛИ: Доц. Маситова А.М. о готовности к изданию методического указания Оборудование машиностроительного производства «Расчет коробки скоростей. Разборка и сборка коробки скоростей»

ВЫСТУПИЛИ: проф., д.т.н. Муслимов А.П. о необходимости иметь на кафедре такое методическое руководство при изучении студентами машиностроительных специальностей всех форм обучения.

Кафедра рекомендует, включенное в план издания на 2008г. методическое указание доц. Маситова А.М. и издать.

Зав. каф. «АиР»

доц., к.т.н.

Самсалиев А.А.

Секретарь:

Абдыкеримова Д.К.

ВЫПИСКА

из протокола заседания Методического Совета ФТиМ

Протокол №__ от «___»_____ 2008г.

РАССМОТРЕЛИ: Методическое указание Оборудование машиностроительного производства «Расчет коробки скоростей. Разборка и сборка коробки скоростей» для студентов машиностроительных специальностей всех форм обучения.

Учитывая необходимость иметь такое методическое указание при изучении курса для студентов машиностроительных специальностей всех форм обучения при выполнении их лабораторных работ.

ПОСТАНОВЛЕНИЕ: Рекомендовать к изданию методическое указание Оборудование машиностроительного производства «Расчет коробки скоростей. Разборка и сборка коробки скоростей» для студентов машиностроительных специальностей всех форм обучения.

Составитель к.т.н. Маситов А.М.

Председатель методического
Совета ФТиМ доц., к.т.н.

Рабидинова Ж.Д.

РЕЦЕНЗИЯ

на методическое указание «Расчет коробки скоростей. Разборка и сборка коробки скоростей» составленной доц., к.т.н. Маситова А.М.

Методическое пособие предназначено для выполнению задания по лабораторным работам по дисциплине «Оборудование машиностроительного производства» студентами специальности «АТП» и «Технология машиностроения».

В нем содержится все необходимая информация: принципы проектирования коробки скоростей, расчеты кинематические и прочностные валов и других элементов коробки.

Кроме того в полной мере изложены вопросы сборки, разборки коробки скоростей и их регулировка.

В методическом пособии содержатся все необходимые материалы для качественного проведения занятий и оно рекомендуется для размножения в типографии.

Рецензент

проф., д.т.н.

Муслимов А.П.