

ВВЕДЕНИЕ

Выполнение курсовой работы является завершающим этапом в изучении дисциплины «Механика материалов и основы конструирования».

При выполнении работы студенты приобретают практические навыки структурного, кинематического и динамического исследования механизмов; в проведении прочностных расчетов при конструировании редуктора; знакомятся с правилами оформления чертежей и расчетно-пояснительной записки; совершенствуют навыки работы с технической и справочной литературой.

В процессе выполнения работы студентами изучается агрегат, состоящий из наиболее распространенных механизмов (электродвигателя, редуктора, поршневого насоса).

Выполненная курсовая работы должна содержать:

- а) графическую часть, оформленную на двух листах формата А1;
- б) пояснительную записку объемом 18-25 листов и спецификацию.

1. ЗАДАНИЕ НА КУРСОВУЮ РАБОТУ

Задание на курсовую работу включает выполнение структурного, кинематического и динамического исследования машинного агрегата и проектирование редуктора.

Допускается выбор темы задания, имеющей практическое значение для организации, в которой работает студент.

Каждый студент выполняет курсовую работу по индивидуальному заданию, определяемому двумя последними цифрами шифра.

Исходные данные выбираются из табл. 1 по последней цифре шифра студента и из табл. 2 по предпоследней цифре шифра.

В табл. 1 приняты следующие обозначения:

P - среднее удельное давление на поршень насоса, МПа;

$\omega_{кр}$ - угловая скорость кривошипа, рад/с;

V_{cp} - средняя скорость поршня насоса, м/с;

S/D - отношение хода поршня S к диаметру поршня D ;

$\lambda = r/l$ - отношение длины кривошипа r к длине шатуна l ;

$[\delta]$ - допускаемый коэффициент неравномерности вращения звена привода;

$\omega_{эл}$ - угловая скорость ротора электродвигателя, рад/с;

$U_{рп}$ - передаточное отношение ременной передачи.

При расчетах параметров редуктора следует принять:

- материал зубчатых колес – сталь 45;
- термообработка зубчатых колес – нормализация или улучшение, обеспечивающая твердость по Бринеллю $HB=200\dots250$; временное сопротивление $\sigma_B=800\dots900$ МПа;
- материал венца червячного колеса – бронза оловянистая БрОНФ с допускаемым напряжением $[\sigma_n] = 210$ МПа.
- долговечность L (время работы под нагрузкой) для всех вариантов принять равной $L = 10000$ ч.

Таблица 1

Параметры	Значения параметров определяются в соответствии с последней цифрой шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P , МПа	0,3	0,32	0,35	0,38	0,4	0,38	0,35	0,32	0,4	0,3
$\omega_{кр}$, рад/с	9,2	9	9,5	9,8	10	9,8	9,5	9,2	10	9
V_{cp} , м/с	0,35	0,38	0,40	0,42	0,38	0,40	0,35	0,38	0,35	0,40
S/D	1,2	1,3	1,25	1,35	1,4	1,35	1,4	1,3	1,2	1,25
λ	0,2	0,25	0,2	0,25	0,2	0,25	0,2	0,25	0,2	0,25
$[\delta]$	0,012	0,02	0,014	0,015	0,020	0,012	0,014	0,015	0,018	0,02
$\omega_{эл}$, рад/с	157									

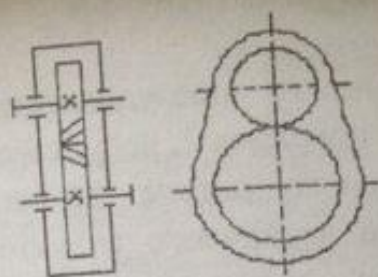


Рис. 1

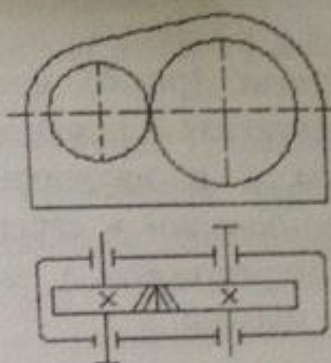


Рис. 2

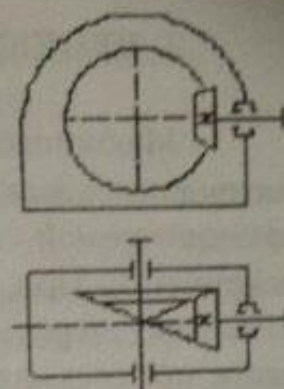


Рис. 3

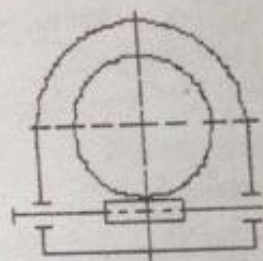


Рис. 4

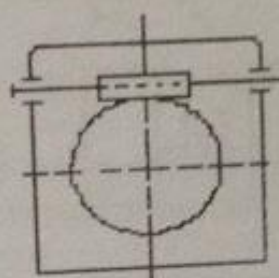
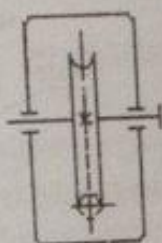


Рис. 5

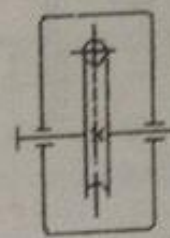


Таблица 2

Предпоследняя цифра шифра									
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
№ схемы передачи на рисунках 1-5									
1	2	5	4	1	4	2	5	3	1

На рисунках изображены схемы одноступенчатых редукторов: цилиндрического косозубого с валами в вертикальной плоскости (рис.1); цилиндрического косозубого с валами в горизонтальной плоскости (рис.2); конического (рис.3); червячного с нижним расположением червяка (рис.4); червячного с верхним расположением червяка (рис.5).

2. ПРОЕКТИРУЕМЫЙ АГРЕГАТ И ЕГО РАБОТА

Машинный агрегат (рис.6) состоит из последовательно соединенных электродвигателя 1, ременной передачи 2, редуктора 3, соединительной муфты 4 и двухпоршневого насоса двойного действия 5. При использовании в агрегате червячного редуктора ременная передача отсутствует, а валы электродвигателя и редуктора соединяются муфтой.

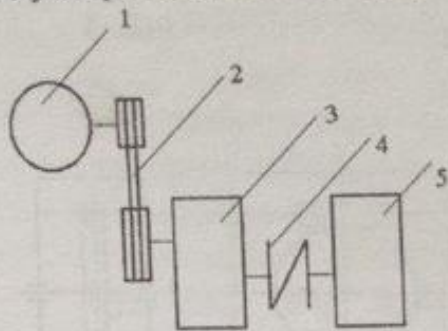


Рис. 6

Механизм поршневого насоса (рис.7) представляет собой два параллельно соединенных центральных кривошипно -

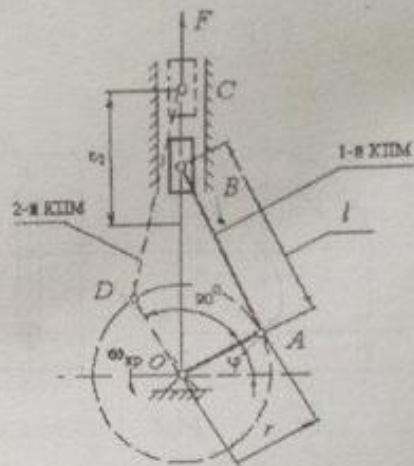


Рис. 7

ползунных механизма, кривошипы которых смещены относительно друг друга на 90° . В насосе двойного действия оба хода поршня являются рабочими. Это означает, что в рабочем цилиндре при каждом ходе поршня по одну его сторону происходит всасывание жидкости, а по другую - нагнетание. Вследствие этого на поршни постоянно действуют силы сопротивления жидкости, направленные против их движения.

Кривошипы насоса конструктивно оформлены в виде коленчатого вала. Поскольку угловая скорость коленчатого вала насоса обычно не равна угловой скорости вала электродвигателя, то между электродвигателем и насосом располагается передаточный механизм, состоящий из ременной передачи и редуктора. Редуктор представляет собой трехзвенный зубчатый механизм, помещенный в стальной корпус. В зависимости от варианта задания, выбирается схема одного из редукторов, изображенных на рис. 1...5.

3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ И МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Проектирование механизмов и машин, с которым студент сталкивается в процессе выполнения курсовой работы, требует определенной последовательности выполнения действий. Процесс проектирования обычно разбивается на ряд этапов. Несмотря на то, что содержание этапов и последовательность их выполнения являются условными, работу рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

1. Ознакомиться с заданием на работу и методическими указаниями.

2. Подобрать необходимую техническую и справочную литературу.

3. Вычертить кинематическую схему машинного агрегата.

4. Выполнить структурный, кинематический и динамический анализ механизмов и машинного агрегата.

5. Выполнить расчет приведенного момента инерции агрегата и определить момент инерции маховика.

6. Выполнить проектный расчет редуктора и произвести его эскизную компоновку.

7. Выполнить проектный расчет валов и подбор подшипников редуктора.

8. Оформить графическую часть работы и составить спецификацию.

9. Оформить пояснительную записку.

При знакомстве с техническим заданием студент должен проанализировать задание, уяснить работу и назначение агрегата, разобраться в особенностях работы гидравлического двухпоршневого насоса двойного действия.

Для качественного выполнения курсовой работы студент должен располагать всей необходимой информацией по разработке и проектированию составных частей машинного агрегата. Для этого следует выбрать необходимую справочную и техническую литературу. На данном этапе очень полезно ознакомиться с

типовыми конструкциями редукторов, приведенными в технической литературе.

Кинематическая схема позволяет уяснить взаимосвязь составных частей и принцип работы агрегата. Кинематическая схема вычерчивается с использованием условных графических обозначений, установленных в ГОСТ 2.703-68, ГОСТ 2.770-68. В дальнейшем схема с исходными данными является основной для исследования и расчета параметров машинного агрегата.

Структурный, кинематический и динамический анализ выполняется в соответствии с методическими указаниями, приведенными в соответствующих разделах. На данном этапе также определяется мощность движущих сил, и подбирают электродвигатель.

Определение приведенного момента инерции и момента инерции маховика выполняется на основании полученных геометрических и кинематических параметров после эскизной компоновки. При расчете моментов инерции составных частей реальных деталей (ступенчатых валов, зубчатых колес и т.п.) их формы представляются в виде простых тел вращения.

Проектный расчет основных параметров редуктора и выполнение эскизной компоновки позволяет разработать конструкции составных частей и редуктора в целом с учетом технологичности сборки, удобства обслуживания и регулировки осевых зазоров в опорных узлах.

Завершающим этапом является оформление графической части работы, составление спецификации и расчетно-пояснительной записки. Более обстоятельные пояснения по оформлению графической части, по порядку расположения содержания расчетно-пояснительной записки приведены в конце настоящего пособия.

4. ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ МАШИННОГО АГРЕГАТА

4.1. Структурный анализ

Структурный анализ машинного агрегата выполняется по кинематической схеме, в которой звенья должны быть изображены с

указанием всех геометрических связей, соответствующих виду и классу кинематических пар.

При нумерации звеньев на кинематической схеме рекомендуется обозначать ведущее звено первым, а стойку – последним номером. Для обозначения кинематических пар (мест соприкосновения звеньев) рекомендуется применять прописные буквы латинского алфавита.

В тексте пояснительной записки следует перечислить все звенья с указанием наименований элементов, входящих в эти звенья; все кинематические пары с указанием вида и класса. Затем необходимо определить степень подвижности агрегата по формуле П.Л. Чебышева

$$W = 3k - 2p_5 - p_4,$$

где k - число подвижных звеньев; p_5, p_4 - число кинематических пар соответственно 5-го и 4-го классов.

4.2. Кинематический синтез

По исходным данным $\omega_{кр}$, $V_{ср}$ и λ следует определить ход ползуна S , размер кривошипа r и длину шатуна l .

Ход ползуна определяется по формуле

$$S = \frac{\pi V_{ср}}{\omega_{кр}}.$$

Из схемы кривошипно-ползунного механизма (КПМ) (см. рис. 7) следует $r = 0,5S$. Длина шатуна $l = r/\lambda$. Диаметр поршня D определяют из заданного соотношения S/D .

4.3. Кинематический анализ

Из кинематической схемы машинного агрегата следует, что передаточное отношение привода насоса

$$u_{np} = \frac{\omega_{эл}}{\omega_{кр}}$$

При выборе в качестве редуктора цилиндрической или конической зубчатой пары вводится ременная передача. Тогда

$$u_{np} = u_{pn} \cdot u_p$$

$$u_{pn} = 3$$

Здесь u_{pn} , u_p - передаточные отношения соответственно ременной передачи и редуктора.

При червячном редукторе ременная передача отсутствует, т.е.

$$u_{np} = u_p$$

Угловая скорость ω_1 ведущего (быстроходного) вала цилиндрического (конического) редуктора

$$\omega_1 = \frac{\omega_{эл}}{u_{pn}},$$

а угловая скорость ω_2 ведомого (тихоходного) вала, равная угловой скорости кривошипа,

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_p}.$$

Кинематический анализ КПМ насосов сводится к расчету скоростей ползунов и построению диаграммы скорости одного из ползунов в зависимости от угла поворота кривошипа при постоянной угловой скорости этого звена.

Скорость движения первого и второго ползунов может быть подсчитана по следующим приближенным формулам [1]:

$$V_B(\varphi) = -r\omega_{кр} \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right), \quad (1)$$

$$V_C(\varphi) = -r\omega_{кр} \left[\sin(\varphi + 90^\circ) + \frac{\lambda}{2} \sin 2(\varphi + 90^\circ) \right],$$

где $\omega_{кр}$ - угловая скорость кривошипа; φ - угол поворота кривошипа.

При кинематическом исследовании механизма второго КПМ следует учесть, что его кривошип повернут относительно первого на угол, равный 90^0 (см. рис. 7).

Скорость движения первого ползуна (см. формулу (1)) можно записать в виде

$$V_B(\varphi) = V_{B1}(\varphi) + V_{B2}(\varphi).$$

Здесь $V_{B1}(\varphi) = -r\omega_{кр} \sin \varphi$ - является первой гармоникой, а $V_{B2}(\varphi) = -r\omega_{кр} \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi$ - второй гармоникой скорости.

Расчеты по формулам (1) необходимо выполнить при значениях угла поворота φ кривошипа, изменяющимся от 0^0 до 360^0 с интервалом 15^0 . Результаты расчетов рекомендуется свести в таблицу. По результатам расчетов необходимо построить график зависимости скорости $V_B(\varphi)$ первого ползуна от угла φ поворота кривошипа. На графике также показать первую $V_{B1}(\varphi)$ и вторую $V_{B2}(\varphi)$ гармоники скорости ползуна.

5. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ

5.1. Определение приведенных моментов сил производственных сопротивлений

Силами производственных сопротивлений являются силы давления жидкости в цилиндрах насоса на поршни при прямых и обратных ходах. Они характеризуются средним постоянным удельным давлением P .

Сила постоянного давления F на поршень определяется по формуле, Н:

$$F = P \cdot 10^6 \frac{\pi D^2}{4},$$

где $\frac{\pi D^2}{4}$ - площадь поршня насоса, м²; D - диаметр поршня, м; P - среднее удельное давление, МПа.

Располагая значением силы давления F в цилиндрах насоса, можно определить приведенные моменты сил $T_{пр.1}(\varphi)$ для первого КПМ и $T_{пр.2}(\varphi)$ для второго КПМ.

При изменении направления скорости движения поршня изменяется и направление силы давления на поршень. Однако, учитывая, что оба хода поршня являются рабочими, при определении приведенных моментов принимаются абсолютные значения скорости и силы давления на поршень.

Значения приведенных моментов сил давления определяются по формулам, Н·м;

$$T_{пр.1}(\varphi) = F \frac{|V_A(\varphi)|}{\omega_{кр}}, \quad T_{пр.2}(\varphi) = F \frac{|V_B(\varphi)|}{\omega_{кр}},$$

При определении приведенных моментов сил $T_{пр.1}(\varphi)$ и $T_{пр.2}(\varphi)$ пренебрегаем силами тяжести звеньев, в силу их малости по сравнению с силами давления жидкости на поршни насосов.

Суммарный приведенный момент сил производственных сопротивлений для каждого значения угла φ поворота кривошипа представляет собой сумму приведенных моментов сил давления жидкости на поршни двух КПМ.

$$T_{пр. сум}(\varphi) = T_{пр.1}(\varphi) + T_{пр.2}(\varphi).$$

Результаты расчетов приведенных моментов при изменении угла поворота кривошипа рекомендуется свести в таблицу. По данным расчета построить диаграммы приведенных моментов при изменении угла поворота кривошипа в пределах от нуля до 360°. Примерный вид диаграмм $T_{пр.1}(\varphi)$, $T_{пр.2}(\varphi)$ и приведен на рис. 8. На этом же графике показано значение $T_{пр. ср}$ за один цикл движения, которое определяется по формуле

$$T_{пр.ср} = \frac{1}{24} \sum_{\varphi}^{24} T_{пр.сум}(\varphi)$$

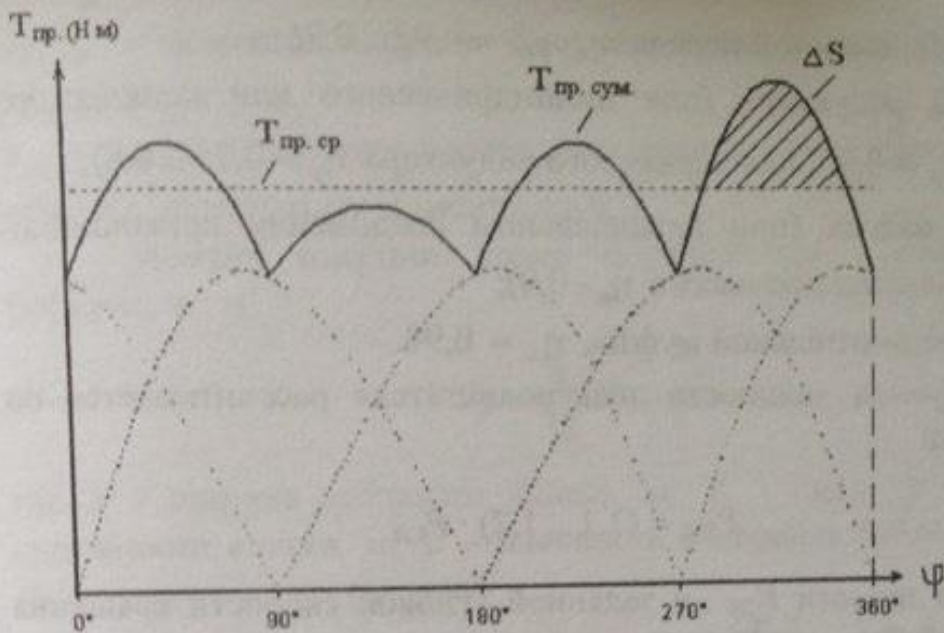


Рис. 8

5.2. Определение мощности сил движущих и подбор электродвигателя

Мощность сил движущих определяется по формуле:

$$P_{сд} = \frac{P_{СП}}{\eta_{агр}}$$

где $P_{СП}$ - мощность сил производственных сопротивлений, кВт;

$$P_{СП} = \frac{T_{пр.ср} \cdot \omega_{кр}}{1000},$$

$\eta_{агр}$ - КПД машинного агрегата без учета потерь в двигателе (собственные потери двигателя учитываются в его выходных параметрах).

КПД агрегата оценивается приблизительно с учетом типа соединения редуктора и насоса

$$\eta_{ар} = \eta_{рп} \cdot \eta_p \cdot \eta_n \cdot \eta_m,$$

где $\eta_{рп}$ - КПД ременной передачи, $\eta_{рп} = 0,92 \dots 0,96$;

η_p - КПД редуктора (для цилиндрического или конического редуктора $\eta_p = 0,96$, для червячного редуктора $\eta_p = 0,75 \dots 0,8$);

η_n - КПД насоса (при параллельном соединении кривошипно-ползунных механизмов насоса $\eta_n = 0,9$);

η_m - КПД соединительной муфты, $\eta_m = 0,98$.

Требуемая мощность электродвигателя рассчитывается по формуле, кВт

$$P_{эл} = (1,1 \dots 1,2) \cdot P_{сд}$$

По мощности $P_{эл}$ и заданной угловой скорости вращения $\omega_{эл}$ из каталога [4] выбирается тип электродвигателя, его номинальная мощность, скорость вращения вала $n_{ном}$. Для последующих расчетов следует выписать момент инерции J_p ротора, диаметр выходного вала $d_{вых}$ электродвигателя.

5.3. Приведение моментов инерции звеньев агрегата к валу кривошипа

Моменты инерции звеньев агрегата определяются после эскизной компоновки, в процессе которой выбираются формы, размеры и виды материала деталей.

Приведенный к валу кривошипа момент инерции звеньев определяют по формуле

$$J_{пр} = J_0 + J_T + J_K + J_{эл} u_{пр}^2 + (J_0 + J_m) \cdot u_p^2,$$

где J_0 - средний, приведенный к валу кривошипа момент инерции кривошипно-ползунного механизма, $J_0 \approx 0,1 \dots 0,3 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;

$J_k, J_{ш}$ - моменты инерции колеса и шестерни, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

$J_б, J_T$ - моменты инерции быстроходного и тихоходного валов редуктора, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

$J_{эл}$ - момент инерции ротора электродвигателя, определяемый из каталога по маховому моменту, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

Момент инерции колес определяется приближенно по формуле, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$

$$J_k = \frac{\pi}{32} d^4 \cdot b \cdot \rho,$$

где b - ширина зубчатого колеса, м; d - диаметр делительной окружности колеса, м; ρ - плотность материала зубчатого колеса. Для стали $\rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$.

Моменты инерции валов оценивают приближенно по формуле, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$

$$J_b = \frac{\pi}{32} d_{экв}^4 \cdot l_p \cdot \rho,$$

где $d_{экв}$ - эквивалентное значение диаметра, м; (приближенно $d_{экв} = d_n$. Здесь d_n - посадочный диаметр вала под подшипники); l_p - длина вала, м.

5.4. Определение момента инерции маховика

Для обеспечения заданного коэффициента неравномерности вращения коленчатого вала используют маховик, который устанавливают на звене привода. Момент инерции маховика определяют по формуле, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$

$$J_M = \frac{\Delta A}{\omega_{кр}^2 [\delta]} - J_{пр},$$

где ΔA - избыточная работа, Дж; $[\delta]$ - допускаемое значение коэффициента неравномерности вращения коленчатого вала.

Максимальную избыточную работу находят по диаграмме приведенных моментов (рис. 8) путем подсчета избыточной площади ΔS (в мм²) и умножением ее на масштабные коэффициенты K_T и K_φ . (На рис. 8 максимальная избыточная площадь заштрихована).

$$\Delta A = \Delta S \cdot K_T \cdot K_\varphi,$$

где K_T - масштабный коэффициент оси моментов сил, Н/мм;

K_φ - масштабный коэффициент углов поворота, рад/мм.

6. РАСЧЕТ ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА

6.1 Определение допускаемых напряжений

Расчет зубчатых колес редуктора производится из условий обеспечения прочности зубьев по контактным напряжениям

$$\sigma_H \leq [\sigma_H].$$

Допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} \cdot Z_H,$$

где σ_{Hlim} - предел контактной выносливости поверхностей зубьев, МПа; S_H - коэффициент безопасности; Z_H - коэффициент долговечности.

Приближенное значение предела контактной выносливости при заданной твердости поверхности зубьев $HB \leq 350$ определяют из выражения

$$\sigma_{lim} = 2HB + 70.$$

При заданной долговечности редуктора $L = 10000$ ч величина $Z_H = 1$, а коэффициент безопасности зависит от термообработки зубчатых колес. При нормализации или улучшении рекомендуется значение $S_H = 1,1$.

При расчете червячного редуктора рекомендуется принять $[\sigma_H] = 210$ МПа.

6.2. Расчет цилиндрической косозубой передачи

Межосевое расстояние определяется по формуле [3], мм

$$a_w \geq 0,75(u_p + 1) \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u_p^2 \psi_{ba}}},$$

где E_{np} - приведенный модуль упругости материала зубчатых колес, ($E_{np} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа); T_2 - вращающий момент на колесе, Н·мм;

$T_2 = 10^6 \cdot \frac{P_2}{\omega_2}$, здесь $P_2 = P_{эл} \cdot \eta_{пр} \cdot \eta_p$ - мощность, передаваемая колесом, кВт; ω_2 - угловая скорость вращения колес, $\omega_2 = \omega_{кр}$, рад/с; $K_{H\beta}$ - коэффициент концентрации нагрузки, $K_{H\beta} = 1 \dots 1,15$; ψ_{ba} - коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния $\psi_{ba} = 0,3 \dots 0,5$.

Величина межосевого расстояния a_w округляется до ближайшего значения из ряда Ra 40 по ГОСТ 6636-69 (Ra 40 ... 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130 мм, далее через 10 до 260).

Приближенное значение нормального модуля определяется из выражения

$$m_n = \frac{b_2}{\psi_m},$$

где b_2 - ширина зубчатого колеса, мм; $b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w$; ψ_m - коэффициент ширины колеса по модулю, $\psi_m = 20 \dots 30$.

Величина модуля m_n округляется до ближайшего большего значения (по ГОСТ 9563-60 $m_n = 1; 1,25; 1,5; 2; 2,25; 3; 3,5; 4; 4,5; 6; 8; 10$).

Для силовых передач рекомендуется принимать $m_n \geq 1,5$ мм.

Предварительно угол наклона зуба β рассчитывают по формуле

$$\sin \beta = \frac{\pi \cdot \epsilon_\beta m_n}{b_2},$$

где ϵ_β - коэффициент осевого перекрытия, рекомендуется принять $\epsilon_\beta = 1,2$.

Значение угла β наклона зуба принимается в пределах $8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$.

Суммарное число зубьев шестерни и колеса

$$z_c = \frac{2a_w \cdot \cos \beta}{m_n}.$$

Полученное значение z_c округляется в меньшую сторону до целого числа.

Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_c}{u_p + 1} \geq z_{\min} \quad (z_{\min} \geq 17).$$

Полученное значение z_c округляется до ближайшего целого.

Число зубьев колеса $z_2 = z_c - z_1$.

Окончательное значение угла β (с точностью до $1'$) по формуле

$$\cos\beta = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a_w}$$

Если при вычислениях получается угол $\beta < 8^\circ$ необходимо его увеличить или уменьшением модуля m_n , или увеличением межосевого расстояния a_w , или уменьшением суммарного числа зубьев z_c . При этом следует сохранить заданное передаточное отношение u_p .

Диаметры делительных окружностей шестерни и колеса, мм,

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos\beta}; \quad d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos\beta}$$

Ширина шестерни $b_1 = b_2 + 5 \dots 6$ мм.

6.3. Расчет конической зубчатой передачи

Диаметр делительной окружности колеса по внешнему торцу находится по формуле [3], мм

$$d_{e2} = \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2 u_p K_{H\beta}}{v_n [\sigma_H]^2}}$$

где E_{np} , T_2 , $K_{H\beta}$ - принимаются такими же, как и при расчетах цилиндрической косозубой передачи (см. 6.2).

v_n - опытный коэффициент, $v_n = 0,85$.

Внешнее конусное расстояние определяется из выражения

$$R_e = \frac{0,5 d_{e2} \sqrt{u_p^2 + 1}}{u_p}$$

Ширина зубчатого венца $b = K_{bc} \cdot R_c$, где K_{bc} - коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния, $K_{bc} = 0,285$.

Тангенс угла делительного конуса колеса

$$\operatorname{tg} \delta_2 = u_p.$$

Угол делительного конуса шестерни, град.

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

Диаметр делительной окружности шестерни по внешнему торцу, мм

$$d_{e1} = \frac{d_{e2}}{u_p}.$$

Модуль зацепления по внешнему торцу, мм

$$m_{te} \geq \frac{b}{10}.$$

Значения m_{te} округляется до ближайшего стандартного значения по ГОСТ9563-60.

Числа зубьев шестерни и колеса

$$z_1 = \frac{d_{e1}}{m_{te}} \geq z_{\min}, \quad z_2 = z_1 u_p.$$

Здесь $z_{\min} = 17$.

Далее уточняются: диаметры делительных окружностей по внешнему торцу $d_{e1} = z_1 \cdot m_{te}$ и $d_{e2} = z_2 \cdot m_{te}$; диаметры делительных окружностей в среднем сечении $d_{m1} = d_{e1} - b \cdot \sin \delta_1$ и $d_{m2} = d_{e2} - b \cdot \sin \delta_2$;

внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1}$$

Значение модуля в среднем торцевом сечении

$$m_{im} = \frac{d_{m1}}{z_1}$$

6.4. Проверочный расчет по контактным напряжениям

Расчет прочности зубьев по контактным напряжениям выполняется:

а) для цилиндрической косозубой передачи по формуле [3], МПа

$$\sigma_H = 1,18 z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_H \left(\frac{u_p + 1}{u_p} \right)}{d_1^2 b_1 \sin 2\alpha_w}} \leq [\sigma_H],$$

б) для конической зубчатой передачи по формуле [3], МПа

$$\sigma_H = 1,18 z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_H \left(\frac{\sqrt{u_p^2 + 1}}{u_p} \right)}{v_H d_{m1}^2 b \sin 2\alpha}} \leq [\sigma_H],$$

где $z_{H\beta}$ - коэффициент контактной прочности косозубых передач по контактным напряжениям, $z_{H\beta} = 0,85$;

T_1 - вращающий момент на шестерне, Н мм, $T_1 = T_{эл} u_{рп} \eta_{рп}$;

K_H - коэффициент расчетной нагрузки, $K_H = 1,1 \dots 1,20$;

α_w - угол зацепления;

α - угол профиля $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$;

v_H - опытный коэффициент, $v_H = 0,85$;

d_1 - диаметр делительной окружности шестерни, мм.

Проверочный расчет передачи по напряжениям изгиба производится по формулам, приведенным в [3].

6.5. Расчет червячной передачи

Определяется передаточное отношение редуктора

$$u_p = \frac{\omega_{зз}}{\omega_{кр}}$$

Межосевое расстояние [3], мм,

$$a_w = 0,625(q/z_2 + 1) \sqrt{\frac{E_{np} T_2}{[\sigma_H]^2 (q/z_2)}},$$

где q - коэффициент диаметра червяка (предварительно принимается $q=10$); z_2 - число зубьев червячного колеса, (z_1 - число заходов червяка. Принимается $z_1 = 2$, если $u_p = 18 \dots 40$, $z_2 = z_1 u_p$, при этом $z_2 \geq 28$); E_{np} - приведенный модуль упругости, $E_{np} = 1,26 \cdot 10^5$ МПа; T_2 - вращающий момент на червячном колесе, Н·мм;

$$T_2 = \frac{P_2 \cdot 10^6}{\omega_2}. \quad (\text{Здесь } P_2 = P_{эл} \cdot \eta_p - \text{мощность на червячном колесе, кВт);}$$

ω_2 - угловая скорость вращения червячного колеса, $\omega_2 = \omega_{кр}$, рад/с; $[\sigma_H]$ - допускаемое контактное напряжение для червячного колеса с бронзовым венцом, $[\sigma_H] = 210$ МПа.

Расчетное значение a_w округляется до ближайшего значения из ряда $R_a 40$ (см. п. 6.2 настоящих методических указаний).

Модуль зацепления, мм,

$$m = \frac{a_w}{0,5(q + z_2)}.$$

Расчетное значение модуля следует округлить до стандартного значения по ГОСТ2144-76. Значения m и q приведены в табл. 3.

Параметры	Числовые значения					
	m , мм	2,5	3	4	5	6,3
q	8; 10; 12,5; 14; 16					

Таблица 3

Из таблицы 3 подбирается значение q , дающее наиболее близкое к расчетному значению a_w , $a_w = 0,5 m (q + z_2)$.

Делительные диаметры d_1 и d_2 червяка и червячного колеса соответственно, мм

$$d_1 = mq; \quad d_2 = mz_2.$$

Делительный угол подъема линии витка $tg\gamma = z_1/q$;

Диаметр вершин витков червяка, мм, $d_{a1} = d_1 + 2m$.

Диаметр впадин червяка, мм, $d_{f1} = d_1 - 2,4m$.

Диаметр вершин зубьев червячного колеса в среднем сечении, мм, $d_{a2} = d_2 + 2m$.

Диаметр впадин червячного колеса в среднем сечении, мм, $d_{f2} = d_2 - 2,4m$.

Длина нарезанной части червяка, мм, при $z_1 = 1; 2$
 $b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$.

Ширина венца червячного колеса, мм, $z_1 = 1, 2$ $b_2 \leq 0,75d_{a1}$.

Расчет на прочность червячной передачи по контактным напряжениям

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} T_2 K_n \cos^2 \gamma}{d_2^2 d_1 \delta \epsilon_a \xi \cos 2\alpha}} \leq [\sigma_H],$$

где $K_n = 1,1$ - коэффициент расчетной нагрузки; δ - угол охвата червяка колесом, $\delta \approx 0,85 - 0,9$ рад; ϵ_a - торцевой коэффициент перекрытия в средней плоскости червячного колеса, $\epsilon_a = 1,8 \dots 2,2$;

ξ - коэффициент, учитывающий уменьшение длины контактной линии, $\xi \approx 0,75$; α - профильный угол червяка, $\alpha = 20^\circ$.

Расчет на прочность по напряжениям изгиба [3].

Напряжения изгиба вычисляются по формуле, МПа

$$\sigma_F = 0,7Y_F \frac{F_{t2}K_F}{b_2m_n} \leq [\sigma_F]$$

где Y_F - коэффициент формы зуба, определяемый по табл.4

в зависимости от эквивалентного числа зубьев $z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$. (Здесь

γ - угол подъема винтовой линии червяка, принимаемый $\gamma \approx 10^\circ$);

K_F - коэффициент расчетной нагрузки, $K_F = 1$;

F_{t2} - окружная сила на червячном колесе Н, $F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}$;

m_n - нормальный модуль, мм.

Таблица 4

Параметры	Числовые значения										
	z_v	24	30	32	35	37	40	45	50	60	80
Y_F		1,88	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34

6.6. Определение сил, действующих в зацеплении колес

При работе агрегата зубчатые пары передают вращающий момент. При этом в зацеплении зубчатых колес возникает нормальная сила, направленная по линии зацепления – общей нормали к рабочим поверхностям зубьев. Эта сила раскладывается по трем взаимно перпендикулярным направлениям. Составляющие этой силы носят названия окружной F_t , радиальной F_r , осевой F_o сил в зависимости от их направления по отношению к оси колеса.

Формулы для вычисления указанных сил приведены в [3], для цилиндрической косозубой передачи на с. 148, для конической – на с. 152, для червячной – на с. 252, 206.

6.7. Проектный расчет валов и предварительный выбор подшипников

Ориентировочное значение диаметра быстроходного и тихоходного валов редуктора под соединительную полумуфту или под шкив определяется по формуле, мм,

$$d_g \geq (70 \dots 80) \sqrt{\frac{P}{\omega}},$$

где P – мощность на соответствующем валу, кВт, ω – угловая скорость вала, рад/с.

Полученное значение диаметра вала округляется до ближайшего большего значения из стандартного ряда (15; 16; 18; 20; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 35; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 62; 65 и далее через 5 мм до 110 мм).

Посадочные диаметры валов под подшипники рекомендуется применять на 2...5 мм, а посадочные диаметры валов под зубчатые колеса – на 8...10 мм больше по сравнению с диаметром под полумуфту.

При выборе типоразмеров подшипников и схем их установки следует принимать во внимание значения действующих нагрузок на опоры, размеры посадочных мест вала и корпуса, способ смазки, удобство сборки и разборки, стоимость подшипников.

Подшипники подбираются по наиболее нагруженной опоре (в которой суммарная радиальная реакция R – наибольшая). На каждой из двух опор вала устанавливают одинаковые подшипники.

Если осевая нагрузка на опору $F_a \leq 0,25R$, то назначают радиальные подшипники, если же $F_a > 0,25R$, то – радиально-упорные шариковые или конические роликовые подшипники.

6.8. Определение реакции опор валов редуктора и подбор подшипников

Для определения реакции опор A и B составляется расчетная схема вала, где реальный вал рассматривается как шарнирно опертая

балка, к которой приложены силы, действующие в зацеплении зубчатых колес.

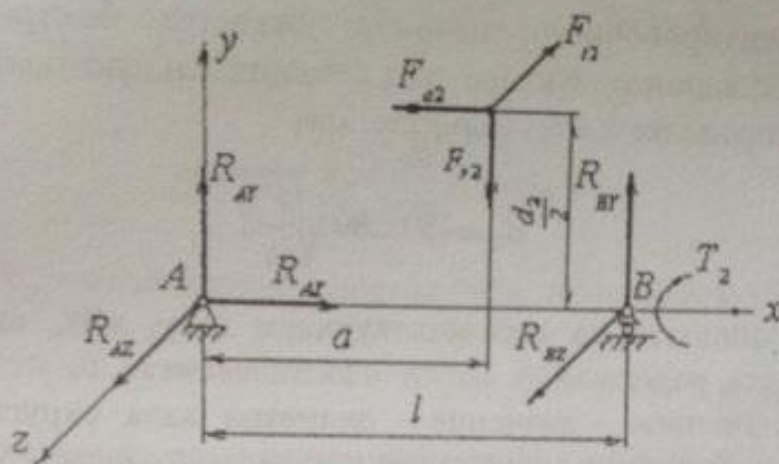


Рис. 9

В качестве примера на рис. 9 приведена расчетная схема тихоходного вала редуктора с размещенным на нем зубчатым или червячным колесом. Одна из опор вала (опора A) является шарнирно-неподвижной, а опора B – шарнирно подвижной. На рис. 9 показаны также радиальные реакции R_{AY} , R_{AZ} и R_{BY} , R_{BZ} и осевая реакция R_{Ax} . Размеры a и l определяются по эскизной компоновке редуктора. При этом радиальные опорные реакции считаются приложенными в точках пересечения плоскостей, а силы в зацеплении считаются приложенными на диаметре делительной окружности посередине ширины колеса.

Реакции опор определяют из шести уравнений статики вала – трех уравнений проекции сил, приложенных к валу, на оси X , Y и Z и трех уравнений моментов этих сил относительно координатных осей. Суммарные радиальные реакции в опорах вычисляются по формулам

$$R_A = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AZ}^2}, \quad R_B = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BZ}^2}.$$

В дальнейшем проверка правильности предварительно намеченных, например, радиально-упорных (шариковых или

роликовых) подшипников, обусловлена следующей последовательностью действий [3]:

- вычисляется расчетный ресурс подшипника в миллионах оборотов;
- с учетом характера работы и выбранных коэффициентов радиальной и осевой нагрузок, вычисляется эквивалентная нагрузка на подшипник;
- определяется расчетная динамическая грузоподъемность $C_{расч}$;
- с учетом расчетного значения динамической грузоподъемности, подтверждается правильность предварительно выбранного подшипника по справочнику или каталогу на подшипники качения, или выбирается другой подшипник (тип и серия); при этом должно быть удовлетворено условие $C_{расч} \leq C_{табл}$ ($C_{табл}$ - динамическая грузоподъемность подшипника по каталогу).

6.9. Расчет шпоночных соединений на и подбор стандартных муфт

Зубчатые колеса имеют посадку на вал с гарантированным натягом.

Наряду с этим используются шпоночные соединения. Шпонки в соответствии с ГОСТ 23360-78 подбираются по диаметру вала и проверяются по напряжениям смятия [3], МПа,

$$\sigma_{см} = \frac{4710^3}{hl_p d} \leq [\sigma_{см}],$$

где l_p - рабочая длина шпонки, мм; d - диаметр вала, мм; h - высота шпонки, мм. Допускаемое напряжение $[\sigma_{см}]$ принимается равным 100 МПа.

Для соединения вала электродвигателя с ведущим валом червячного редуктора и ведомого вала с коленчатым валом насоса рекомендуется применять упругие муфты, например, муфты упругие

втулочно-пальцевые МУВП (ГОСТ 214224-75), или муфты с резиновой звездочкой (ГОСТ 14084-76).

Типоразмер муфты выбирается по диаметру вала и по расчетному значению вращающего момента, Н м,

$$T_p = \kappa T \leq [T],$$

где κ – коэффициент, учитывающий условия эксплуатации, $\kappa=1,3 \dots 2,5$;

T – вращающий момент на валу, Н м; $[T]$ – значение допускаемого вращающего момента, передаваемого данной муфтой. Значения $[T]$ для различных типов муфт приведены в соответствующих нормалях или, например, в [4].

6.10. Описание конструктивных особенностей редуктора

В этом разделе следует привести описание основных особенностей редуктора. При описании конструкции следует приводить ссылки на позиции в сборочном чертеже с указанием материала и метода изготовления основных деталей (корпуса, крышки, валов, зубчатых колес). Следует также указать вид и способ смазки зубчатых колес и подшипников, способы регулирования осевых зазоров валов.

7. ОФОРМЛЕНИЕ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ РАБОТЫ

Графическая часть проекта выполняется карандашом либо с использованием машинной графики на одном листе бумаги формата А1 с соблюдением требований ГОСТ и ЕСКД.

Лист должен иметь в правом нижнем углу основную надпись (штамп).

На листе следует вычертить сборочный чертеж редуктора.

Сборочный чертеж вычерчивается на основании предварительной эскизной компоновки. При разработке чертежа сначала тонкими линиями наносятся осевые линии, контуры

зубчатых колес, внутренние и внешние контуры корпуса и крышки валов и подшипников. При вычерчивании должны быть соблюдены расчетные размеры элементов редуктора: межосевое расстояние a_w ; диаметры делительных окружностей колес d_1, d_2 ; ширина зубчатых колес b_1, b_2 ; наименьшие диаметры валов $d_{1в}, d_{2в}$, размеры принятых подшипников.

В процессе чистового вычерчивания еще возможны отдельные доработки и изменения в создаваемой конструкции.

Рекомендации по выбору толщины стенки корпуса и крышки, диаметров стяжных и фундаментных болтов, ширины фланца разъема корпуса, зазоров между зубчатыми колесами и стенкой корпуса, размеров установочных элементов и т.п. приведены в [1, 2, 4, 5]. Остальные размеры назначаются конструктивно.

Перед окончательной обводкой чертежа следует тщательно его проверить.

На сборочном чертеже необходимо указать:

- номера позиций деталей и узлов;
- габаритные размеры редуктора;
- установочные элементы и размеры;
- сопряжения зубчатых колес на валах, посадки валов в подшипниках и наружных поверхностей подшипников в корпусе.

Номера позиций наносятся вне контура изображения на полках выносных линий.

Над основной надписью следует привести технические требования:

- 1) особенности сборки узлов и деталей, способов регулировки зазоров в подшипниках;
- 2) вид и способ смазки зубьев колес, подшипников, способ контроля уровня масла в корпусе.

К сборочному чертежу должна быть приложена спецификация, составленная согласно ГОСТ 2.108-68 на отдельных листах формата А4. Допускается использовать готовые бланки, выполненные в соответствии с установленной формой.

Спецификация состоит из разделов, которые располагают в следующей последовательности:

- а) документация;
- б) сборочные единицы;
- в) детали;
- г) стандартные изделия;
- д) прочие изделия.

Каждому изделию, сборочной единице и детали присваивается обозначение в виде буквенно-цифрового шифра, состоящего из двух букв и семи цифр.

8. ОФОРМЛЕНИЕ РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Расчетно-пояснительная записка оформляется на одной стороне листа формата А4, рукописно, разборчивым почерком или печатается на принтере. Объем записки должен составлять 18...25 листов.

Расчетно-пояснительная записка должна содержать титульный лист, оглавление, текст задания с исходными данными, описание и пояснение работы агрегата, основную часть (расчетные материалы), библиографический список использованных источников, приложение.

Весь текст записки (за исключением титульного листа, оглавления, библиографического списка и приложения) разбивается на разделы и подразделы, которые должны иметь порядковые номера и краткие наименования. Подразделы должны иметь номера, состоящие из номера раздела и своего порядкового номера, разделенного с первым точкой. Сокращения слов в тексте и в подписях под иллюстрациями не допускаются, за исключением общепринятых.

Описание и пояснение работы машинного агрегата следует приводить со ссылками на обозначения, указанные на кинематической схеме и на чертеже.

Порядок расположения расчетных материалов определяется последовательностью их выполнения. В тексте перед обозначением параметра необходимо дать его наименование.

Расчетные формулы необходимо приводить со ссылкой на источники, из которых они заимствованы. Формулы следует записывать сначала в общем виде с пояснениями буквенных обозначений, а затем в той же последовательности в них подставляют числовые значения. Все числовые расчеты должны быть выражены в системе единиц СИ. Некоторые расчеты могут сопровождаться схемами, графиками, выполненными аккуратно карандашом. Результаты расчетов, выполненные по одной формуле при различных переменных, должны быть оформлены в виде таблиц.

Листы расчетно-пояснительной записки должны быть пронумерованы и сброшюрованы в папку. Лист графической части проекта необходимо сложить в размер формата А4 и вложить в папку. Расчетно-пояснительная записка с графической частью подписывается студентом и сдается преподавателю на рецензирование.

9. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ ПРИ ЗАЩИТЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Студент, получивший положительную рецензию на свою работу и внесший исправления и дополнения, отмеченные рецензентом, допускается к защите.

На защите студент должен показать знание методов расчета и проектирования машинного агрегата и его элементов. Он должен хорошо разбираться в принципе действия механизмов проектируемого агрегата, их наименованиях и структуре. Необходимо иметь представление о том, для какого производственного процесса предназначен агрегат. Надо знать, какое звено спроектированного агрегата является начальным, уметь показать на схеме исполнительный и передаточный механизмы. Если исполнительный механизм состоит из нескольких элементарных механизмов, то студент должен указать, как они соединены.

Необходимо четко представлять, какие кинематические характеристики определены в агрегате, знать последовательность решения задач синтеза и анализа, уметь определять общее передаточное отношение многозвенной передачи, состоящей из последовательно соединенных механизмов.

Следует понимать, какие задачи решены в разделе динамики спроектированного агрегата. Знать, с какой целью определены моменты сил сопротивлений на звене приведения. В задаче определения момента инерции маховика нужно уметь рассчитать момент инерции, приведенный к коленчатому валу, уметь определять момент инерции маховика с помощью графика приведенных моментов сил и знать назначение маховика.

На все перечисленные вопросы студент должен быть готов ответить при защите работы, а также проявить знания, позволяющие в дальнейшем разобраться и в других агрегатах промышленного и энергетического назначения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Детали машин. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. - 2-е изд., испр. М.: Высшая школа, 2005, 309с.: ил.
2. Иосилевич Г.Б. Прикладная механика: учебник / Г.Б. Иосилевич, Г.Б.Строганов, Г.С. Маслов. М., Высшая школа, 1989, 352 с.
3. Иванов, М.Н. Детали машин: учебник /М.Н. Иванов. М.: Высшая школа, 2000, 384 с.
4. Иванов, М.Н. Детали машин: Курсовое проектирование: учеб. пособие / М.Н. Иванов, В.Н.Иванов. М.: Высшая школа, 1975, 552 с.
5. Курсовое проектирование деталей машин: Учебн. пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М.Ицкович, В.П. Козинцев. М.: ООО ТИД "Альянс", 2005, 416 с.