

Министерство образования и науки Украины
Донбасская государственная машиностроительная академия

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению контрольной работы по дисциплине

"Динамика и прочность

металлургических машин"

для студентов заочного отделения специальности
7.090218 "Металлургическое оборудование"

Утверждено

на заседании методического
совета ДГМА

Протокол № от . .2006 г.

Краматорск 2006

УДК 621.771

Методические указания к выполнению контрольной работы по дисциплине "Динамика и прочность металлургических машин" для студентов заочного отделения специальности 7.090218 "Металлургическое оборудование" / Сост. Э.П. Грибков. – Краматорск: ДГМА, 2006. – 20 с.

Приведены примеры расчетов и задания к контрольной работе.

Составители

Э.П. Грибков, ст. преп.

Отв. за выпуск

А.Н. Кулик, доц.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Выполнение контрольной работы студентами заочной формы обучения является составной частью учебного процесса, активной формой самостоятельной работы студентов.

Цель контрольной работы состоит в закреплении и углублении теоретических знаний, приобретенных студентами в процессе изучения курса, выработке навыков самостоятельной работы с учебной, специальной литературой и справочными материалами.

Дисциплина «Динамика и прочность металлургических машин» изучается один триместр и заканчивается экзаменом. По данной дисциплине предусмотрено выполнение одной контрольной работы. В состав контрольной работы включены две задачи и два теоретических вопроса.

Каждый студент выполняет индивидуальное задание. Задания выбираются из соответствующей таблицы согласно варианту. Номер варианта соответствует порядковому номеру студента в журнале преподавателя.

Контрольная работа должна выполняться в отдельной тетради. В работе обязательно оставлять поля для замечаний. Каждое задание контрольной работы должно начинаться с новой страницы и иметь свой заголовок.

В начале задачи необходимо выписать все данные для её решения, взятые из таблиц заданий, соответствующих ГОСТов и справочных таблиц. Условие задачи записывается кратко.

Этапы решения задачи последовательно нумеруются и озаглавливаются. Пояснения должны быть краткими, но достаточными для понимания задачи.

Работа должна быть написана четким, разборчивым почерком, грамотно и аккуратно. Исправления, зачеркивания, вставки, сокращения слов и использования аббревиатур (кроме общепринятых) в готовом (чистовом) тексте не разрешаются. Текст работы можно написать от руки чернилами (пастой) черного или синего цвета.

Контрольная работа выполняется в соответствии с требованиями этих методических указаний, иначе она не будет допущена к защите, независимо от ее содержания. Законченную контрольную работу студент представляет в деканат заочного отделения в срок, определенный соответствующим графиком.

Контрольную работу рецензирует преподаватель кафедры «Автоматизированные металлургические машины и оборудование». Если рецензия положительная, то работа допускается к защите. Если по работе есть замечания, то её возвращают для доработки или исправления.

Дату и время защиты работы устанавливает деканат заочного отделения. Работа засчитывается только по итогам собеседования её автора с преподавателем. Письменные ответы на контрольные вопросы при защите работы приводятся в конце тетради. Сдать экзамен по курсу «Динамика и

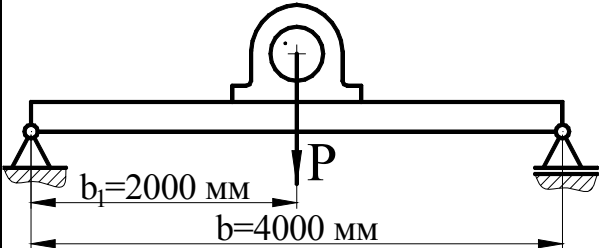
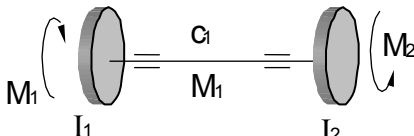
прочность металлургических машин» студент может только после защиты контрольной работы.

1 ИНДИВИДУАЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ К КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЕ

В контрольной работе предусмотрено четыре задания: два теоретических вопроса и две задачи (табл. 1.1). Первые два задания относятся к первому модулю «Динамика металлургических машин», а третье и четвертое – ко второму модулю «Прочность металлургических машин». При ответе на теоретические вопросы целесообразно использовать рекомендуемую литературу, а также конспект лекций. При решении задач рекомендуется пользоваться методическими указаниями к практическим занятиям, примерами решения задач, которые представлены в данных методических указаниях, и рекомендуемой литературой.

Таблица 1.1 –Задания к контрольной работе по вариантам

	Задание
Вариант №1	<p>1 Механические колебания. Механический удар. Число степеней свободы механической системы. Примеры систем с одной степенью свободы.</p> <p>2 Задача. Составить двухмассовую расчетную схему механизма рольганга. Привод ролика рольганга включает электродвигатель и одноступенчатый цилиндрический редуктор. Приведение осуществить к вращательному движению вала электродвигателя.</p> <p>3 Виброизоляторы. Теоретические положения, лежащие в основе их работы.</p> <p>4 Задача. Рассчитать на усталостную прочность в сечении шейки опорный валок. Приводными являются опорные валки. Расчёт выполнить в виде определения коэффициента запаса прочности. Исходные данные: сила прокатки – 1МН; момент прокатки (на двух валках) – 200 кН·м; расстояние между подшипниковыми опорами $L=600$ мм; длина бочки $l=200$ мм; диаметр шейки $d=250$ мм; предел прочности $\sigma_b=850$ Н/мм²; коэффициенты: $k_\sigma=2,45$; $k_\tau=2,25$; $\beta=0,80$; $\varepsilon_\sigma=0,62$; $\varepsilon_\tau=0,54$, $[n]=1,2$</p>
Вариант №2	<p>1 Основные законы динамики. Число степеней свободы механической системы. Примеры систем с тремя степенями свободы.</p> <p>2 Задача. Определить максимальные напряжения в вале. Исходные данные: $M_1=30$ кН·м; $M_2=-20$ кН·м; $I_1=1000$ кг·м²; $I_2=200$ кг·м²; $l=1$ м; $d=200$ мм; $\theta=0,015$ рад.</p> <div style="text-align: center;"> <p>The diagram shows two cylindrical masses, labeled I₁ and I₂, connected by a horizontal shaft. Mass I₁ is on the left and has a curved arrow indicating a counter-clockwise torque M₁. Mass I₂ is on the right and has a curved arrow indicating a clockwise torque M₂. The shaft is represented by a line with a break in the middle, and a bracket above it indicates a torsional stiffness C₁. A small square symbol on the shaft indicates a twist angle θ.</p> </div> <p>3 Поглотители колебаний.</p> <p>4 Задача. Рассчитать сварное соединение на выносливость. Соединение встык. Ширина листа – 120 мм, толщина листов – 6 мм. Исходные данные: предел прочности основного металла $\sigma_b=450$ Н/мм²; переменная нагрузка: $P_{max}=50$ кН, $P_{min}=-50$ кН; коэффициент концентрации $K_\sigma=1,9$, $[n]=1,6$</p>

	Задание
Вариант №3	<p>1 Динамическая и статистическая модели. Виды схематизации. Виды колебаний механических систем.</p> <p>2 Задача. Определить максимальные напряжения в балке. Исходные данные: $P=10$ кН; $n=800$ об/мин; $I=1000$ см⁴; $W=100$ см⁴; $S=1$ кН; $\delta=0,002$ мм/Н.</p>  <p>3 Типы виброизоляторов. Их конструктивное исполнение.</p> <p>4 Задача. Определить напряжения при ударе падающего груза массой 400 кг о брус площадью 1000 мм² высотой 0,5 м. Высота падения груза – 48 мм</p>
Вариант №4	<p>1 Классификация сил: позиционные силы (привести примеры). Уравнение свободных колебаний линейной системы с одной степенью свободы без сопротивления движению.</p> <p>2 Задача. Составить двухмассовую расчетную схему механизма подъема груза, включающего электродвигатель, двухступенчатый редуктор, барабан и груз, закрепленный на канате. Приведение осуществить к вращательному движению вала электродвигателя.</p> <p>3 Динамические гасители колебаний.</p> <p>4 Задача. Рассчитать болтовое соединение на выносливость. Опасным сечением является сечение по внутреннему диаметру резьбы болта. Исходные данные: диаметр опасного сечения $d=40$ мм; $\sigma_{-1}=280$ Н/мм²; сила затяжки $P_{\text{зат}}=20$ кН; коэффициент основной нагрузки $\chi=0,3$; коэффициенты: $K_{\sigma}=4$; $\beta=1$; $\varepsilon_{\sigma}=0,7$; внешняя нагрузка $P=450$ кН; количество болтов $z=8$; коэффициент запаса по амплитуде $[n_a]=3,2$; коэффициент запаса по максимальным напряжениям $[n_{\max}]=1,5$</p>
Вариант №5	<p>1 Устойчивое и неустойчивое состояние системы. Колебания низкой частоты при буксовании валков.</p> <p>2 Задача. Определить максимальные напряжения в валу. Исходные данные: $M_1=20$ кН·м; $M_2=-15$ кН·м; $I_1=5000$ кг·м²; $I_2=1000$ кг·м²; $l=2$ м; $d=200$ мм; $t_0=1$ с.</p>  <p>3 Влияние динамического нагружения на упругую деформацию рабочей клетки.</p> <p>4 Задача. Аналитически определить напряжения от удара слитка массой m, который движется по рольгангу со скоростью V, о рабочий валок диаметром D</p>

	Задание
Вариант №6	<p>1 Классификация сил: диссипативные силы (привести примеры). Буксование при прокатке. Типы буксования, причины, их вызывающие.</p> <p>2 Задача. Составить многомассовую расчетную схему индивидуального привода прокатного стана, представляющего собой электродвигатель, редуктор и рабочий валок. Приведение осуществить к вращательному движению рабочего валка.</p> <p>3 Поглотители колебаний.</p> <p>4 Задача. Рассчитать на усталостную прочность в сечении шейки опорный валок. Приводными являются опорные валки. Расчёт выполнить в виде определения коэффициента запаса прочности. Исходные данные: сила прокатки – 1 МН; момент прокатки (на двух валках) – 100 кН·м; расстояние между подшипниковыми опорами $L=600$ мм; длина бочки $l=200$ мм; диаметр шейки $d=250$ мм; предел прочности $\sigma_b=850$ Н/мм²; коэффициенты: $k_\sigma=2,45$; $k_\tau=2,25$; $\beta=0,80$; $\varepsilon_\sigma=0,62$; $\varepsilon_\tau=0,54$; $[n]=1,2$</p>
Вариант №7	<p>1 Классификация сил: вынуждающие силы (привести примеры). Автоколебания при буксовании валков прокатного стана.</p> <p>2 Задача. Определить коэффициент динамичности. Исходные данные: $P=8$ кН, $n=100$ об/мин, $S=0,4$ кН.</p>  <p>3 Динамические процессы в непрерывных прокатных станах.</p> <p>4 Задача. Рассчитать сварное соединение на выносливость. Соединение встык. Ширина листа – 120 мм, толщина листов – 6 мм. Исходные данные: предел прочности основного металла $\sigma_b=450$ Н/мм²; переменная нагрузка: $P_{\max}=50$ кН; $P_{\min}=-50$ кН; коэффициент концентрации $K_\sigma=1,9$; $[n]=1,6$</p>
Вариант №8	<p>1 Динамическая и статистическая модели. Виды схематизации. Виды колебаний механических систем.</p> <p>2 Задача. Составить многомассовую расчетную схему механизма подъёма груза, включающего электродвигатель, одноступенчатый редуктор, барабан и груз, закрепленный на канате. Приведение осуществить к поступательному движению груза.</p> <p>3 Способы снижения динамических нагрузок.</p> <p>4 Задача. Рассчитать болтовое соединение на выносливость. Опасным сечением является сечение по внутреннему диаметру резьбы болта. Исходные данные: диаметр опасного сечения $d=40$ мм; $\sigma_{-1}=280$ Н/мм²; сила затяжки $P_{\text{зат}}=20$ кН; коэффициент основной нагрузки $\chi=0,3$; коэффициенты: $K_\sigma=4$; $\beta=1$; $\varepsilon_\sigma=0,7$; внешняя нагрузка $P=450$ кН; количество болтов $z=8$; коэффициент запаса по амплитуде $[n_a]=3,2$; коэффициент запаса по максимальным напряжениям $[n_{\max}]=1,5$</p>

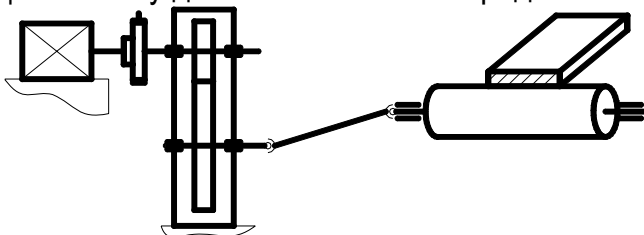
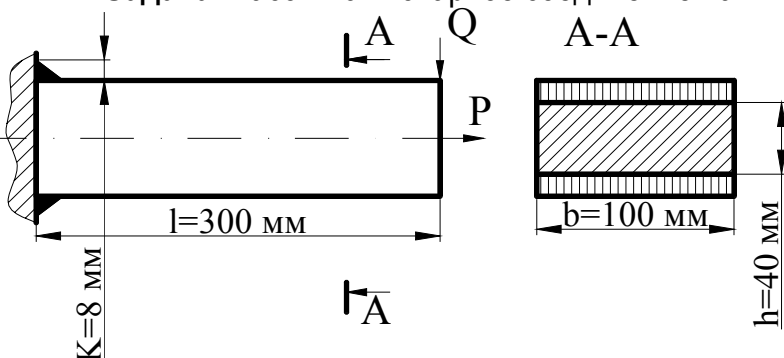
	Задание
Вариант №9	<p>1 Прямой и обратный способы составления уравнения движения системы. Уравнение свободных колебаний линейной системы с одной степенью свободы без сопротивления движению.</p> <p>2 Задача. Определить максимальные напряжения в вале. Исходные данные: $M_1=30 \text{ кН}\cdot\text{м}$; $M_2=-20 \text{ кН}\cdot\text{м}$; $I_1=1000 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $I_2=200 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $l=1 \text{ м}$; $d=200 \text{ мм}$; $\theta=0,015 \text{ рад}$.</p>  <p>3 Виброизоляторы. Теоретические положения, лежащие в основе их работы.</p> <p>4 Задача. Рассчитать на усталостную прочность в сечении шейки опорный валок. Приводными являются опорные валки. Расчёт выполнить в виде определения коэффициента запаса прочности. Исходные данные: сила прокатки – 1 МН; момент прокатки (на двух валках) – $50 \text{ кН}\cdot\text{м}$; расстояние между подшипниковыми опорами $L=600 \text{ мм}$; длина бочки $l=200 \text{ мм}$; диаметр шейки $d=250 \text{ мм}$; предел прочности $\sigma_b=850 \text{ Н/мм}^2$; коэффициенты: $k_\sigma=2,45$; $k_\tau=2,25$; $\beta=0,80$; $\varepsilon_\sigma=0,62$; $\varepsilon_\tau=0,54$; $[n]=1,2$</p>
Вариант №10	<p>1 Классификация сил: диссипативные силы (привести примеры). Буксование при прокатке. Типы буксования, причины, их вызывающие.</p> <p>2 Задача. Определить максимальные напряжения в балке длиной 4 м, посередине которой установлен электродвигатель массой P с неуравновешенным ротором. Исходные данные: $P=10 \text{ кН}$; масса неуравновешенных частей привода $S=1 \text{ кН}$; $n=800 \text{ об/мин}$; параметры балки: $I=1000 \text{ см}^4$; $W=100 \text{ см}^3$; $\delta=0,002 \text{ мм/Н}$.</p> <p>3 Поглотители колебаний.</p> <p>4 Задача. Рассчитать сварное соединение на выносливость. Соединение встык. Ширина листа – 120 мм, толщина листов – 6 мм. Исходные данные: предел прочности основного металла $\sigma_b=450 \text{ Н/мм}^2$; переменная нагрузка: $P_{\max}=50 \text{ кН}$; $P_{\min}=-50 \text{ кН}$; коэффициент концентрации $K_\sigma=1,9$; $[n]=1,6$</p>
Вариант №11	<p>1 Виды колебаний механических систем. Устойчивое и неустойчивое состояния системы. Теорема Лагранжа-Дирихле. Критерий Сильвестра.</p> <p>2 Задача. Определить максимальные напряжения в вале. Механическую систему представить в виде двухмассовой схемы, совершающей вращательное движение. Исходные данные: $M_1=20 \text{ кН}\cdot\text{м}$; $M_2=-15 \text{ кН}\cdot\text{м}$; $I_1=5000 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $I_2=1000 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $l=2 \text{ м}$; $d=200 \text{ мм}$; $t_0=1 \text{ с}$.</p> <p>3 Типы виброизоляторов. Их конструктивное исполнение.</p> <p>4 Задача. Определить напряжения при ударе падающего груза массой 400 кг о брус площадью 1000 мм^2 высотой $0,5 \text{ м}$. Высота падения груза – 48 мм</p>

Продолжение таблицы 1.1

	Задание
Вариант №12	<p>1 Колебания и удар в элементах конструкций металлургических машин. Положительная и отрицательная роль колебательных и ударных явлений. Основные законы динамики.</p> <p>2 Задача. Определить максимальные напряжения в балке, на которой закреплен вращающийся привод массой 150 кг. Вращающиеся части привода массой $m_1=30$ кг не уравновешены относительно оси вращения (величина эксцентриситета $e=0,6$ мм). Определить, при какой частоте наступит резонанс, если число оборотов привода $n=60$ об/мин. Сечение балки – прямоугольник сечением 200х40 мм, длина балки – 5 м, расстояние от опоры до оси привода – 1 м.</p> <p>3 Расчет на прочность при нерегулярных режимах переменных напряжений. Линейная гипотеза суммирования усталостных повреждений.</p> <p>4 Задача. Рассчитать на усталостную прочность в сечении шейки опорный валок реверсивного стана кварто 900 холодной прокатки полосы. Приводными являются рабочие валки. Расчёт выполнить в виде определения коэффициента запаса прочности. Диаметр шейки валка – 480 мм, длина бочки – 900 мм, расстояние между опорами – 1680 мм. Исходные данные: сила прокатки – 5МН; предел прочности материала по шейке валка $\sigma_b=850$ Н/мм²; коэффициент концентрации напряжений в месте перехода шейки валка в бочку $k_\sigma=2,25$; коэффициент качества поверхности $\beta=0,8$; масштабные факторы: $\varepsilon_\sigma=0,68$; нормативное значение коэффициента запаса прочности $[n]=1,25$</p>
Вариант №13	<p>1 Схематизация механической системы. Динамические и статистические физические модели. Два вида схематизации. Математическая модель. Корректная модель.</p> <p>2 Задача. Определить максимальные напряжения в балке, на которой закреплен вращающийся привод массой 220 кг. Вращающиеся части привода массой $m_1=120$ кг не уравновешены относительно оси вращения (величина эксцентриситета $e=0,6$ мм). Определить, при какой частоте наступит резонанс. Сечение балки – круг диаметром 80 мм, длина балки – 6 м, расстояние от опоры до оси привода – 1 м, число оборотов привода $n=120$ об/мин.</p> <p>3 Оценка расчетных статистических характеристик сопротивления усталости.</p> <p>4 Задача. Рассчитать на усталостную прочность в приводном хвостовике рабочий валок реверсивного стана кварто 900 холодной прокатки полосы. Расчёт выполнить в виде определения коэффициента запаса прочности. Исходные данные: суммарный момент прокатки – 30кН·м; длина бочки – 900 мм; предел прочности материала в сечении хвостовика $\sigma_b=900$ Н/мм²; коэффициент концентрации напряжений в месте перехода шейки валка в бочку $k_\tau=1,8$; коэффициент качества поверхности $\beta=0,8$; масштабные факторы: $\varepsilon_\tau=0,6$; полярный момент сопротивления сечения приводного хвостовика – $50 \cdot 10^4$ мм³; нормативное значение коэффициента запаса прочности $[n]=1,35$</p>

Продолжение таблицы 1.1

	Задание
Вариант №14	<p>1 Динамические процессы в линии непрерывной группы прокатного стана.</p> <p>2 Задача. Определить максимальные напряжения в балке, на которой закреплен вращающийся привод массой 250 кг. Вращающиеся части привода массой $m_1=80$ кг не уравновешены относительно оси вращения (величина эксцентриситета $e=0,6$ мм). Определить, при какой частоте наступит резонанс. Сечение балки – квадрат сечением 80х80 мм, длина балки – 8 м, расстояние от опоры до оси привода – 1 м. Число оборотов привода $n=180$ об/мин.</p> <p>3 Влияние качества обработки поверхности. Влияние коррозии на сопротивление усталости. Влияние технологических методов поверхностного упрочнения на сопротивление усталости.</p> <p>4 Задача. Рассчитать на усталостную прочность в приводном хвостовике рабочий валок реверсивного стана кварто 900 холодной прокатки полосы. Расчёт выполнить в виде определения коэффициента запаса прочности. Исходные данные: суммарный момент прокатки – 40кН·м; длина бочки – 900 мм; предел прочности материала в сечении хвостовика $\sigma_b=1000$ Н/мм²; коэффициент концентрации напряжений в месте перехода шейки вала в бочку $k_t=1,9$; коэффициент качества поверхности $\beta=0,82$; масштабные факторы: $\varepsilon_t=0,58$; полярный момент сопротивления сечения приводного хвостовика – $52,73 \cdot 10^4$ мм³; нормативное значение коэффициента запаса прочности $[n]=1,4$</p>
Вариант №15	<p>1 Динамическое рассогласование скоростей валков с индивидуальным приводом.</p> <p>2 Задача. Определить максимальные напряжения в балке, на которой закреплен вращающийся привод массой 300 кг. Вращающиеся части привода массой $m_1=60$ кг не уравновешены относительно оси вращения (величина эксцентриситета $e=0,6$ мм). Определить, при какой частоте наступит резонанс. Сечение балки – прямоугольник сечением 100х40 мм, длина балки – 3 м, расстояние от опоры до оси привода – 1 м. Число оборотов привода $n=180$ об/мин.</p> <p>3 Масштабный фактор. Причины проявления масштабного фактора. Фреттинг-коррозия.</p> <p>4 Задача. Рассчитать сварное соединение с фланговыми швами на выносливость. Толщина свариваемых листов – 4 мм, протяженность сварного участка – 100 мм, количество швов – 2. На соединение действует растягивающая сила P. Исходные данные: предел прочности основного металла $\sigma_b=450$ Н/мм²; максимальное срезающее усилие $P_{max}=26$ кН; минимальное срезающее усилие $P_{min}=5$ кН; эффективный коэффициент концентрации $K_t=2,7$; коэффициент запаса прочности $[n]=1,7$</p>

	Задание
Вариант №16	<p>1 Автоколебания в прокатных станах.</p> <p>2 Задача. Составить двухмассовую расчетную схему. Приведение осуществить к вращательному движению вала электродвигателя.</p> 
	<p>3 Факторы, влияющие на сопротивление усталости. Коэффициент, учитывающий влияние всех факторов. Концентрация напряжений. Теоретический и эффективный коэффициенты концентрации напряжений.</p> <p>4 Задача. Рассчитать сварное соединение на выносливость.</p> 
	<p>Исходные данные: предел прочности основного металла $\sigma_b=450 \text{ Н/мм}^2$; изгибающая нагрузка: $Q_{\max}=6 \text{ кН}$; $Q_{\min}=2 \text{ кН}$; растягивающее усилие $P=1 \text{ кН}$; эффективный коэффициент концентрации $K_t=1,9$; коэффициент запаса прочности $[n]=1,5$</p>
Вариант №17	<p>1 Влияние механических характеристик металла, технологических нагрузок и электродвигателя на динамику главной линии прокатного стана.</p> <p>2 Задача. Составить двухмассовую расчетную схему привода дисковых многопарных ножниц. Приведение осуществить к вращательному движению вала электродвигателя.</p> <p>3 Расчет по коэффициентам запаса прочности. Выбор нормативных коэффициентов запаса. Расчет на прочность при статических нагрузках.</p> <p>4 Задача. Рассчитать сварное соединение на выносливость.</p> 
	<p>Исходные данные: предел прочности основного металла $\sigma_b=450 \text{ Н/мм}^2$; переменная нагрузка: $P_{\max}=12 \text{ кН}$; $P_{\min}=-12 \text{ кН}$; эффективный коэффициент концентрации $K_\sigma=1,9$; коэффициент запаса прочности $[n]=1,6$</p>

	Задание
Вариант №18	<p>1 Влияние характера нагружения стана на динамические моменты в приводе.</p> <p>2 Задача. Составить двухмассовую расчетную схему привода летучих барабанных ножниц. Приведение осуществить к вращательному движению вала электродвигателя.</p> <p>3 Расчет по коэффициентам запаса прочности. Выбор нормативных коэффициентов запаса. Расчет на прочность при статических нагрузках.</p> <p>4 Задача. Рассчитать болтовое соединение на выносливость в опасном сечении. Опасным сечением является сечение по внутреннему диаметру резьбы болта. Расчет на выносливость выполнить в виде определения коэффициента запаса по амплитуде σ_a и максимальным напряжениям σ_{\max}. Исходные данные: диаметр опасного сечения $d=24,4$ мм; предел выносливости $\sigma_{-1}=280$ Н/мм²; сила затяжки $P_{\text{зат}}=20$ кН; коэффициент основной нагрузки $\chi=0,3$; эффективный коэффициент концентрации $K_\sigma=4$; коэффициент поверхности $\beta=1$; масштабный фактор $\varepsilon_\sigma=0,7$; внешняя нагрузка $P=160$ кН; количество болтов $z=8$; коэффициент запаса по амплитуде $[n_a]=3,2$; коэффициент запаса по максимальным напряжениям $[n_{\max}]=1,5$</p> 
Вариант №19	<p>1 Динамика привода правильной машины с косо расположенными роликами.</p> <p>2 Задача. Составить двухмассовую расчетную схему эксцентриковых ножниц. Приведение осуществить к вращательному движению вала электродвигателя.</p> <p>3 Предел выносливости при асимметричном цикле. Диаграмма предельных амплитуд. Коэффициент влияния асимметрии цикла на предельные амплитуды напряжений.</p> <p>4 Задача. Рассчитать толстостенный цилиндр на статическую прочность. Эквивалентное действующее напряжение определить по третьей теории прочности. Определить коэффициент запаса. Выполнить оценку прочности. Исходные данные: $p_b=21$ МПа; $p_n=5$ МПа; $r_b=60$ мм; $r_n=70$ мм; предел текучести материала цилиндра $\sigma_T=350$ Н/мм²; коэффициент запаса по пределу текучести $[n_T]=2,5$</p>
Вариант №20	<p>1 Динамические нагрузки привода ножниц с параллельными ножами.</p> <p>2 Задача. Определить угол закручивания вала φ от крутящего момента $M_{кр}$.</p>  <p>3 Расчет универсальных шпинделей на усталостную долговечность.</p> <p>4 Задача. Рассчитать тонкостенный цилиндр на выносливость. Эквивалентное действующее напряжение определить по третьей теории прочности. Исходные данные: $D=120$ мм; $h=3$ мм; $p_{b\max}=6$ МПа; $p_{b\min}=2$ МПа; предел прочности материала цилиндра $\sigma_b=450$ Н/мм²; эффективный коэффициент концентрации $K_\sigma=1,8$; $\psi_\sigma=0,24$; коэффициент запаса прочности $[n]=2$</p>

2 ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача № 2.1

Определить максимальные нормальные напряжения в балке под правой опорой (рис. 2.1), максимальный прогиб балки и частоту, при которой наступит резонанс системы.

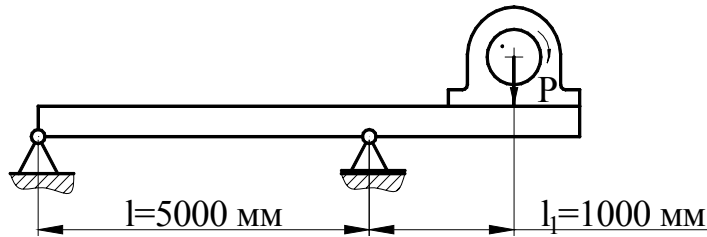


Рисунок 2.1 – Расчётная схема к задаче 2.1

Исходные данные:

$P=5$ кН; $n=500$ об/мин; вращающиеся части привода не уравновешены, на балку действует центробежная сила 500 Н; момент инерции сечения балки $I=815$ см⁴; момент сопротивления сечения $W=82$ см³.

Ход решения

1 Относительный прогиб δ (податливость) в сечении балки в месте расположения привода определяется по способу Верещагина от единичной силы (рис. 2.2).

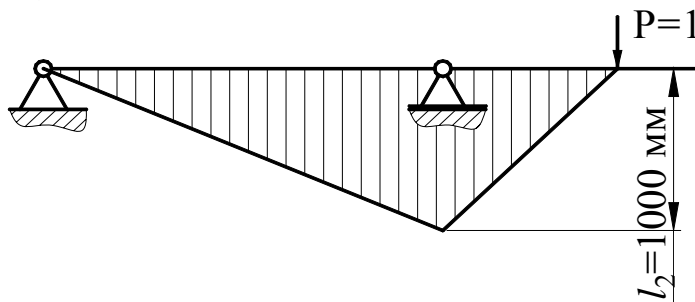


Рисунок 2.2 – Расчётная схема к определению податливости по методу Верещагина

Прогиб под правой опорой

$$\delta = \sum \frac{\Omega \bar{y}_c}{EI} = \frac{1}{EI} \left(\frac{l_2 l_1}{2} \frac{2}{3} l_2 + \frac{l_2 l_1}{2} \frac{2}{3} l_1 \right) = \frac{1}{3EI} l_2^2 (1 + l_1) =$$

$$= 1 / (3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 815 \cdot 10^4) \cdot 1000^2 (5000 + 1000) = 0,0012 \text{ мм / Н},$$

где Ω – площадь грузовой эпюры; E – модуль упругости материала; \bar{y}_c – координата центра тяжести грузовой эпюры.

2 Частота собственных колебаний системы с одной степенью свободы

$$p = \sqrt{c/m} = \sqrt{\frac{1}{m\delta}} = \sqrt{\frac{g}{P\delta}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 10^3}{5000 \cdot 0,0012}} = 40 \text{ с}^{-1}.$$

3 Закон изменения возмущающей силы –

$$S(t) = S \cos(\omega t),$$

где частота вынужденных колебаний

$$\varphi = \pi n / 30 = \pi \cdot 500 / 30 = 52 \text{ с}^{-1}.$$

4 Коэффициент динамичности

$$K_D = \frac{1}{1 - p^2 / \varphi^2} = \frac{1}{1 - 40^2 / 52^2} = 2,45.$$

5 Максимальный динамический прогиб правого конца балки (при $\cos(\varphi t) = 1$)

$$\Delta_{\max}^D = S \delta K_D = 500 \cdot 0,0012 \cdot 2,45 = 1,47 \text{ мм.}$$

6 Максимальный полный прогиб правого конца балки

$$\Delta_{\max}^P = \Delta_{\max}^D + \Delta_{\text{ст}} = \Delta_{\max}^D + P \delta = 1,47 + 5000 \cdot 0,0012 = 7,47 \text{ мм.}$$

7 Напряжения от динамических нагрузок под правой опорой балки

$$\sigma_D = M_{\text{изгD}} / W = (S K_D l_1) / W = \frac{500 \cdot 2,45 \cdot 1000}{82 \cdot 10^3} = 14,9 \text{ Н/мм}^2.$$

8 Напряжения от полной нагрузки под правой опорой балки

$$\sigma_P = \sigma_D + \sigma_{\text{ст}} = \sigma_D + \frac{P \cdot l_1}{W} = 14,9 + \frac{5000 \cdot 1000}{82 \cdot 10^3} = 75,9 \text{ Н/мм}^2.$$

9 Резонанс системы наступит тогда, когда частота вынужденных колебаний будет равна частоте собственных колебаний системы, то есть при $\varphi = p$. При этом число оборотов электродвигателя составит:

$$n_p = \frac{30 p}{\pi} = \frac{30 \cdot 40}{\pi} = 382 \text{ об/мин.}$$

Задача № 2.2

Определить максимальные напряжения в вале для двухмассовой системы, совершающей вращательное движение (рис. 2.3) при мгновенном приложении момента технологического сопротивления.

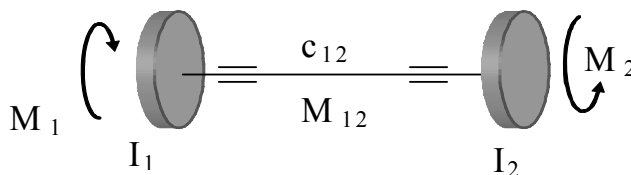


Рисунок 2.3 – Расчётная схема к задаче 2.2 и 2.3

Исходные данные:

$M_1 = 30 \text{ кН} \cdot \text{м}$; $M_2 = -20 \text{ кН} \cdot \text{м}$; $I_1 = 10000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $I_2 = 4000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $l = 2 \text{ м}$; $d = 200 \text{ мм}$.

Ход решения

1 Значение статического (амплитудного) момента технологического сопротивления:

$$M_a = \frac{I_1 M_2 + I_2 M_1}{I_1 + I_2} = \frac{10000 \cdot 20 + 4000 \cdot 30}{10000 + 4000} = 22,86 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

2 Для заданных начальных условий движения системы, а именно: $t = 0$, $M_{12} = 0$, $dM_{12} / dt = 0$ – уравнение для определения момента технологического сопротивления будет иметь вид $M_{12} = M_a(1 - \cos pt)$, откуда при $\cos pt = -1$ максимальное значение момента технологического сопротивления будет равно: $M_{12} = M_a(1 - (-1)) = 2M_a$, то есть коэффициент динамичности $K_D = M_{12\max} / M_a = 2M_a / M_a = 2$.

3 Максимальное значение момента технологического сопротивления, возникающего в упругой связи системы (вале),
 $M_{12\max} = K_D M_a = 2 \cdot 22,86 = 45,72$ кН·м.

4 Максимальные напряжения в вале

$$\tau_{\max} = \frac{M_{12\max}}{0,2 d^3} = \frac{45,71 \cdot 1000}{0,2 \cdot 0,2^3} = 28,57 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 28,57 \text{ Н/мм}^2.$$

Задача № 2.3

Определить максимальные напряжения в вале для двухмассовой системы, совершающей вращательное движение (см. рис. 2.3).

Исходные данные:

$M_1 = 30$ кН·м; $M_2 = -20$ кН·м; $I_1 = 10000$ кг·м²; $I_2 = 4000$ кг·м²; $l = 2$ м; $d = 200$ мм, $t_0 = 1$ с.

Ход решения

1 Значение статического (амплитудного) момента технологического сопротивления:

$$M_a = \frac{I_1 M_2 + I_2 M_1}{I_1 + I_2} = \frac{10000 \cdot 20 + 4000 \cdot 30}{10000 + 4000} = 22,86 \text{ кН·м.}$$

2 Коэффициент жёсткости вала

$$c = \frac{G I_p}{l} = \frac{0,82 \cdot 10^5 \cdot 25,13 \cdot 10^5}{2000} = 0,1030 \cdot 10^9 \text{ Н·мм/рад} = 103 \text{ кН·м/рад},$$

где $I_p = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi \cdot 200^4}{2000} = 25,13 \cdot 10^5 \text{ мм}^4$ – полярный момент инерции сечения вала;

$G = \frac{E}{2(1+\mu)} = \frac{2,1 \cdot 10^5}{2(1+0,3)} = 0,82 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ – модуль упругости второго рода

для стали; E – модуль упругости первого рода; μ – коэффициент Пуассона.

3 Частота собственных колебаний системы

$$p = \sqrt{c \frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2}} = \sqrt{103 \cdot 10^3 \frac{10000 + 4000}{10000 \cdot 4000}} = 6,0 \text{ с}^{-1}.$$

4 Коэффициент динамичности

$$K_D = M_{12\max} / M_a = 1 + \frac{\sin \pi \lambda}{\pi \lambda} = 1 + \frac{\sin \pi 0,956}{\pi 0,956} = 1,046,$$

где $\lambda = t_0 / T = t_0 p / 2\pi = 1 \cdot 6 / 2\pi = 0,956$ – вспомогательный параметр.

5 Максимальное значение момента технологического сопротивления, возникающего в упругой связи системы (вале),

$$M_{12\max} = K_D M_a = 1,046 \cdot 22,86 = 23,91 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

6 Максимальные напряжения в вале

$$\tau_{\max} = \frac{M_{12\max}}{0,2 d^3} = \frac{23,91 \cdot 1000}{0,2 \cdot 0,2^3} = 14,94 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 14,94 \text{ Н/мм}^2.$$

Задача № 2.4

Определить динамические нагрузки в вале механизма, имеющего радиальный зазор θ . Механизм приведен к двухмассовой расчетной схеме (рис. 2.4). Определить величину действующих напряжений.

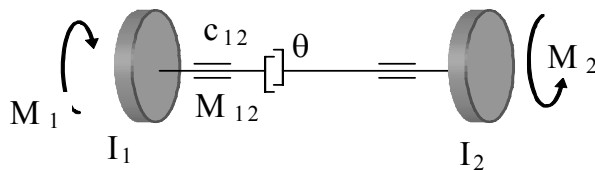


Рисунок 2.4 – Расчётная схема к задаче 2.4

Исходные данные:

законы изменения внешних нагрузок: $M_1(t) = \text{const}$; $M_2(t) = \text{const}$; $M_1 = 30 \text{ кН}\cdot\text{м}$; $M_2 = -20 \text{ кН}\cdot\text{м}$; $I_1 = 10000 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $I_2 = 4000 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; диаметр вала $d = 200 \text{ мм}$, длина вала $l = 2 \text{ м}$; величина приведенного радиального зазора $\theta = 0,03 \text{ рад}$.

Ход решения

1 Значение статического (амплитудного) момента технологического сопротивления:

$$M_a = \frac{I_1 M_2 + I_2 M_1}{I_1 + I_2} = \frac{10000 \cdot 20 + 4000 \cdot 30}{10000 + 4000} = 22,86 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

2 Коэффициент жёсткости вала

$$c = \frac{G I_p}{l} = \frac{0,82 \cdot 10^5 \cdot 25,13 \cdot 10^5}{2000} = 0,1030 \cdot 10^9 \text{ Н}\cdot\text{мм/рад} = 103 \text{ кН}\cdot\text{м/рад},$$

где $I_p = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi \cdot 200^4}{2000} = 25,13 \cdot 10^5 \text{ мм}^4$ – полярный момент инерции сечения вала;

$G = \frac{E}{2(1+\mu)} = \frac{2,1 \cdot 10^5}{2(1+0,3)} = 0,82 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ – модуль упругости второго рода

для стали; E – модуль упругости первого рода; μ – коэффициент Пуассона.

3 Частота собственных колебаний системы

$$p = \sqrt{c \frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2}} = \sqrt{103 \cdot 10^3 \frac{10000 + 4000}{10000 \cdot 4000}} = 6,0 \text{ с}^{-1}.$$

4 Угловая скорость к концу выборки зазора

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{2 M_1 \theta}{I_1}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 30 \cdot 10^3 \cdot 0,03}{10000}} = 0,135 \text{ с}^{-1}.$$

5 Коэффициент динамичности

$$K_D = M_{12\max} / M_a = 1 + \sqrt{1 + \left(\frac{\omega_0 c}{M_{ap}} \right)^2} = 1 + \sqrt{1 + \left(\frac{0,135 \cdot 103}{22,86 \cdot 6} \right)^2} = 2,28.$$

6 Максимальное значение момента технологического сопротивления, возникающего в упругой связи системы (вале),

$$M_{12\max} = K_D M_a = 2,28 \cdot 22,86 = 52,12 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

7 Максимальные напряжения в вале

$$\tau_{\max} = \frac{M_{12\max}}{0,2 d^3} = \frac{52,12 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 0,2^3} = 32,6 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 32,6 \text{ Н/мм}^2.$$

Задача № 2.5

Определить напряжения при ударе в механической системе (рис.2.5). Массой балки пренебречь.

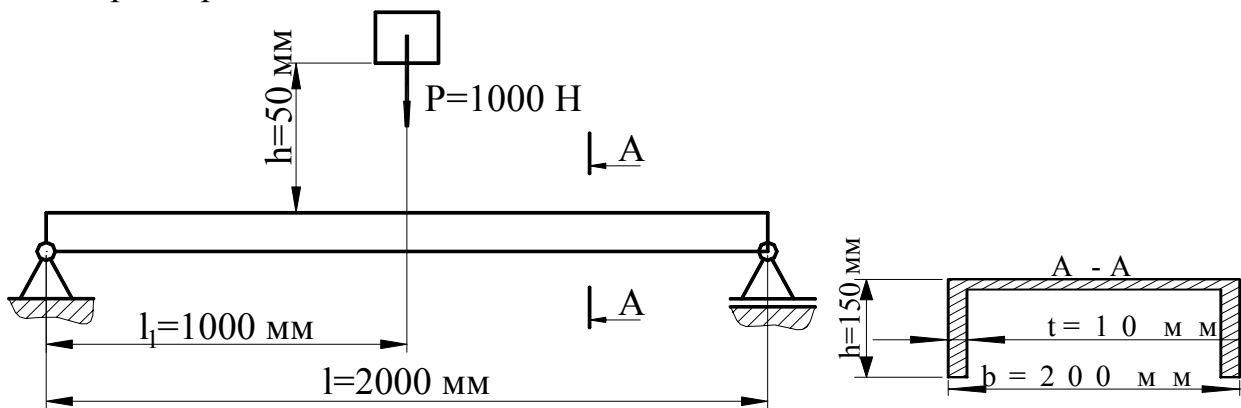


Рисунок 2.5 – Расчётная схема к задаче 2.5

Ход решения

1 Определяем параметры сечения балки. Примем за начало отсчёта линию, проходящую через центр тяжести прямоугольника размерами 200×10 мм. Тогда вертикальная координата центра тяжести фигуры будет равна:

$$y_c = \frac{\sum S x}{\sum F_x} = \frac{b t \cdot 0 + (h - t) 2t ((h - t)/2 + t/2)}{b t + (h - t) 2t} = \frac{0 + (150 - 10) \cdot 2 \cdot 10 \cdot (140/2 + 10/2)}{200 \cdot 10 + (150 - 10) \cdot 2 \cdot 10} = 43,75 \text{ мм}.$$

Момент инерции сечения балки

$$I = \sum (I_i + a_i^2 F_i) = \frac{b t^3}{12} + y_c^2 b t + \frac{t(h - t)^3}{12} + \left(\frac{h}{2} - \frac{t}{2} - y_c \right)^2 (h - t) 2t = \frac{200 \cdot 10^3}{12} + 43,75^2 \cdot 200 \cdot 10 + \frac{10 \cdot 140^3}{12} + (75 - 5 - 43,75)^2 \cdot 140 \cdot 2 \cdot 10 = 806 \cdot 10^4 \text{ мм}^4 = 806 \text{ см}^4.$$

Момент сопротивления сечения балки

$$W = I / y_{\max} = I / (h - t/2 - y_c) = 806 / (15 - 0,5 - 4,375) = 79,61 \text{ см}^3.$$

2 Прогиб посередине балки от статического действия силы Р

$$\Delta_{\text{ст}} = \frac{P l^3}{48 E I} = \frac{1000 \cdot 2000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 806 \cdot 10^4} = 1,575 \text{ мм}.$$

3 Коэффициент динамичности

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\Delta_{\text{ст}}}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 50}{1,575}} = 9,029.$$

4 Наибольший изгибающий момент от статического действия силы Р

$$M = P / 2 \cdot l / 2 = 1000 / 2 \cdot 2 / 2 = 500 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

5 Максимальные нормальные напряжения от статического действия силы Р:

$$\sigma_{\text{ст}} = M / W = 500 \cdot 10^3 / 79,61 \cdot 10^3 = 6,28 \text{ Н} / \text{мм}^2.$$

6 Максимальные нормальные напряжения от динамического действия силы Р

$$\sigma = \sigma_{\text{ст}} K_d = 6,28 \cdot 9,029 = 56,7 \text{ Н} / \text{мм}^2.$$

Задача № 2.6

Определить напряжения при ударе в механической системе (см. рис.2.5) с учётом массы системы.

Ход решения

Пункты 1, 2 выполняются аналогично предыдущей задаче.

3 Масса балки

$$m = [b t + (h - t) 2t] l \rho = [0,2 \cdot 0,01 + (0,15 - 0,01) 2 \cdot 0,01] 2 \cdot 7800 = 75 \text{ кг}.$$

$$\text{Вес балки } Q = mg = 75 \cdot 9,81 = 735 \text{ Н}.$$

4 Коэффициент динамичности

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\Delta_{\text{ст}}[1 + \beta(Q/P)]}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 50}{1,575[1 + 17/35 \cdot 735/1000]}} = 7,91,$$

где $\beta = 17/35$ – коэффициент приведения массы для изгибающего удара посередине балки.

5 Наибольший изгибающий момент от статического действия силы Р

$$M = P / 2 \cdot l / 2 = 1000 / 2 \cdot 2000 / 2 = 500 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

6 Максимальные нормальные напряжения от статического действия силы Р

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{ст}} &= (M + Q / l \cdot l / 2 \cdot l / 4) / W = (M + Q \cdot l / 8) / W = \\ &= (500 \cdot 10^3 + 735 \cdot 2000 / 8) / 79,61 \cdot 10^3 = 8,59 \text{ Н} / \text{мм}^2. \end{aligned}$$

7 Максимальные нормальные напряжения от динамического действия силы Р

$$\sigma = \sigma_{\text{ст}} K_d = 8,59 \cdot 7,91 = 67,9 \text{ Н} / \text{мм}^2.$$

Задача № 2.7

Определить напряжения при ударе в механической системе (рис.2.6) с учётом наличия пружины под правой опорой балки с жёсткостью 300 Н/мм.

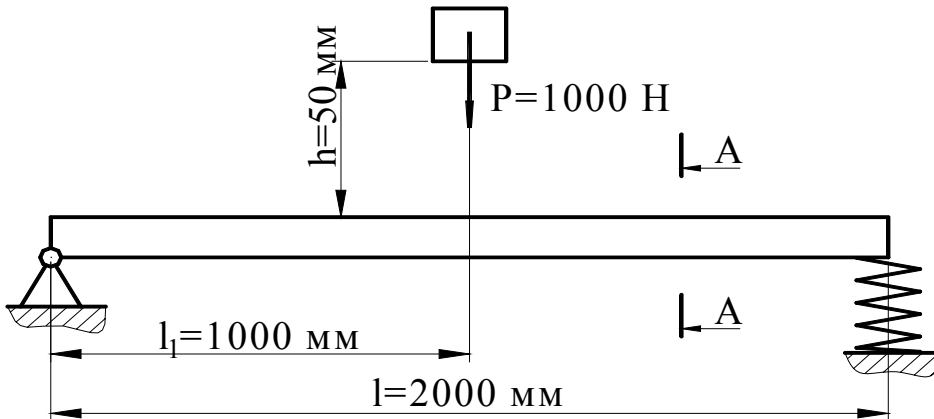


Рисунок 2.6 – Расчётная схема к задаче 2.7

Ход решения

Пункт 1 выполняется аналогично задаче 2.5.

2 Прогиб посередине балки от статического действия силы Р

$$\Delta_{\text{ст}} = \frac{P l^3}{48 E I} + \frac{P}{4c} = \frac{1000 \cdot 2000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 806 \cdot 10^4} + \frac{1000}{4 \cdot 300} = 2,41 \text{ мм}.$$

3 Коэффициент динамичности

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\Delta_{\text{ст}}}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 50}{2,41}} = 7,52.$$

4 Наибольший изгибающий момент от статического действия силы Р

$$M = P / 2 \cdot l / 2 = 1000 / 2 \cdot 2000 / 2 = 500 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

5 Максимальные нормальные напряжения от статического действия силы Р

$$\sigma_{\text{ст}} = M / W = 500 \cdot 10^3 / 79,61 \cdot 10^3 = 6,28 \text{ Н} / \text{мм}^2.$$

6 Нормальные напряжения от динамического действия силы Р

$$\sigma = \sigma_{\text{ст}} K_d = 6,28 \cdot 7,52 = 47,2 \text{ Н} / \text{мм}^2.$$

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Динамика и прочность прокатного оборудования / Ф.К. Иванченко, П.И. Полухин, М.А. Тылкин, В.П. Полухин. – М.: Металлургия, 1970. – 486 с.
- 2 Машины и агрегаты металлургических заводов: В 3 т. – Т.3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката: Учебник для вузов/ А.И.Целиков, П.И.Полухин, В.М.Гребеник и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Металлургия, 1988. – 680 с.
- 3 Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.
- 4 Розрахунок машин і механізмів прокатних цехів: Навч. посібник / Ф.К. Иванченко, В.М. Гребеник, В.І. Ширяев. – К.: Вища школа, 1995. – 455 с.
- 5 Прочность и износостойкость деталей машин / В.П.Когаев, Ю.Н.Дроздов. – М.: Высш. шк., 1991. – 319 с.

Навчальне видання

Методичні вказівки
до виконання контрольної роботи з дисципліни
«Динаміка і міцність металургійних машин»
для студентів заочного відділення спеціальності
7.090218 «Металургійне обладнання»
(російською мовою)

Укладач

Грибков Едуард Петрович

Редактор

Хахіна Неллі Олександрівна

Підп. до друку . Формат 60×84 1/16.

Папір офсетний. Різограф. друк. Ум. друк. арк. Обл.-вид. арк.

Тираж 25 прим. Зам. №

Видавець і виготівник

«Донбаська державна машинобудівна академія»

84313, м. Краматорськ, вул. Шкадінова, 72

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру
серія ДК №1633 від 24.12.03