

Министерство образования Российской Федерации

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

**Оборудование цехов
обработки металлов давлением**

**Расчет на прочность и жесткость элементов
главной линии стана**

Учебное пособие

**Санкт-Петербург
Издательство СПбГУ
2004**

УДК

Оборудование цехов обработки металлов давлением. Расчет на прочность и жесткость элементов главной линии стана: Учеб. пособие / Рудской А.И. Заборцев В.Н. Паршиков Р.А. Александров А.Э. СПб.:Изд-во СПбГПУ, 2004. с.

В учебном пособии рассмотрены способы расчета энергосиловых параметров процесса прокатки и расчеты на прочность основных элементов главной линии стана; приведены примеры их выполнения.

Пособие соответствует учебному плану и предназначено для студентов, изучающих курс «Оборудование, автоматизация и проектирование цехов обработки металлов давлением» специальности 110600 «Обработка металлов давлением».

© Санкт-Петербургский государственный
политехнический университет, 2004

Основные обозначения

h_0 – исходная толщина полосы;

h_1 – толщина полосы после прокатки;

h_{cp} – средняя высота очага деформации при прокатке $\left[h_{cp} = \frac{1}{2} (h_0 + h_1) \right]$;

Δh – абсолютное обжатие $(\Delta h = h_0 - h_1)$;

b_0 – исходная ширина полосы;

b_1 – конечная ширина полосы;

Δb – абсолютное уширение;

ε – относительное обжатие $(\varepsilon = \frac{\Delta h}{h_0})$;

D – диаметр валка;

D_p – диаметр рабочего валка;

$D_{оп}$ – диаметр опорного валка;

d – диаметр шейки валка;

l – длина дуги контакта;

α – угол захвата;

γ – угол нейтрального сечения;

ψ – коэффициент плеча равнодействующей;

μ – коэффициент трения;

K – истинное сопротивление одноосной деформации;

p_{cp} – среднее контактное напряжение;

P – усилие прокатки (полное давление металла на валки);

$M_{пр}$ – момент прокатки;

S – опережение;

σ_s – предел текучести;

σ_{s_0} – исходный предел текучести металла;

σ_{s_1} – предел текучести материала после прокатки;

σ_0 – переднее натяжение;

σ_1 – заднее натяжение;

W – момент сопротивления;

ν – коэффициент Пуассона;

E – модуль нормальной упругости;

G – модуль сдвига $(G = \frac{E}{2(1+\nu)})$;

τ – касательное напряжение;

m_H – нормальный модуль зацепления;

m_S – торцовый модуль зацепления $(m_S = \frac{m_H}{\cos \beta})$.

ВВЕДЕНИЕ

Учебным планом специальности 110600 «Обработка металлов давлением» предусмотрено выполнение курсового проекта по оборудованию и основам проектирования процессов обработки металлов давлением.

В большинстве случаев объектом проектирования являются рабочая и шестеренная клетки, т.е. главная линия стана. Заданием на проект предусматривается выполнение расчетов энергосиловых параметров рабочей клетки и привода, а также прочностных расчетов наиболее важных элементов рабочей и шестеренных клеток – валков, станины, нажимного устройства и элементов привода (шпинделя, шестеренного валка, муфт).

В процессе выполнения проекта студенты испытывают определенные затруднения, связанные с определением исходных параметров процесса, с выбором расчетной схемы и формул, с правильной оценкой результатов расчета.

Учебное пособие направлено на приобретение студентами навыков и опыта проектирования, а также на повышение эффективности и качества выполнения ими курсового проекта.

Предполагается, что студенты изучили, согласно государственному образовательному стандарту предшествующие курсы специализации («Теория обработки металлов давлением», «Технология обработки металлов давлением», «Оборудование цехов обработки металлов давлением»), а также теоретические дисциплины, такие как «Теоретическая механика», «Сопротивление материалов», «Теория машин и механизмов», «Детали машин».

Глава 1. Определение основных расчетных параметров

Основными исходными параметрами для расчета прокатной и шестеренной клетей являются полное давление металла на валки и момент прокатки. При продольной прокатке (рис.1) они определяются по известным формулам [1]:

$$P = p_{\text{ср}}F; \quad (1)$$

$$\mu_{\text{пр}} = 2P\psi l; \quad (2)$$

где $p_{\text{ср}}$ – среднее контактное напряжение; F – площадь контакта валков с полосой; ψ – коэффициент плеча равнодействующей; l – длина дуги контакта.

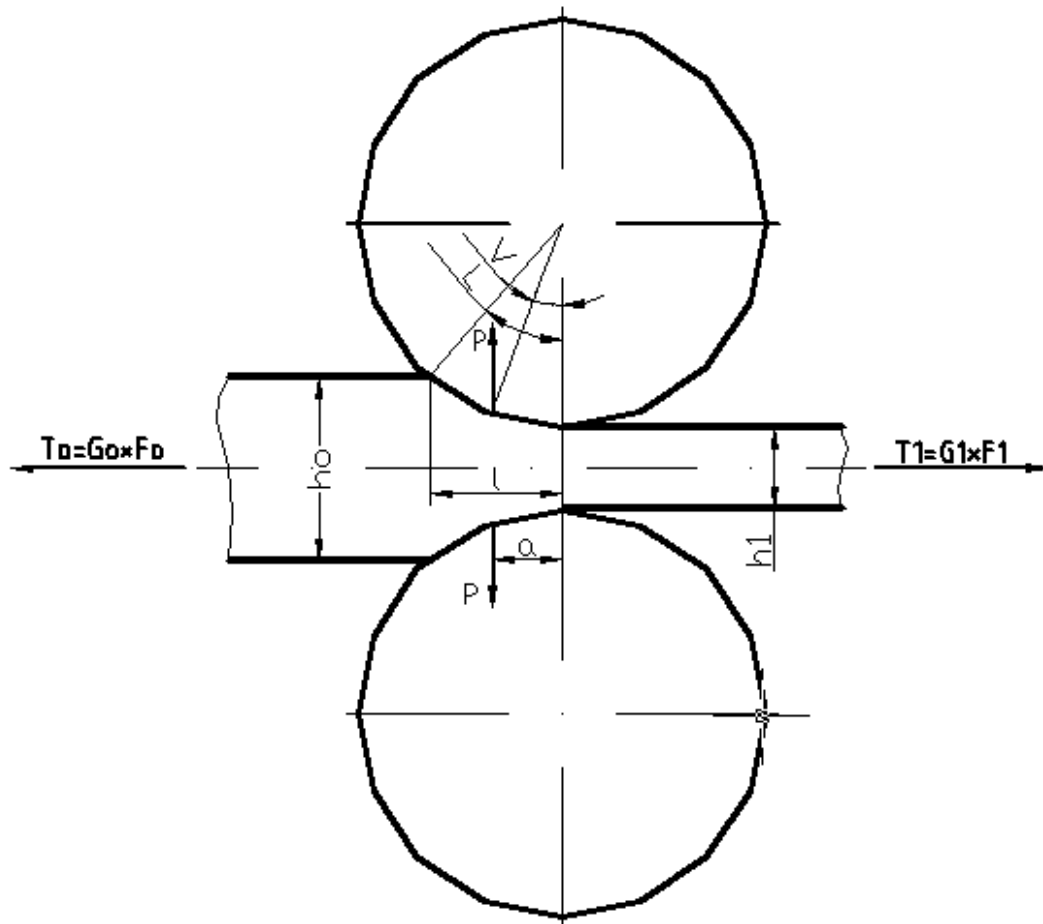


Рис. 1. Схема продольной прокатки

1.1. Среднее давление

В общем случае можно использовать формулу В.С. Смирнова:

$$p_{\text{ср}} = K n_{\sigma} n_{\beta} n_{\text{в.з.}},$$

где n_{σ} – коэффициент, учитывающий влияние трения на поверхности контакта металла с валками, переднего и заднего натяжения (коэффициент подпора); n_{β} – коэффициент ширины полосы, учитывающий влияние среднего главного напряжения; $n_{\text{в.з.}}$ – коэффициент, учитывающий влияние внешних зон; K – истинное сопротивление одноосной деформации.

В свою очередь, истинное сопротивление деформации определяется из опытов на растяжение и из выражения

$$K = n_v n_H \sigma_s,$$

где n_v – коэффициент, учитывающий влияние скорости деформации, определяется на основании опытных данных; n_H – коэффициент, учитывающий влияние наклепа в процессе деформации; определяется на основании опытных данных; σ_s – предел текучести материала, определяемый на основании статических испытаний на растяжение; средняя скорость деформации при прокатке определяется по формуле:

$$u_{cp} = v/l \cdot \varepsilon, 1/c$$

Скоростной коэффициент следует учитывать при горячей прокатке, при холодной прокатке влиянием скорости деформации на усилие деформирования обычно пренебрегают. Для ориентировочных расчетов при горячей прокатке можно использовать данные, представленные на рис. 2. Более подробные сведения по сопротивлению пластической деформации приведены в работах [5,12].

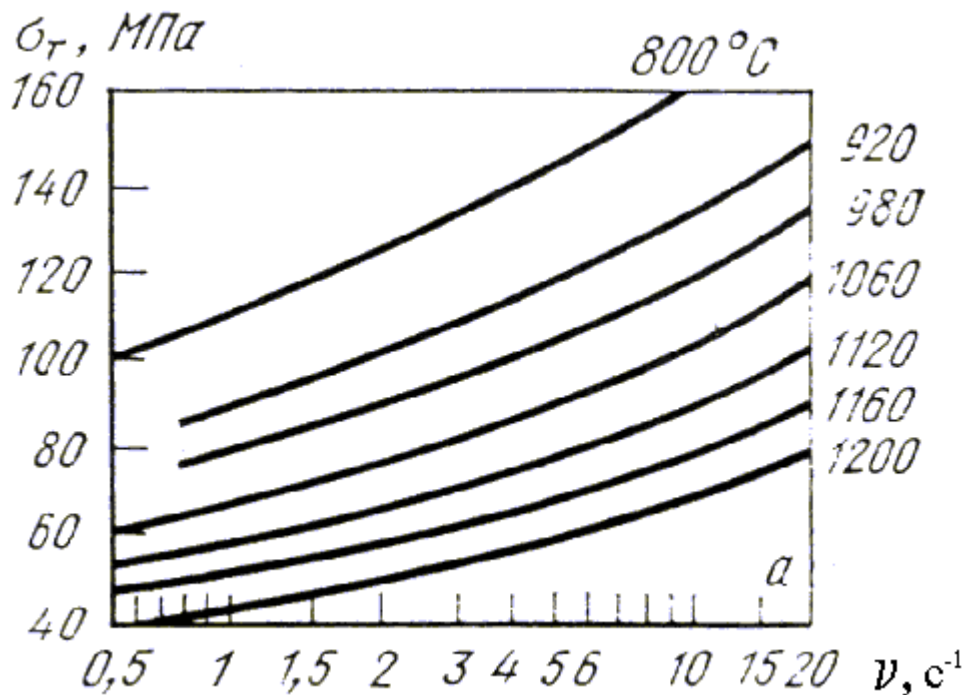


Рис. 2. Зависимость предела текучести от скорости деформации при различных температурах

Задача определения p_{cp} упрощается, если использовать формулы А.И. Целикова и А.А. Королева для конкретных видов продольной прокатки [2].

Прокатка при относительном обжатии $\varepsilon < 0,4$

$$p_{cp} = n_{\beta} K \frac{1}{m} (e^m - 1), \quad (3)$$

где $m = \frac{\mu l}{h_{cp}}$, $n_{\beta} = 1,15$ при $b/h \geq 5$, $n_{\beta} = 1 + \frac{\mu b}{3h}$ при $b/h \leq 5$; $K = K_{cp} = \frac{\sigma_{s_0} + \sigma_{s_1}}{2}$.

Прокатка с обжатием $\varepsilon > 0,4$

$$p_{cp} = K \frac{2}{\varepsilon \delta} \left[\left(\frac{1}{1-\varepsilon} \right)^{\frac{\varepsilon-1}{2}} - \left(1 - \frac{\varepsilon}{2} \right) \right] n_{\beta}, \quad (4)$$

где $\delta = \frac{2\mu}{\alpha}$.

Горячая прокатка

$$p_{cp} = n_{в.з.} K \left(1 + \frac{\mu l}{2h_{cp}} \right) n_{\beta}, \quad (5)$$

где $n_{в.з.} = \left(\frac{l}{h_{cp}} \right)^{-0,4}$ при прокатке высоких полос ($l/h < 1$); $n_{в.з.} = 1$ при $l/h > 1$.

Прокатка с натяжением

$$p_{cp}^H = p_{cp} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_{cp}}{K_{cp} n_{\beta}} \right), \quad (6)$$

где $\sigma_{cp} = \frac{\sigma_0 + \sigma_1}{2}$; $K_{cp} = \frac{\sigma_{s_0} + \sigma_{s_1}}{2}$; p_{cp} – среднее контактное напряжение, определяется по формулам (3) или (4).

Прокатка при упругом сплющивании валков

В этом случае в выражения (3), (4), (6) необходимо вместо l подставить значение l_c (рис. 3.), которое определяется по формуле

$$l_c = \sqrt{0,5\Delta h \cdot D + x_1^2} + x_1. \quad (7)$$

Параметр x_1 определяется по формуле

$$x_1 = 4 \frac{1-\nu^2}{\pi E} D p_{cp}. \quad (8)$$

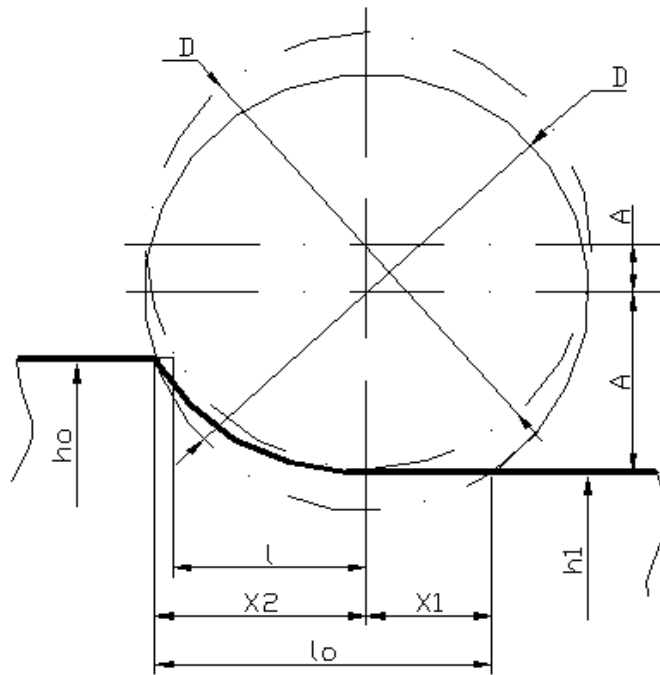


Рис. 3. Сплющивание валков при прокатке

Упругое сплющивание оказывает существенное влияние на параметры процесса прокатки при холодной прокатке листа и ленты. Для расчета p_{cp} в этом случае следует применять формулу (6), которая с учетом формулы (3) принимает вид

$$p_{cp}^H = n_{\beta} K_{cp} \frac{1}{m_c} \left(\epsilon^{m_c} - 1 \right) \left(1 - \frac{\sigma_{cp}}{n_{\beta} K_{cp}} \right), \quad (9)$$

где $m_c = \frac{\mu l_c}{h_{cp}}$.

Практически процедуру определения среднего контактного напряжения можно осуществить одним из двух способов:

- Методом последовательных приближений при совместном решении уравнений (9), (8) и (7), принимая в первой итерации $l_c = l = \sqrt{0,5 \cdot \Delta h \cdot D}$; $m_c = m = \frac{\mu \cdot l}{h_{cp}}$.
- Непосредственным определением m_c по формуле [2]

$$m_c = \frac{b_c}{2 \epsilon^{-0,6 b_c}} \left[1 + \sqrt{1 + \epsilon^{m_c} \frac{\epsilon^{-0,6 b_c}}{b_c^2}} \right]. \quad (10)$$

Эта формула дает удовлетворительные результаты при $b_c < 0,45$:

$$b_c = 8 \frac{1 - \nu^2}{\pi E} \left(15 K_{cp} - \sigma_{cp} \right) \frac{\mathcal{D}\mu}{h_{cp}} \quad (11)$$

Прокатка сортовых профилей (круг, квадрат, рельсы, балки, швеллеры и др.)

Среднее контактное напряжение

$$p_{cp} = K_{cp} \cdot n_K, \quad (12)$$

где n_K – коэффициент формы калибра

$$n_K = a \left(\frac{l}{h_{cp}} + b \frac{h_{cp}}{l} \right) > 1,$$

здесь a, b – коэффициенты, зависящие от формы калибра.

При $1 < l/h_{cp} < 2$:

- 1) $a = 0,5$ и $b = 1$ – прокатка простых профилей (узкая полоса, плоский овал), когда схема деформации двухмерная;
- 2) $a = 0,7$ и $b = 0,5$ – для овальных и круглых калибров;
- 3) $a = 0,7$ и $b = 0,5$ – для квадратных и ромбических калибров;
- 4) $a = b = 0,8$ – для фасонных закрытых калибров.

При $l/h_{cp} > 2$: $n_K = 0,75 + 0,25 l/h_{cp}$.

Примечание: при прокатке в калибрах принято определять условную толщину полосы в данном проходе: $h_0 = \frac{F_0}{b_0}$; $h_1 = \frac{F_1}{b_1}$, где F_0, F_1 – соответственно начальная и конечная площади поперечных сечений полосы.

Коэффициент трения μ определяется условиями прокатки.

При горячей прокатке ($t > 700$ °C) коэффициент трения определяют по формуле Экелунда:

$$\mu = n_1 \left(0,05 - 0,0005 t \right) n_2,$$

где n_1 – коэффициент, характеризующий шероховатость поверхности: $n_1 = 1,0$ для стальных валков с грубой поверхностью; $n_1 = 0,8$ для чугунных валков с закаленной поверхностью; n_2 – коэффициент, учитывающий скорость прокатки, для скоростей 1, 5, 10 и 20 м/с соответственно $n_2 = 1,0; 0,9; 0,8; 0,75$ и $0,7$.

При холодной прокатке:

При прокатке жести на шлифованных валках с весьма хорошей смазкой полосы:

пальмовым маслом..... $\mu = 0,03 - 0,04$;

оливковым маслом..... $\mu = 0,055$;

эмульсией пальмового масла..... $\mu = 0,05 - 0,065$;

касторовым маслом..... $\mu = 0,045$;

ланолином..... $\mu = 0,04$.

При прокатке тонких стальных листов и полосы на шлифованных валках с хорошей смазкой:

эмульсией минерального масла..... $\mu = 0,07 - 0,1$;

эмульсией пальмового (касторового) масла..... $\mu = 0,06 - 0,08$.

При дрессировке листов и полосы на шлифованных валках всухую (без смазки)... $\mu = 0,12 - 0,15$.

1.2. Полное давление металла на валки

Полное давление металла на валки определяется по формуле

$$P = p_{cp} b_{cp} l, \tag{13}$$

где p_{cp} – среднее контактное напряжение, определенное по одной из формул (3), (6), (9), (12); b_{cp} – средняя ширина полосы, при незначительном уширении принимают $b_{cp} = b_l$;

1.3. Момент прокатки

Момент прокатки рассчитывается по формуле (2). После определения p_{cp} и длины дуги контакта $l(l_c)$ необходимо определить коэффициент плеча равнодействующей ψ . Согласно схеме, представленной на рис.1,

$$\psi = \frac{a}{l},$$

где a – плечо приложения усилия прокатки (равнодействующей).

Рассмотрим определение момента прокатки для различных условий деформирования.

Простой процесс прокатки

Простой процесс прокатки – прокатка в двухвалковом стане с приводными валками одинакового диаметра.

Коэффициент плеча равнодействующей при прокатке прямоугольной полосы можно определить по формуле [2]

$$\psi = \frac{1}{4} \frac{\ln\left(\frac{h_0}{h_1}\right) h_1 D \left(1 + S\right)}{l^2}. \quad (14)$$

Для горячей прокатки, когда нет сплющивания валков,

$$\psi = \frac{1}{2} \frac{1 - \varepsilon}{1 - \varepsilon/2} \left(1 + S\right), \quad (15)$$

где S – опережение [1], $S = \frac{D}{2h} \gamma^2$; $\gamma = \frac{\alpha}{2} \left(1 - \frac{\alpha}{\mu}\right)$.

Формулу (14) можно использовать также для прокатки с натяжением при условии что $\sigma_0 = \sigma_l$.

Исходя из опытных данных, можно рекомендовать следующие значения коэффициента плеча равнодействующей ψ :

при горячей прокатке $\psi = 0,45 - 0,5$;

при холодной прокатке $\psi = 0,2 - 0,35$;

при прокатке наиболее сложных фасонных профилей $\psi = 0,6 - 0,7$.

При определении опережения S следует исходить из того, что при прокатке тонких полос оно может достигать 10–15 %; обычно же опережение находится в пределах 3–5 % и уменьшается с увеличением толщины полосы.

Прокатка с натяжением

Момент прокатки (формула А.И. Целикова):

$$M_{\text{пр}} = \frac{1}{2} \left(p_{\text{ср}} \ln \frac{h_0}{h_1} - \sigma_1 + \sigma_0 \right) h_1 D \left(1 + S \frac{b}{D} \right), \quad (16)$$

где $p_{\text{ср}}$ – среднее контактное напряжение при прокатке без натяжения, определяется обычно по формуле (9).

Прокатка в валках, один из которых холостой

Момент прокатки при прокатке с холостым валком принимают таким же, как при обычной прокатке двумя приводными валками, момент прокатки в этом случае сообщается только одному прокатному валку.

Прокатка на стане с валками разного диаметра

На основании практических данных принимают момент привода валка большего диаметра за

$$M_1 = \left(2 - 1,6 \frac{M_{\text{пр}}}{M_1} \right) M_{\text{пр}}; \quad (17)$$

момент привода валка меньшего диаметра – за

$$M_2 = \left(0,8 - 0,4 \frac{M_{\text{пр}}}{M_2} \right) M_{\text{пр}}. \quad (18)$$

1.4. Крутящий момент и мощность двигателя

1. Определение номинального статического момента, приведенного к валу двигателя:

$$M_{\text{ст}} = \frac{M'_{\text{пр}} + M_{\text{тр}}}{i \eta_{\text{п}}}, \quad (19)$$

где $M'_{\text{пр}}$ – момент прокатки, приведенный к осям приводных валков; $M_{\text{тр}}$ – момент трения в подшипниках валков; i – передаточное отношение; $\eta_{\text{п}}$ – к.п.д. передачи.

Для станов дуо $M'_{\text{пр}} = M_{\text{пр}}$, который определяется по одной из формул (2), (16).

Момент трения в подшипниках двухвалкового стана:

$$M_{\text{тр}} = 4 \left(\frac{P}{2} \right) \mu_{\text{п}} \left(\frac{d_{\text{п}}}{2} \right) = P \mu_{\text{п}} d_{\text{п}}, \quad (20)$$

где $\mu_{\text{п}}$ – коэффициент трения в подшипниках валков; $d_{\text{п}}$ – диаметр шейки вала.

При прокатке на стане кварто приводными могут быть как рабочие, так и опорные валки.

Если приводными являются рабочие валки:

$$M'_{\text{пр}} = M_{\text{пр}},$$

$$M_{\text{тр}} = P \mu_{\text{оп}} d_{\text{оп}} \left(\frac{D_{\text{р}}}{D_{\text{оп}}} \right), \quad (21)$$

где $d_{\text{оп}}$ – диаметр шейки опорного валка; $D_{\text{р}}$ – диаметр рабочего валка; $D_{\text{оп}}$ – диаметр опорного валка.

Если приводными являются опорные валки:

$$M'_{\text{пр}} = M_{\text{пр}} \left(\frac{D_{\text{оп}}}{D_{\text{п}}} \right), \quad (22)$$

$$M_{\text{тр}} = P \mu_{\text{оп}} d_{\text{оп}}, \quad (23)$$

Трением в подшипниках шеек рабочих валков обычно пренебрегают.

Рекомендуемые коэффициенты трения в подшипниках $\mu_{\text{п}}$ [2]:

- для подшипников с коническими роликами.....0,04;
- для подшипников жидкостного трения.....0,003;
- для подшипников скольжения из цветных сплавов (бронза).....0,07 – 0,1;
- то же с текстолитовыми вкладышами.....0,01 – 0,02.

Коэффициент полезного действия передачи

$$\eta_{\text{п}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3,$$

где $\eta_1 = 0,92 - 0,95$ – к.п.д. шестеренной клетки; $\eta_2 = 0,95 - 0,98$ – к.п.д. редуктора для каждой ступени; $\eta_3 = 0,99$ – к.п.д. шпинделей с муфтами.

Коэффициент полезного действия стана

$$\eta_{\text{ст}} = \frac{M_{\text{пр}}}{M_{\text{ст}}} = \frac{M_{\text{пр}}}{M_{\text{пр}} + M_{\text{тр}}} \eta_{\text{п}} = \frac{1}{1 + \frac{M_{\text{тр}}}{M_{\text{пр}}}} \eta_{\text{п}}. \quad (24)$$

На станах, где в процессе прокатки меняются скорость и направление, при расчете мощности стана и выборе двигателя следует учитывать момент сил инерции, т.е. динамический момент, приведенный к валу двигателя:

$$M_{\text{дин}} = \sum_k m_k D_k^2 \frac{1}{i_k^2} \frac{d\omega}{dt}, \quad (25)$$

где D_k – диаметр k -й вращающейся массы; $\frac{d\omega}{dt}$ – угловое ускорение двигателя; i_k – передаточное отношение k -й вращающейся массы.

Для сплошных цилиндрических тел динамический момент инерции (маховый момент)

$$J = \frac{1}{8} m D^2,$$

где m – масса тела; D – наружный диаметр.

Приравняв маховый момент моменту инерции, определим диаметр инерции D_k :

$$\frac{1}{8} m D^2 = m D_k^2,$$

откуда

$$D_k = \frac{1}{2\sqrt{2}} D.$$

Цикл одного пропуска включает паузу, ($t_{\text{хх}}$) период разгона на холостом ходу ($t_{\text{х.х}}$), захват заготовки, период разгона под нагрузкой (t_2), установившейся скорости (t_3), торможения под нагрузкой (t_4), выброс заготовки, торможение без нагрузки (t_5), реверс (рис.4).

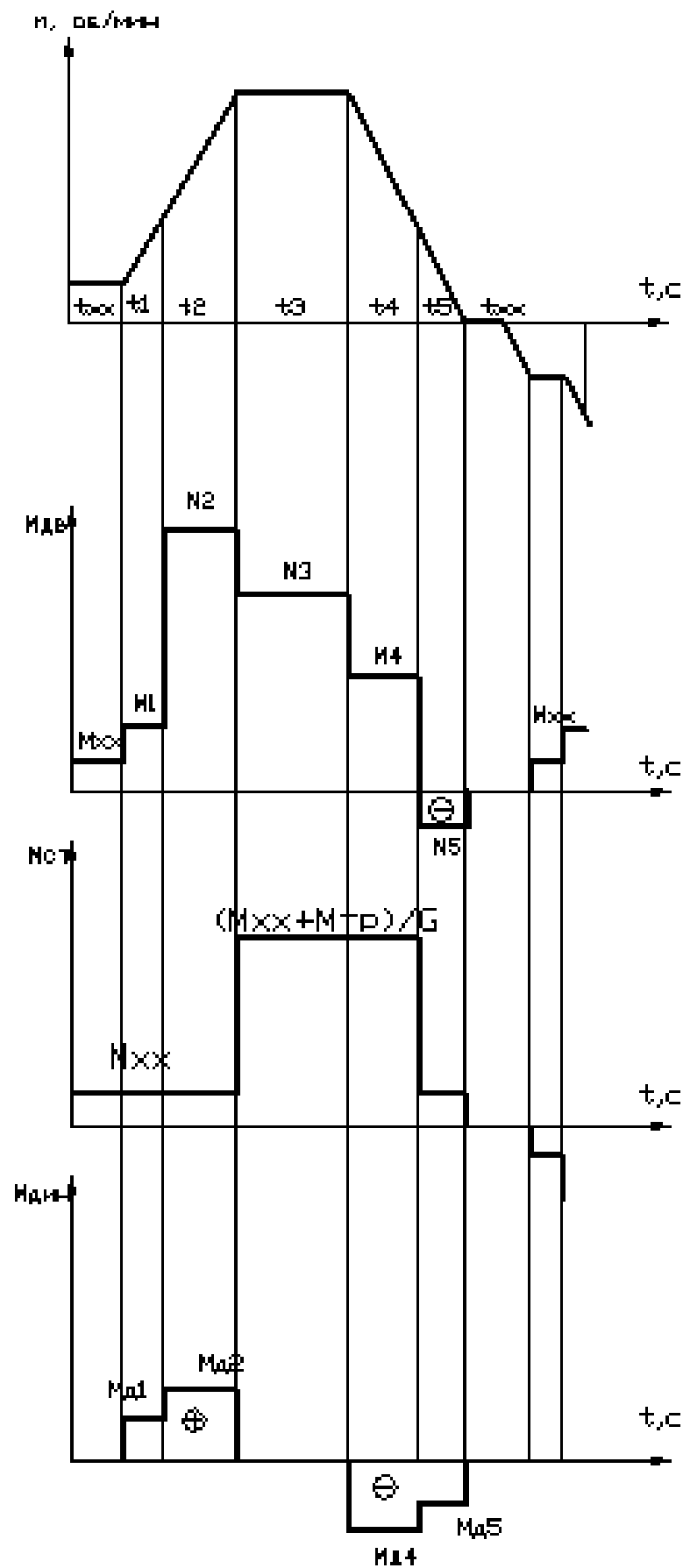


Рис. 4. Диаграмма нагрузки двигателя прокатного стана

Рассмотрим моменты (статические и динамические), приведенные к валу двигателя.

1. При ускорении и торможении привода без металла в валках

$$\begin{aligned} M_1 &= M_{\text{ст1}} + M_{\text{дин1}} = M_{\text{xx}} + \frac{1}{4} \frac{d\omega}{dt} \sum_k m \frac{D_k^2}{i_k^2} \\ M_5 &= M_{\text{xx}} - \frac{d\omega}{dt} \sum_k m \frac{D_k^2}{i_k^2} \end{aligned} \quad (26)$$

где M_{xx} – момент холостого хода:

$$M_{\text{xx}} = \sum_k \frac{m_k \mu_k d_k}{2i} g, \quad (27)$$

где $m_k g$ – нагрузка на подшипник от массы одной вращающейся детали в линии привода. Обычно момент холостого хода составляет 2–5 % от номинального момента двигателя.

2. При ускорении и торможении привода с металлом в валках

$$\begin{aligned} M_2 &= M_{\text{ст2}} + M_{\text{дин2}} = \frac{M_{\text{пр}} + M_{\text{тр}}}{i\eta} + \frac{d\omega}{dt} \sum_k m D_k^2 \frac{1}{i_k^2} \\ M_4 &= M_{\text{ст4}} - M_{\text{дин4}} = \frac{M_{\text{пр}} + M_{\text{тр}}}{i\eta} - \frac{d\omega}{dt} \sum_k m D_k^2 \frac{1}{i_k^2} \end{aligned} \quad (28)$$

3. При прокатке с постоянной (установившейся) скоростью

$$M_3 = M_{\text{ст3}} = \frac{M_{\text{пр}} + M_{\text{тр}}}{i\eta}. \quad (29)$$

Номинальный момент $M_{\text{н}}$ определяют по эквивалентному моменту, что соответствует одновременно проверке двигателя на перегрев:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{M_1^2 t_1 + M_2^2 t_2 + M_3^2 t_3 + M_4^2 t_4 + M_5^2 t_5 + M_{\text{xx}}^2 t_{\text{xx}}}{t_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_{\text{xx}}}} \leq M_{\text{н}}, \quad (30)$$

где $t_{\text{ц}}$ – время цикла прокатки одной полосы.

Проверка на допустимую перегрузку:

$$\frac{M_{\text{дв.мак}}}{K} \leq M_{\text{н}},$$

где $M_{\text{дв.мак}}$ – максимальный момент двигателя по нагрузочной диаграмме; K – коэффициент перегрузки, для реверсивных двигателей постоянного тока $K = 2,5 - 2,75$.

Таким образом, номинальный момент двигателя должен быть больше момента по нагреву и допускаемому моменту с учетом коэффициента перегрузки.

Глава 2. Расчеты на прочность.

Расчету на прочность и жесткость элементов прокатной клетки и шестеренной клетки стана предшествует этап изучения их устройства, назначения ее отдельных узлов и механизмов, составление кинематической схемы линии стана: прокатная клетка – шестеренная клетка – редуктор – двигатель.

Основной метод расчета деталей на прочность – это расчет по допускаемым напряжениям. Согласно этому методу, условия прочности при статическом нагружении записываются в виде

$$\sigma \leq [\sigma] \text{ и } \tau \leq [\tau]$$

или

$$n_\sigma \geq n_{[\sigma]} \text{ и } n_\tau \geq n_{[\tau]},$$

где σ и τ – эквивалентные нормальные и касательные напряжения, определяемые по одной из гипотез прочности; $[\sigma]$ и $[\tau]$ – допускаемые напряжения при статических нагрузках; n_σ и n_τ – действительные (расчетные) и $n_{[\sigma]}$ и $n_{[\tau]}$ – допускаемые (нормативные) коэффициенты запаса прочности.

Расчет на жесткость предусматривает ограничение упругих перемещений деталей в допускаемых пределах.

Для выполнения расчета можно рекомендовать следующую последовательность действий:

- составление расчетной схемы с учетом характера взаимодействия деталей друг с другом;
- определение нагрузок, действующих на детали;
- определение и построение эпюр внутренних усилий;

определение опасного сечения, а в сечении – опасной точки;
 анализ напряженного состояния в опасной точке;
 определение эквивалентного напряжения;
 выполнение поверочного или проектного расчета;

Выбор допускаемых напряжений можно осуществить двумя методами – табличным или дифференциальным. Первый предполагает использование нормативных данных научно-исследовательских институтов и проектных организаций. Дифференциальный метод заключается в определении искомых величин по формулам, учитывающим различные факторы, влияющие на прочность конструкций.

Допускаемые напряжения при статическом нагружении определяют по формулам:

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{n_{\sigma}}; \quad \tau_{\text{доп}} = \frac{\tau_{\text{пред}}}{n_{\tau}},$$

где $\sigma_{\text{пред}}$ и $\tau_{\text{пред}}$ – предельные напряжения, при достижении которых деталь выходит из строя.

Для пластичных материалов обычно в качестве предельных напряжений принимают физический или условный предел текучести $\sigma_{\text{пред}} = \sigma_S$ (σ_{02}) и $\tau_{\text{пред}} = \tau_T$, а для хрупких материалов – предел прочности (временное сопротивление): $\sigma_{\text{пред}} = \sigma_B$ и $\tau_{\text{пред}} = \tau_B$.

При расчете на прочность деталей, работающих в условиях действия переменных нагрузок, в качестве предельных напряжений принимают соответствующие пределы выносливости σ_{-1} , τ_{-1} : $\sigma_{\text{пред}} = \sigma_{-1}$ и $\tau_{\text{пред}} = \tau_{-1}$.

Допускаемый коэффициент запаса прочности можно определить по формуле:

$$[n] = [n_1][n_2][n_3],$$

где $[n_1]$ – коэффициент, учитывающий точность применяемых расчетов (при точных методах $[n_1] = 1 \dots 1,5$; при расчетах средней точности – $1,6 \dots 3,0$); $[n_2]$ – коэффициент, учитывающий однородность металла (для стальных поковок и проката $[n_2] = 1,2 \dots 1,5$; для стальных отливок – $1,5 \dots 1,8$; для деталей из чугуна – $1,5 \dots 2,5$); $[n_3]$ – коэффициент, учитывающий особую ответственность детали, ее высокую стоимость ($[n_3] = 1 \dots 1,5$).

При расчетах на выносливость рекомендуется применять двукратный запас прочности [6].

2.1. Расчет прокатных валков на прочность и жесткость

Прокатный валок рассматривается как вал переменного сечения, расположенный на двух опорах (подшипниковых), нагруженный крутящим моментом и сосредоточенной силой (при прокатке в калибрах) (рис. 5,а) или распределенной нагрузкой (при прокатке листа и полосы) (рис. 5,б). В том и другом случае рабочая поверхность и шейка валка испытывают совместные деформации изгиба и кручения. Кроме того, в области контакта рабочего валка с полосой и с опорным валком действуют сжимающие контактные напряжения.

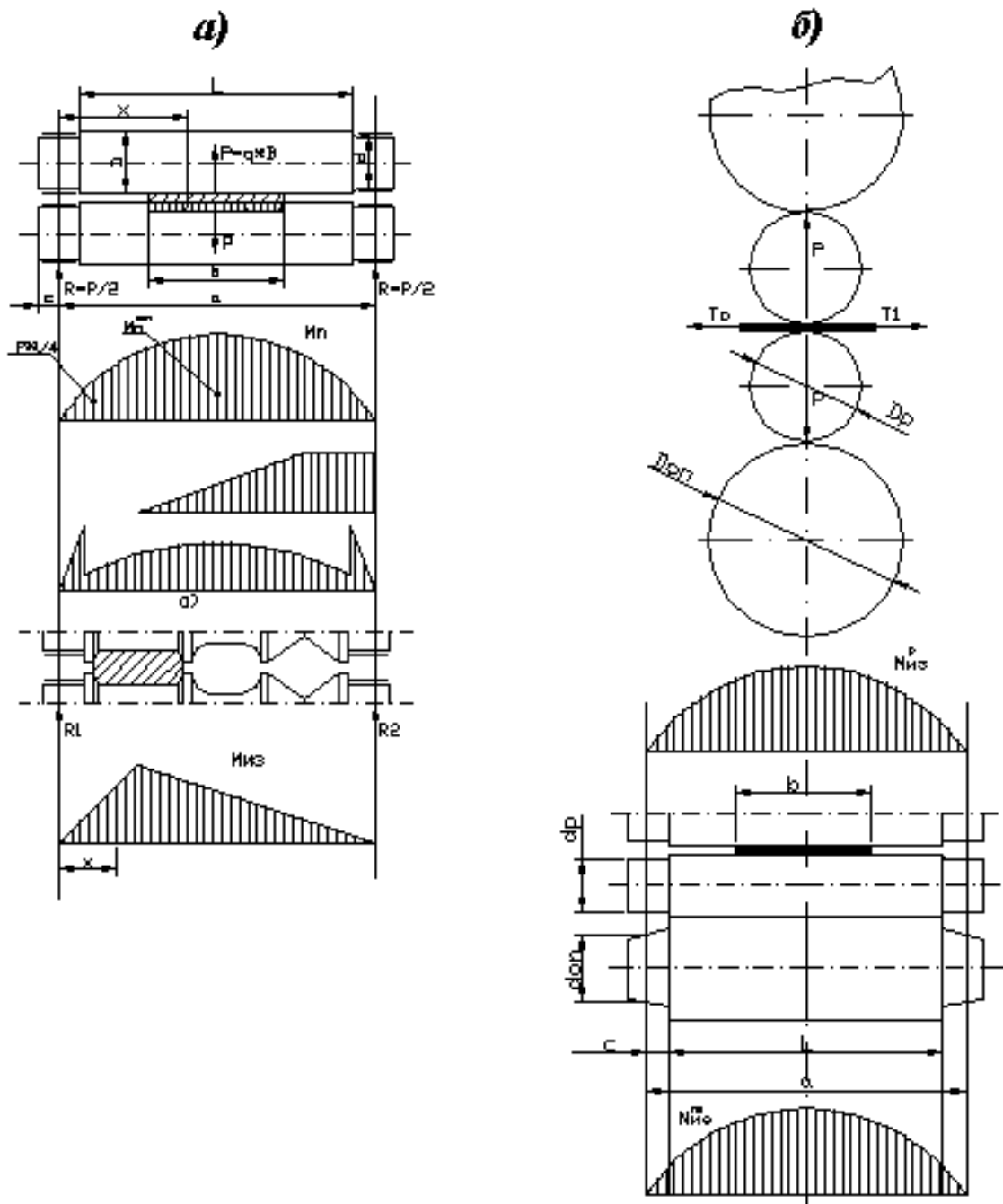


Рис. 5. К расчету валков на прочность и жесткость

Напряжение кручения в бочке валка обычно не подсчитывают ввиду его незначительной величины по сравнению с напряжением изгиба.

2.1.1. Расчет валков двухвалковых станов

Расчет на прочность.

Напряжения изгиба в бочке валка определяют по следующей формуле:

$$\sigma_{из}^{max} = \frac{M_{из}^{max}}{W} = \frac{M_{из}^{max}}{0,1D^3}. \quad (31)$$

Для ручьевых валков (рис. 5,а)

$$M_{из}^{max} = P \frac{x}{a} \left(\frac{a-x}{2} \right).$$

Для листовых двухвалковых станов

$$M_{из}^{max} = \frac{P}{4} \left(a - \frac{b}{2} \right). \quad (32)$$

Для обеих схем P – полное давление металла на валки.

Шейку валка рассчитывают на изгиб с кручением в переходном сечении от шейки к бочке, принимая $c = l/2$:

$$\sigma = \frac{M_{из}}{W} = \frac{M_{из}}{0,1d^3}; \quad \tau = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{M_{кр}}{0,2d^3}, \quad (33)$$

где d – диаметр шейки; $M_{из} = P \frac{x l}{a 2}$ (для ручьевых валков); $M_{из} = \frac{P l}{2 2}$ (для листовых валков); $M_{кр} = \frac{1}{2} M_{пр}$ – момент прокатки.

Результирующее (эквивалентное) напряжение определяют по формулам: для стальных валков – по 4-й (энергетической) теории прочности:

$$\sigma_{эkv} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}, \quad (34)$$

для чугунных валков – по теории Мора:

$$\sigma_{эkv} = 0,375\sigma + 0,625\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}. \quad (35)$$

Результирующее напряжение не должно превышать допускаемого, которое принимают, исходя из пятикратного запаса прочности.

Расчет на жесткость.

Жесткость валков определяется деформацией изгиба валков:

$$f = f_1 + f_2 + \Delta,$$

где f_1 – прогиб валка от изгибающего момента; f_2 – прогиб валка от поперечных сил; Δ – радиальное сплющивание валков.

Согласно формуле А.И. Целикова:

$$f_1 = \frac{P}{384EJ_1} \left[8a^3 - 4ab^2 + b^3 + 64c^3 \left(\frac{J_1}{J_2} - 1 \right) \right]; \quad (36)$$

$$f_2 = \frac{P}{\pi GD^2} \left[a - \frac{b}{2} + 2c \left(\frac{D^2}{d^2} - 1 \right) \right], \quad (37)$$

где J_1, J_2 моменты инерции соответственно бочки и шейки валка; обычно $f_2 = (0,1 - 0,4)f_1$.

При определении составляющей упругого сплющивания валков учитывают то обстоятельство, что толщина прокатываемой полосы значительно меньше радиуса рабочих валков и поэтому ее влиянием на упругую деформацию валков пренебрегают. Предполагают поэтому, что валки непосредственно соприкасаются друг с другом и что для определения максимальной радиальной деформации (сплющивания) валков δ можно использовать решение Герца:

$$\delta = \frac{q}{\pi} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \ln \frac{3(D_1 + D_2)}{q \left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right]}, \quad (38)$$

где ν_1, E_1, D_1 и ν_2, E_2, D_2 – коэффициент Пуассона, модуль упругости, диаметр соответственно рабочего и опорного валков.

Для двухвалковых станков принимают $\nu_1 = \nu_2 = \nu$; $E_1 = E_2 = E$; $D_1 = D_2 = D$ и, следовательно,

$$\Delta = \delta_1 = \frac{2(1-\nu^2)q}{\pi E} \ln \frac{3ED}{q(1-\nu^2)}, \quad (39)$$

где δ_1 – упругое сплющивание валков на поверхности контакта с полосой.

При прокатке в 4-валковой клетке:

$$\Delta = \delta_1 + 2\delta_2,$$

где δ_2 – упругое сплющивание на поверхности контакта рабочего и опорного валков, определяется по формуле (38).

Условие жесткости:

$$f = f_1 + f_2 + \delta_1 + 2\delta_2 \leq f_{\text{доп}}.$$

Допускаемая деформация $[f]$ изменяется в пределах 0,05 – 0,2 мм – при холодной прокатке и 0,3 – 1,0 мм – при горячей прокатке.

Для определения планшетности полосы Δf необходимо знать разность прогибов валка в сечениях, соответствующих середине и кромке полосы. Эта величина, возникающая под действием изгибающих моментов (Δf_1) и поперечных сил (Δf_2), определяется по формулам [2]:

$$\Delta f_1 = \frac{P}{18,8ED^4} (2ab^2 - 7b^3); \quad \Delta f_2 = \frac{P}{\pi GD^2} \frac{b}{2}; \quad (40)$$

$$\Delta f = \Delta f_1 + \Delta f_2.$$

2.1.2. Расчет валков станков кварто

При прокатке в станах кварто происходит перераспределение усилия прокатки между рабочими и опорными валками таким образом, что наибольшая часть давления воспринимается опорным валком. Усилия на рабочем и опорном валке определяют по формулам:

$$P_p = P \frac{1}{11 \left(\frac{D_{\text{оп}}}{D_p} \right)^4}; \quad P_{\text{оп}} = P - P_p, \quad (41)$$

где P – полное давление металла на валки.

Для валков стана кварто выполняют следующие расчеты:

определение касательных напряжений в шейке;

определение контактных напряжений на поверхности контакта рабочего и опорного валков;

определение радиального сплющивания на поверхности контакта полоса – валок и рабочий валок – опорный валок;

расчет изгибных напряжений и деформаций;

проверку прочности на выносливость;

определение минимальной толщины полосы.

Расчет касательных напряжений, возникающих в шейке рабочего валка, выполняют по формуле

$$\tau_{кр} = \frac{1/2 M_{пр} + 1/2 M_{тр.оп}}{0,2d^3}, \quad (42)$$

где $M_{пр}$ – момент прокатки; $M_{тр.оп}$ – момент трения в подшипниках опорных валков; d – диаметр шейки рабочего валка.

Контактные напряжения на поверхности сопротивления рабочего и опорного валков вычисляют по формуле

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{2q}{\pi} \frac{1}{\frac{(-v_1^2)}{E_1} + \frac{(-v_2^2)}{E_2}} \frac{D_1 + D_2}{D_1 \cdot D_2}}, \quad (43)$$

где $q = P_{ср} l$.

Если $v_1 = v_2 = v$ и $E_1 = E_2 = E$, то

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{qE}{\pi} \frac{D_1 + D_2}{(-v^2) D_1 D_2}}. \quad (44)$$

Допускаемое напряжение при расчете на контактную прочность принимают $[\sigma_k] = 3\sigma_s$ [2].

Прогибы рабочего или опорного валков определяются по формулам (36), (37). Радиальное сплющивание рабочего валка на поверхности контакта полосы с валком – по формуле (39), рабочего и опорного валка – по формуле (38).

Суммарная радиальная деформация валков стана кварто

$$\Delta = f_1 + f_2 + \delta_p + 2\delta_{оп}, \quad (45)$$

где f_1, f_2 – изгиб в середине бочки валка от изгибающего момента и поперечной силы; δ_p – радиальная деформация рабочего валка на поверхности контакта полосы с валком; $\delta_{оп}$ – радиальная деформация на поверхности контакта рабочего и опорного валков.

Определение минимальной толщины полосы (определяется при холодной прокатке полос).

Возможность получения при холодной прокатке листов минимальной толщины зависит от упругого контактного сплющивания рабочих валков и может быть определена по формуле [3]

$$h_{min} = \frac{D_p \mu K - \sigma_{ср}}{0,28 E}, \quad (47)$$

где $K = 1,15\sigma_s$; $\sigma_{ср} = \frac{\sigma_0 + \sigma_1}{2}$.

Ориентировочно минимальная толщина определяется из соотношения

$$h_{min} = \frac{D_p}{1500 - 2000}. \quad (48)$$

2.2. Расчет нажимного винта и гайки

Стержень винта проверяют на сжатие и кручение, а пятю винта – на сжатие. Резьбу гайки проверяют на смятие и срез, а опорную поверхность гайки – на смятие.

Расчет винта

Напряжение сжатия винта

$$\sigma = \frac{4Y}{\pi d_1^2}, \quad (49)$$

где Y – максимальное усилие, действующее на винт; d_1 – внутренний диаметр резьбы. Если нажимной винт работает во время прокатки полосы, то $Y=P/2$.

Касательное напряжение кручения винта

$$\tau = \frac{M_{кр}}{0,2d_1^3}. \quad (50)$$

Момент кручения равен моменту вращения нажимного винта:

$$M_{кр} = M_B = Y \left[\mu_{п} \frac{d_{п}}{3} + \frac{d_{ср}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \right], \quad (51)$$

где $d_{п}$ – диаметр пятю нажимного винта; $\mu_{п}$ – коэффициент трения в пяте; $d_{ср}$ – средний диаметр резьбы нажимного винта; $\alpha = \operatorname{arctg} \frac{S'}{\pi d}$ (S' – шаг резьбы; d – наружный диаметр винта); φ – угол трения в резьбе, $\varphi = \operatorname{arctg} \mu_p$ (μ_p – коэффициент трения в резьбе, принимают $\mu_p = 0,1$).

Эквивалентное напряжение определяют по формуле (34)

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

Напряжение сжатия в пяте нажимного винта

$$\sigma_{сж} = \frac{Y}{\pi d_{п}^2}. \quad (52)$$

Напряжение смятия между витками винта и гайки

$$\sigma_{см} = \frac{4Y}{\pi (d^2 - d_1^2) z}, \quad (53)$$

где z – число витков; $z = \frac{H}{t}$ (H – высота гайки; t – шаг винта).

Напряжение смятия по площади соприкосновения гайки со станиной:

$$\sigma_{см} = \frac{4Y}{\pi (D^2 - d_{отв}^2)}. \quad (54)$$

где D – наружный диаметр гайки; $d_{отв}$ – диаметр поверхности гайки.

Примечание. В случае отсутствия данных по допускаемым напряжениям на смятие конкретного материала их значения принимают $2 - 3\sigma_s$.

Расчет резьбы гайки на срез

Напряжение среза резьбы гайки определяется по формуле:

$$\tau_{ср} = \frac{Y}{\pi d_1 S z}, \quad (55)$$

где S – толщина витка резьбы; $z = H/t$ – число витков гайки (H – высота нарезки гайки; t – шаг резьбы).

Определение крутящего момента и мощности двигателя

Момент на валу двигателя определяется по формуле:

$$M_{\text{дв}} = M_{\text{ст}} + M_{\text{дин}},$$

где $M_{\text{ст}} = M_{\text{в}} / i \eta$ (i – передаточное отношение; η – к.п.д. передачи от двигателя к вин-

ту; $\mu_{\text{в}}$ определяется по формуле (29)); $M_{\text{дин}} = \frac{1}{4} \frac{d\omega}{dt} \sum_k m_k \cdot \frac{D_k}{i^2}$.

Для нажимных механизмов, работающих при небольших скоростях в настроенном режиме, динамическую компоненту крутящего момента обычно не учитывают.

2.3. Расчет станины

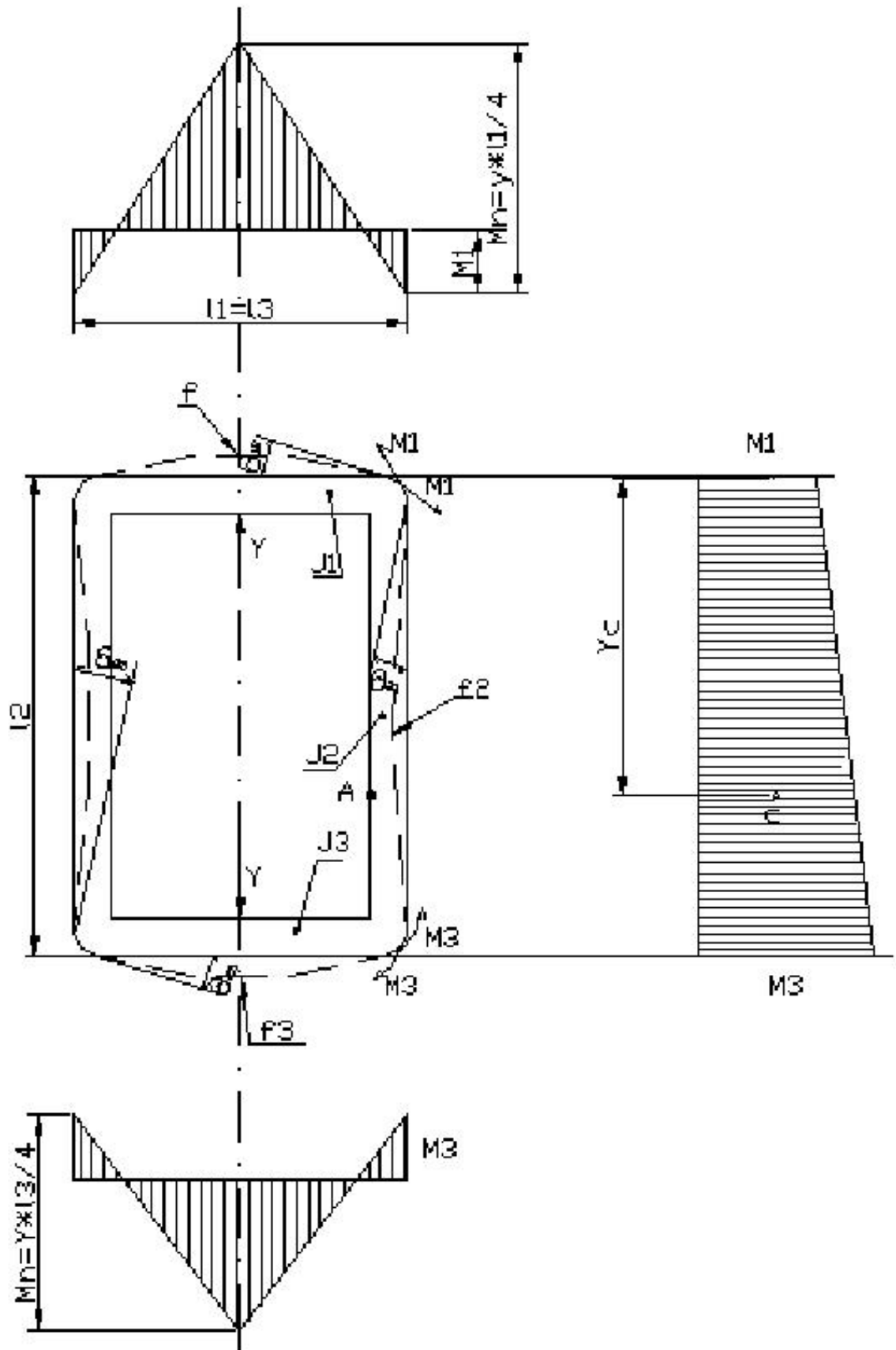


Рис. 6. К расчету станины на прочность и жесткость

Станину (рис.6) рассчитывают как раму, нагруженную вертикальной силой $Y=P/2$ (P – максимальное усилие, действующее при прокатке). Поперечины станины подвергаются изгибу, а стойки – растяжению и изгибу. Задача является статически

неопределенной. Изгибающие моменты M_1 и M_3 определяются из условия равенства углов поворота θ в граничных сечениях станины [2]:

$$M_1 = \frac{M_{\text{п}}}{2} \frac{1}{1 + m \frac{m+3n}{m(n-1)+3n}}; \quad (56)$$

$$M_3 = \frac{M_{\text{п}}}{2} \frac{1}{1 + m \frac{m+3}{m(n-1)+3n}}; \quad (57)$$

$$\frac{M_3}{M_1} = 1 + \frac{(n-1)3m}{3n + (n-1)m},$$

где $M_{\text{п}}$ – максимальный момент изгиба поперечины, $M_{\text{п}} = \frac{Yl_1}{4}$; $m = \frac{l_2}{l_1} \frac{J_1}{J_2}$; $n = \frac{J_1}{J_3}$.

Обычно $m \gg 1$, а $n = 1,1 - 1,4$, поэтому $\frac{M_3}{M_1} > 1$. Этому отвечает эпюра изгибающих моментов в стойках, представленная на рис. 6.

Каждая стойка станины растягивается силой $Y/2$ и изгибается моментами M_1 и M_3 . Наиболее нагруженной является внутренняя точка А стойки, где напряжение растяжения от изгиба суммируется с напряжением растяжения от действия силы $Y/2$:

$$\sigma_{\text{ст. max}} = \frac{Y}{2F_2} + \frac{M_1 + M_3}{2W_2}. \quad (58)$$

В каждой поперечине действуют нормальные напряжения только от изгибающих моментов:

$$\sigma_{\text{ВП}} = \frac{M_{\text{п}} - M_1}{W_1}; \quad \sigma_{\text{НП}} = \frac{M_{\text{п}} - M_3}{W_3}, \quad (59)$$

где $\sigma_{\text{ВП}}$, $\sigma_{\text{НП}}$ – соответственно напряжения в верхней и нижней поперечинах.

Допускаемые напряжения для станины определяют из условия десятикратного запаса прочности.

Деформация от растяжения стойки станины силой Y равна

$$f_2 = \frac{Yl_2}{2EF_2}. \quad (60)$$

Деформация верхней и нижней поперечин от изгибающих моментов и перерезывающих сил:

$$f_{\text{в}} = \frac{Yl_1^3}{48EJ_1} \left(1 - 6 \frac{M_1}{Yl_1} \right) + k \frac{Yl_1}{4GF_1}; \quad (61)$$

$$f_{\text{н}} = \frac{Yl_3^3}{48EJ_3} \left(1 - 6 \frac{M_3}{Yl_3} \right) + k \frac{Yl_3}{4GF_3}, \quad (62)$$

где k – коэффициент формы сечения, для прямоугольного сечения $k = 1,2$.

Суммарная вертикальная деформация станины $f = f_2 + f_b + f_n$.

Допускаемая деформация станины зависит от типа стана: для станов холодной прокатки $[f]=0,3 - 0,5$ мм; для листовых станов горячей прокатки $[f]=0,6 - 1,0$ мм.

Упругие свойства станины характеризует модуль жесткости C

$$C = \frac{Y}{f_{ст}} \quad (63)$$

При проектировании прокатных станов принимают следующие значения жесткости станин рабочей клетки, мН/мм: для сортовых станов 5 – 8; для листовых (горячей прокатки) 10 – 15; для листовых станов холодной прокатки 15 – 20.

2.4. Расчет универсального шпинделя

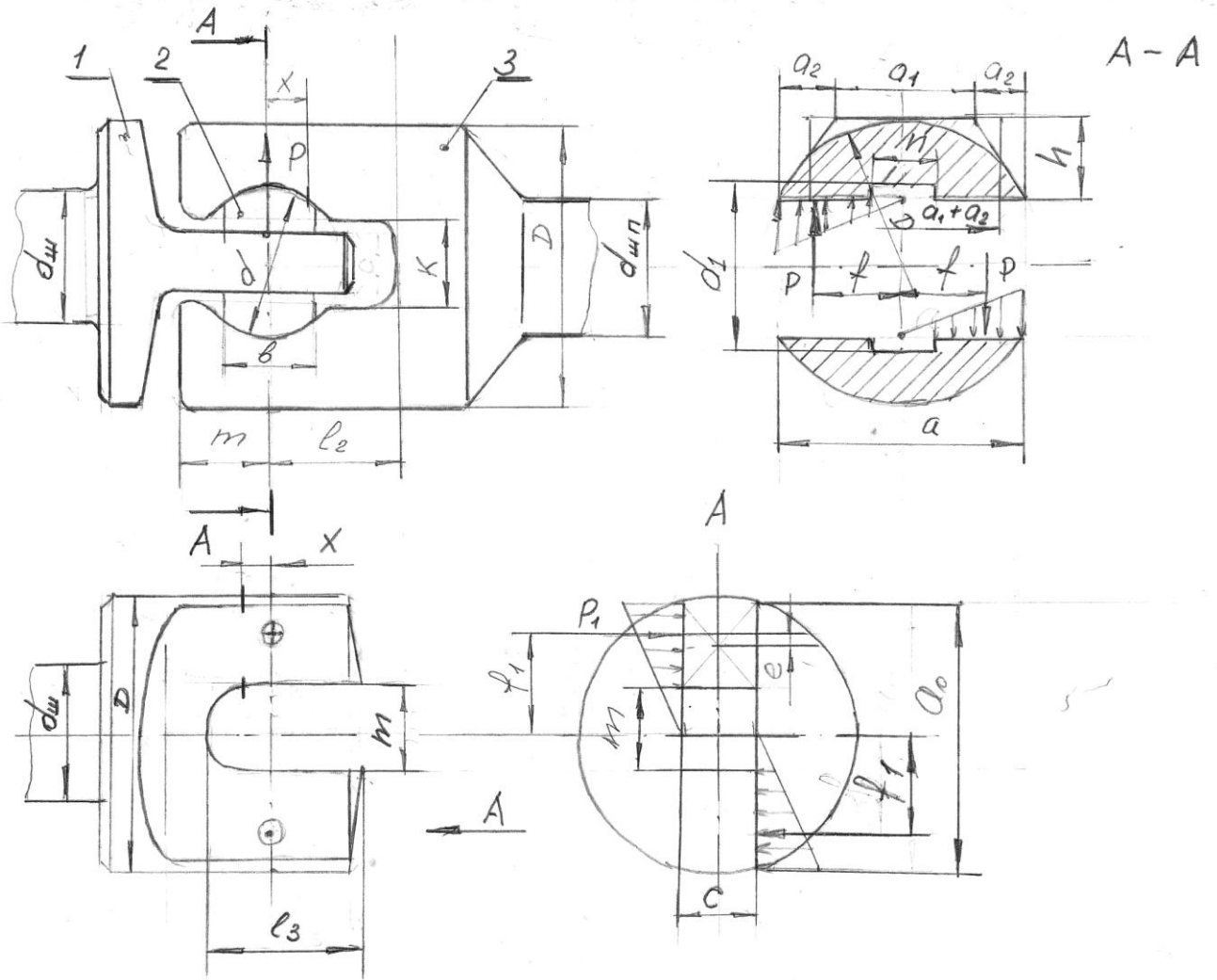


Рис. 7. К расчету универсального шпинделя.

Передача крутящего момента валку осуществляется вилкой 3 шпинделя (рис. 7.) через вкладыши 2 к лопасти 1 валка. Сила, с которой вкладыш воздействует на щеку вилки шпинделя

$$P = \frac{M_{\text{кр}}}{2f} \quad (64)$$

Расчет вилки. Сечение вилки на расстоянии x от центра шарнира испытывает деформацию кручения и изгиба

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{2W_{\text{кр}}}; \quad \sigma_{\text{из}} = \frac{Px}{W_{\text{из}}} = \frac{M_{\text{кр}}x}{2fW_{\text{из}}}, \quad (65)$$

где f – координата приложения равнодействующей, определяемой из условия, что контактные напряжения на щеке вилки распределены по трапеции. В этом случае

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2};$$

При $x = 0$

$$\sigma = \sqrt{0 + 3\tau^2}.$$

При расчете напряжений по формулам (65) заранее трудно определить положение опасного сечения, где результирующее напряжение максимально, так как с

увеличением координаты x увеличивается не только изгибающий момент, но и поперечное сечение вилки. Следовательно, необходимо рассмотреть несколько сечений (включая $x = l_2$) и определить для каждого из них результирующее напряжение по приведенным выше формулам.

Для определения момента сопротивления кручению поперечного сечения вилки, имеющей форму сегмента, заменяют сегмент на эквивалентное ему прямоугольное сечение высотой h и шириной $(a_1 + a_2)$. Момент сопротивления прямоугольника сечению определяют по формуле

$$W_{кр} = \eta \overbrace{(a_1 + a_2)}^{\text{ширина}} h^2, \quad (66)$$

где η – коэффициент, определяемый из таблиц (приложение 3); при $\overbrace{(a_1 + a_2)}^{\text{ширина}} / h = 2 - 6$, $\eta = 0,25 - 0,3$.

Для определения момента сопротивления изгибу $W_{из}$ сечения, соответствующего координате x , сегмент заменяем равновеликой трапецией $(a_1 + 2a_2) \times a_1 \times h$. Тогда

$$W_{из} = \frac{3a_1^2 + 6a_1a_2 + 2a_2^2}{6 \overbrace{(a_1 + 4a_2)}^{\text{ширина}}} h^2.$$

Стержень круглого сечения, расположенный между валками шпинделя, проверяем на кручение:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{M_{кр}}{0,2d_{шп}^3},$$

где $d_{шп}$ – диаметр тела шпинделя.

Расчет лопасти. Так же, как и при расчете щеки вилки шпинделя, при расчете лопасти принимают, что контактное напряжение от вкладыша распределяется на поверхности каждой лопасти по трапеции и сила P_1 , действующая на лопасть при передаче крутящего момента, равна

$$P_1 = \frac{M_{кр}}{2f_1}. \quad (67)$$

В общем случае сила P_1 будет приложена эксцентрично относительно центра сечения лопасти толщиной C . В связи с этим эта сила будет скручивать лопасть моментом $M_{кр} = P_1 e$, где e – эксцентриситет приложения силы P_1 относительно центра тяжести сечения.

Таким образом, под действием силы P_1 в сечении I-I (см. рис.7) возникают напряжения изгиба и кручения:

$$\tau = \frac{P_1 e}{W_{кр}}; \quad \sigma_{из} = \frac{P_1 x}{W_{из}}, \quad (68)$$

где $W_{кр} = \eta \left[\overbrace{(a_0 - m)}^{\text{ширина}} / 2 \right] C^2$; $W_{из} = \left[\overbrace{(a_0 - m)}^{\text{ширина}} / 2 \right] \frac{C^2}{6}$.

Результирующее (эквивалентное) напряжение определяется по формуле (34).

2.5. Расчет шевронной передачи шестеренной клетки

Расчет зубчатого зацепления

Основные параметры шестерен шестеренной клетки – межосевое расстояние A (диаметр начальной окружности D_0), модуль m , число зубьев z , ширина шестерни b выбирают главным образом по конструктивным соображениям в зависимости от типа стана, размеров валков, максимальной высоты их подъема и величины передаваемого крутящего момента. После этого выполняют проверочный расчет передачи.

Расчетный момент зубчатого зацепления определяют по формуле:

$$M_{\text{расч}} = M_{\text{зац}} k, \quad (69)$$

где $M_{\text{зац}}$ – максимальный момент, передаваемый зубчатым зацеплением; $k = k_1 k_2 k_3$ – расчетный коэффициент; k_1 – коэффициент ширины шестерни (колеса), при $b/d_0 = 1,25; 2,0; 2,5$ соответственно $k_1 = 1,4; 1,55; 1,65$; $k_2 = 1 + 0,1i$ – коэффициент концентрации; k_3 – коэффициент качества; $k_3 = 1,2 - 1,4$ (меньшее значение соответствует более высокой точности изготовления).

Контактное напряжение (при угле профиля эвольвенты $\alpha = 20^\circ$, угле наклона зубьев $\beta \approx 30^\circ$ и коэффициенте перекрытия $\varepsilon = 1,35$):

$$\sigma_k = \frac{240}{A} \sqrt{\frac{M_{\text{расч}}}{b} \frac{+1}{i}}, \quad (70)$$

где i – передаточное отношение (для шестеренной клетки $i = 1$).

Напряжения изгиба

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{расч}} \psi}{y m_n^2 z b}, \quad (71)$$

где $\psi = 1,5 - 1,8$ – коэффициент концентрации напряжений, зависит от вида инструмента, применяемого при изготовлении; y – коэффициент формы зубьев шестерни, определяется в зависимости от так называемого приведенного числа зубьев

$$z_{\text{прив}} = \frac{z}{\cos^2 \beta}. \quad (72)$$

Для $z = 18 - 29$ $y = 0,35 - 0,42$; для $z = 30 - 50$ $y = 0,43 - 0,45$; для $z > 50$ $y = 0,45 - 0,48$.

Проверку зубчатого косозубого зацепления для шестеренных клеток и редукторов (при $\beta = 8^\circ 06' 34''$ и коэффициенте перекрытия $\varepsilon = 1,5 - 1,6$) выполняют по следующим формулам:

$$\sigma_k = \frac{250}{A} \sqrt{\frac{M_{\text{расч}}}{b} \frac{+1}{i}}; \quad (73)$$

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{1,1 M_{\text{расч}} \psi}{y m_n^2 z b}. \quad (74)$$

Для определения допустимых напряжений применяют следующие формулы:

$$\left[\sigma_k = 0,6 (\sigma_B + \sigma_S) \right] 30 \cong 2 \sigma_S; \quad (75)$$

$$\left[\sigma_{\text{и}} = 0,15 (\sigma_B + \sigma_S) \right] 25 \cong 0,45 \sigma_S. \quad (76)$$

Геометрические соотношения параметров шестерни:
для шестеренных клеток:

$$D_0 = A = m_s z,$$

где m_s – торцовый модуль ($m_s = m_w / \cos \beta$);
 для редукторов:

$$A = \frac{d_1 + d_2}{2} = m_s \frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{m_n}{2} \frac{z_1 + z_2}{\cos \beta}, \quad (77)$$

где d_1, d_2 – начальные диаметры находящихся в зацеплении зубчатых колес.

Расчет шестеренного вала на прочность

Расчет шестеренного вала сводится к расчету на прочность шейки вала. Наиболее нагруженной является шейка шестеренного вала со стороны привода (редуктора или двигателя), передающая полный крутящий момент ($M_{кр}$).

1. Определение усилий, действующих на валок (рис. 8).

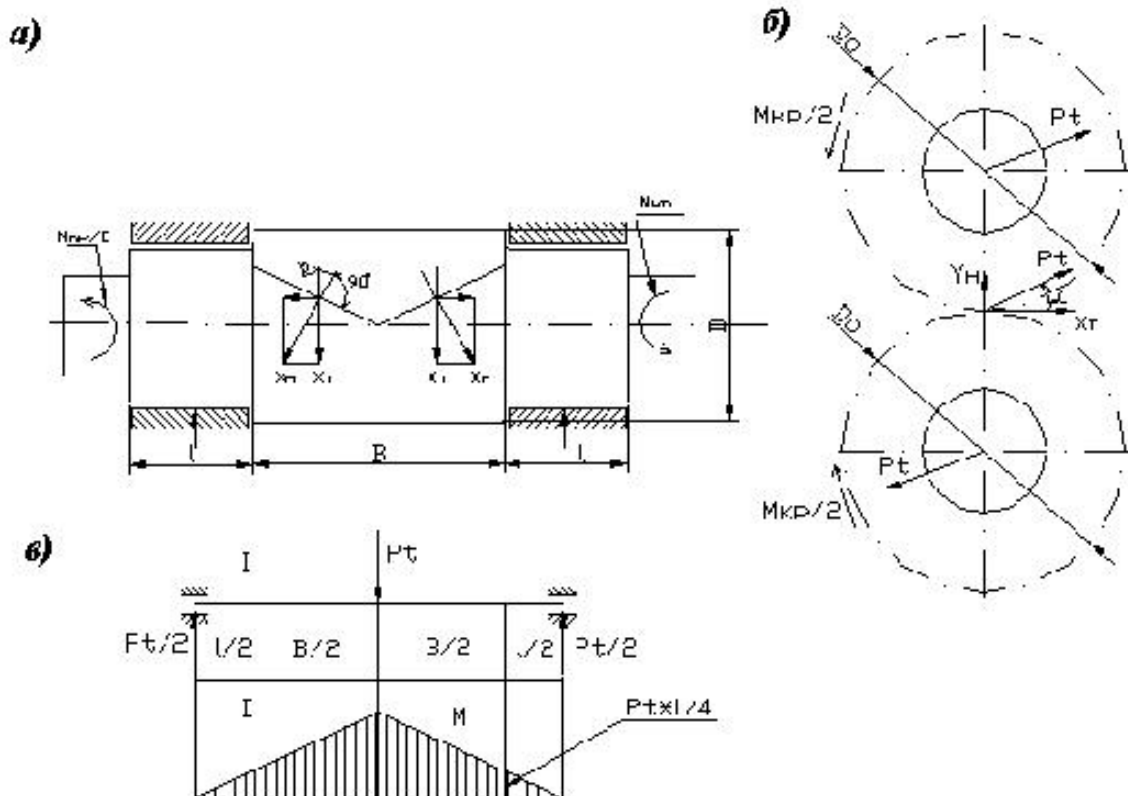


Рис. 8. Расчетная схема шестеренного вала

Усилие P_T , действующее в зацеплении на валок, определяется из соотношения:

$$P_T = \frac{2X_T}{\cos \alpha_T}, \quad (78)$$

где α_T определяется из выражения

$$\operatorname{tg} \alpha_T = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta},$$

при $\alpha = 20^\circ$ и $\beta = 30^\circ$ $\alpha_T = 23^\circ$.

Значение X_T определяется из крутящего момента, передаваемого зацеплением:

$$X_T = \frac{M_{\text{зац}}}{2 \frac{D_0}{2}} = \frac{M_{\text{зац}}}{D_0}.$$

Тогда

$$P_T = 2,17 \cdot \frac{M_{\text{зац}}}{D_0} = 1,085 \cdot \frac{M_{\text{кр}}}{D_0}. \quad (79)$$

Максимальное напряжение изгиба в сечении I-I:

$$\sigma = \frac{M_{\text{из}}}{0,1d^3}$$

Согласно схеме нагружения, $M_{\text{из}} = \frac{P_T}{2} \frac{1}{2} l = 0,27 M_{\text{кр}} \frac{l}{D_0}$.

Подставляя это значение в предыдущую формулу, получим $\sigma = 2,7 \frac{M_{\text{кр}} l}{D_0 d^3}$, где

l, d – длина и диаметр шейки шестеренного вала.

Напряжение кручения в сечении I-I: $\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{0,2d^3}$; результирующее напряже-

ние $\sigma_{\text{рез}} = \sqrt{\sigma_{\text{и}}^2 + 3\tau^2}$.

Допускаемое напряжение шеек шестеренных валков, изготавливаемых из стали 40 или 40Х, можно принять $[\sigma] = 130 - 150$ МПа.

2.6. Расчет зубчатых муфт

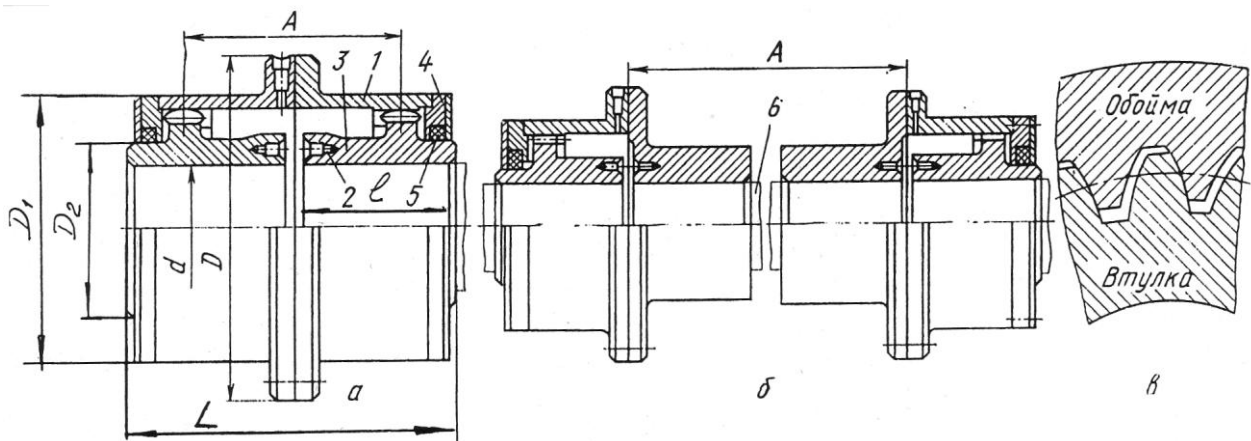


Рис. 9. Схема зубчатой муфты

Муфты изготавливают трех типов (рис. 9): 1 – с разъемной обоймой; 2 – с неразъемной обоймой; 3 – с промежуточным валом. ГОСТ 50895-96 предусматривает 10 типоразмеров таких муфт, способных передавать крутящий момент от 1000 до 63000 Н·м. (табл.1).

Муфты выбирают по наибольшему диаметру соединяемых валов.

Проверку на прочность производят по формуле

$$M_{\text{раб}} \leq \frac{M_{\text{кр}}}{k_1 k_2 k_3}, \quad (80)$$

где $M_{\text{раб}}$ – наибольший длительно действующий момент в условиях эксплуатации; $M_{\text{кр}}$ – номинальный крутящий момент, передаваемый муфтой и принимаемый по таблице; k_1 – коэффициент, учитывающий ответственность передачи (табл.2); k_2 – коэффициент, учитывающий условия работы (табл. 3); k_3 – коэффициент углового смещения (табл. 4).

Таблица 1

Основные параметры зубчатых муфт (ГОСТ 50845-96)

Номинальный крутящий момент $M_{\text{кр}}, \text{Н}\cdot\text{м}$	d	D	D_1	D_2	l	L
	не более, мм					
1000	40	145	100	60	82	174
1600	55	170	125	80		
2500	60	185	135	85	105	220
4000	65	200	150	95		
6300	80	230	175	115	130	270
10000	100	270	200	145	165	340
16000	120	300	230	175		345
25000	140	330	260	200	200	415
40000	160	410	330	230		
63000	200	470	390	290	240	500

Таблица 2

Расчетный коэффициент ответственности передачи (ГОСТ 50895-96)

Последствия, возникающие в результате выхода муфты из строя	Коэффициент ответственности передачи, K_1
Останов машины	1,0
Авария машины	1,2
Авария ряда машин	1,5
Человеческие жертвы	1,8

Таблица 3

Расчетный коэффициент ответственности передачи (ГОСТ 50895-96)

Режим работы механизма	Коэффициент условий работы, K_2
Спокойная работа равномерно нагруженных механизмов	1,0
Работа неравномерно нагруженных механизмов	1,1–1,3
Тяжелая работа с ударами неравномер-	1,3–1,5

но нагруженных и реверсивных механизмов	
---	--

Таблица 4.

Коэффициент углового смещения (ГОСТ 50895-96)

Угол перекоса вала	0,25°	0,5°	1,0°	1,5°
Коэффициент углового смещения, K_3	1,0	1,25	1,5	1,75

Зависимость радиальных Δ и угловых φ смещений осей втулок относительно оси обоймы для муфт типа 1 и 3 представлена на рис. 10 (ГОСТа 50895-96).

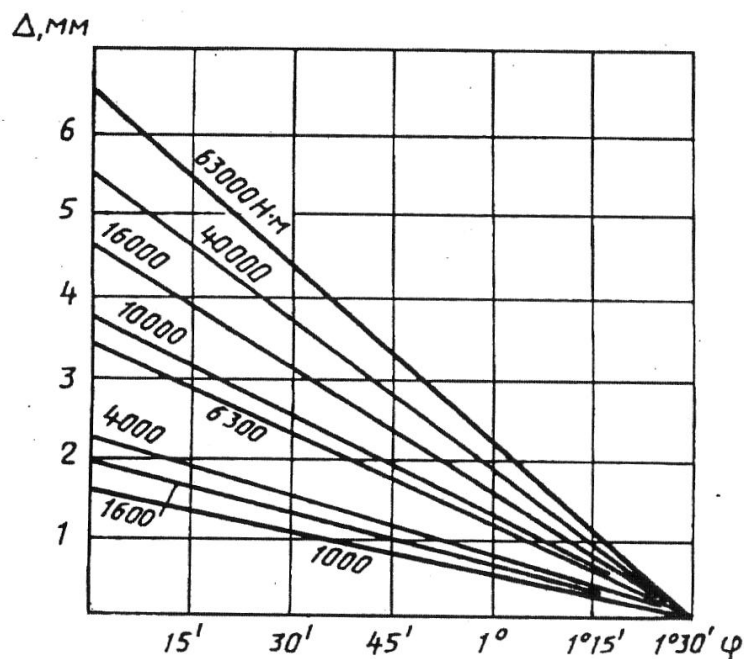


Рис.10. Диаграмма радиальных Δ и угловых φ смещений осей втулок относительно оси обоймы (для муфт типов 1 и 3)

Глава 3. Пример расчета

Определить энергосиловые параметры и выполнять поверочный расчет на прочность элементов клетки пятиклетьевого стана «1700» холодной прокатки листа, согласно параметрам прокатки (табл. 5).

Таблица 5

номер клетки (пропуска)	Толщина, мм		$\Delta h/h_0$		σ_s , МПа	$V_{пр}$, м/с	μ	Δh , мм	Натяжение, кН	
	h_0	h_1	ε_i	ε_Σ					T_0	T_1
1	2,2	1,6	0,27	0,27	450	4,7	0,08	0,6	155	259,2
2	1,6	1,1	0,313	0,46	540	6,8	0,07	0,5	259,2	213,8
3	1,1	0,8	0,27	0,63	580	9,4	0,05	0,3	213,8	167
4	0,8	0,6	0,25	0,68	610	12,5	0,05	0,2	167	131,8
5	0,6	0,5	0,167	0,77	630	15	0,05	0,1	131,8	113,4

Для расчета необходимо выбрать наиболее нагруженную клетку. Предполагаем (для примера), что максимальные усилия действуют в третьей клетке, кинематическая схема которой представлена на рис. 11.

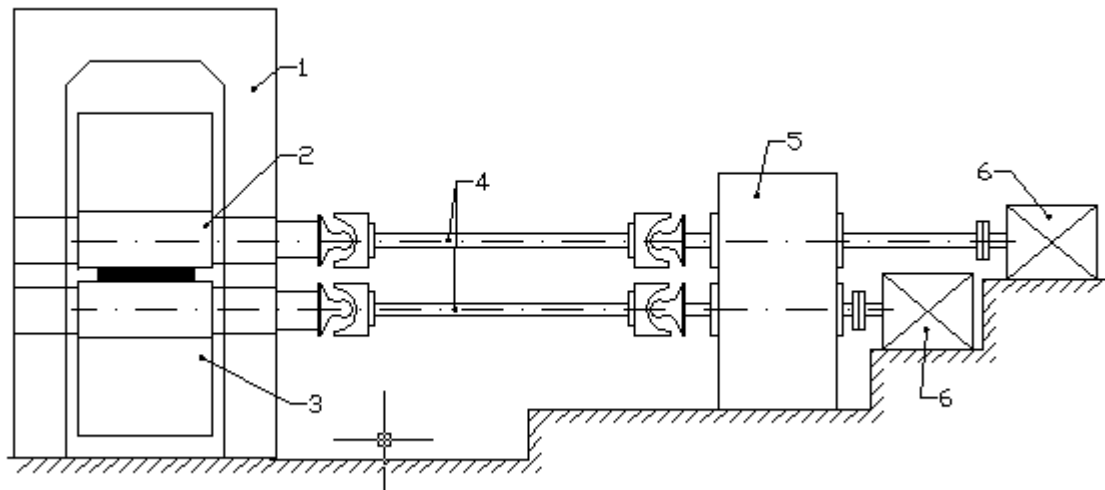


Рис. 11. Схема рабочей клетки стана: 1 – станина; 2 – рабочие валки; 3 – опорные валки; 4 – универсальные шпиндели; 5 – комбинированный редуктор; 6 – электродвигатели

Кроме того, имеем следующие данные: диаметр рабочих валков $D_p = 600$ мм; длина бочки $L_p = 1700$ мм; диаметр опорных валков $D_{оп} = 1500$ мм; длина бочки опорных валков $L_{оп} = 1800$ мм. Предел текучести стали (08кп) $\sigma_s = 196$ МПа [4]. Мощность двух двигателей $N = 2 \times 2000$ кВт; $n = 200/400$ об./мин. Передаточное отношение комбинированного редуктора $i = 0,78$; $C = 900$ мм; $C_p = 343$ мм.

3.1. Определение давления металла на валки

Согласно таблице $h_0 = 1,1$ мм; $h_1 = 0,8$ мм; $h_{cp} = 0,95$ мм; $\Delta h = 0,3$ мм; $\mu = 0,05$; $T_0 = 213,8$ кН; $T_1 = 167$ кН; $\sigma_s = 580$ МПа.

3.1.1. Определение среднего контактного напряжения

Для определения P_{cp} используем формулу (9), при этом параметр m_C вычислим по двум вариантам.

Первый вариант. P_{cp} определяем методом последовательных приближений, т.е. совместным решением системы уравнений (9), (8) и (7).

В первой итерации ($x_1 = 0$):

$$l_c = l = \sqrt{0,5 \Delta h D} = \sqrt{0,5 \cdot 0,3 \cdot 600} = 9,5 \text{ мм}; \quad m = \frac{\mu l}{h_{cp}} = \frac{0,05 \cdot 9,5}{0,95} = 0,5; \quad n_\beta = 1,15;$$

$$K = K_{cp} = \frac{\sigma_{s0} + \sigma_{s1}}{2} = \frac{540 + 580}{2} = 560 \text{ МПа}; \quad \sigma_{cp} = \frac{\sigma_0 + \sigma_1}{2}, \text{ где}$$

$$\sigma_0 = \frac{T_0}{F_0} = \frac{213,8 \cdot 10^3}{1,2 \cdot 0,0011} = 162 \text{ МПа}; \quad \sigma_1 = \frac{T_1}{F_1} = \frac{167 \cdot 10^3}{1,2 \cdot 0,0008} = 174 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{cp} = \frac{162 + 174}{2} = 168 \text{ МПа}.$$

Подставляя полученные значения в формулу (9), получим:

$$P_{\text{cp}}^{(1)} = 1,15 \cdot 560 \frac{1}{0,5} \left(e^{0,5} - 1 \right) \left(1 - \frac{168}{1,15 \cdot 560} \right) = 619,5 \text{ МПа.}$$

$$\text{Во второй итерации } x_1 = 4 \frac{1-\nu^2}{\pi E} DP_{\text{cp}} = 4 \cdot \frac{10^9 \cdot 0,91 \cdot 0,6 \cdot 619,5}{3,14 \cdot 2,2 \cdot 10^{11}} = 1,96 \text{ мм;}$$

$$\ell_c = \sqrt{\ell^2 + x_1^2} + x_1 = \sqrt{0,5^2 + 1,96^2} + 1,96 = 11,66 \text{ мм;}$$

$$m_c = \frac{0,05 \cdot 11,66}{0,95} = 0,613 .$$

Среднее контактное напряжение во второй итерации:

$$P_{\text{cp}}^{(2)} = 1,15 \cdot 560 \frac{1}{0,613} \left(e^{0,613} - 1 \right) \left(1 - \frac{160}{1,15 \cdot 560} \right) = 657,7 \text{ МПа.}$$

В третьей итерации:

$$x_1 = \frac{4 \cdot 10^9 \cdot 0,91 \cdot 0,6 \cdot 657,7}{3,14 \cdot 2,2 \cdot 10^{11}} = 2,08 \text{ мм;}$$

$$\ell_c = \sqrt{90,25 + 4,33} + 2,08 = 11,8 \text{ мм; } m_c = \frac{0,05 \cdot 11,8}{0,95} = 0,62;$$

$$P_{\text{cp}}^{(3)} = 1,15 \cdot 560 \frac{1}{0,62} \left(e^{0,62} - 1 \right) = 661 \text{ МПа.}$$

Последний результат отличается от предыдущего не более чем на 0,5 %, поэтому на этом расчет можно прекратить и принять $P_{\text{cp}} = 661 \text{ МПа}$.

Второй вариант. Для определения m_c применяем формулы (10), (11).

$$b_c = 8 \frac{1-\nu^2}{\pi E} \left(15k_{\text{cp}} - \sigma_{\text{cp}} \right) \frac{\mathcal{D}\mu}{h_{\text{cp}}} = \frac{8 \cdot 0,91 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 10^{11} \cdot 2,2} \left(15 \cdot 560 - 168 \right) \frac{600 \cdot 0,05}{0,95} = 0,15;$$

$$m_c = \frac{b_c}{2 \left(-0,6b_c \right)} \left[1 + \sqrt{1 + \left(m_c \right)^2 \frac{1 - 0,6b_c}{b_c^2}} \right] = \frac{0,15}{2 \left(-0,6 \cdot 0,15 \right)} \left[1 + \sqrt{1 + \left(m_c \cdot 0,5 \right)^2 + \frac{1 - 0,6 \cdot 0,15}{0,15}} \right] = 0,61 .$$

Подставим это значение в формулу (9), получаем

$$P_{\text{cp}} = 1,15 \cdot 560 \frac{1}{0,61} \left(e^{0,61} - 1 \right) \left(1 - \frac{168}{1,15 \cdot 560} \right) = 656,2 \text{ МПа.}$$

Как видим, результаты расчета по каждому из вариантов мало чем отличаются. Поскольку первый вариант является более достоверным, то принимаем для дальнейших расчетов $P_{cp} = 661$ МПа.

Полное давление металла на валки

По формуле (13) полное давление металла на валки

$$P = p_{cp} \ell b = 661 \cdot 10^6 \cdot 0,0118 \cdot 1,2 = 9360 \text{ кН.}$$

Определение момента прокатки и мощности двигателя

Определение момента прокатки

Момент прокатки определяем по формуле (16).

Вычисляем:

$$\alpha = \arccos \left(1 - \frac{\Delta h}{D_p} \right) = \arccos \left(1 - \frac{0,3}{600} \right) = 2^\circ = 0,035;$$

$$\gamma = \frac{\alpha}{2} \left(1 - \frac{\alpha}{\mu} \right) = \frac{0,035}{2} \left(1 - \frac{0,035}{0,05} \right) = 0,0053;$$

$$S = \frac{D_p}{2h} \gamma^2 = \frac{600 \cdot 0,0053^2}{2 \cdot 0,95} = 0,009,$$

т.е. опережение практически равно нулю.

Среднее контактное напряжение без учета натяжения:

$$P_{cp} = 1,15 \cdot 560 \frac{1}{0,62} \left(\epsilon^{0,62} - 1 \right) = 893,2 \text{ МПа.}$$

Подставляя полученные значения P_{cp} и S в формулу (16), получим

$$M_{пр} = 0,5 \left(893,2 \ln \frac{1,1}{0,8} - 174 + 162 \right) 8 \cdot 10^{-4} \cdot 1,2 \cdot 0,6 \left(+ 0,009 \right) = 79,2 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Определение крутящего момента

Статический крутящий момент на валу двигателя определяется по формуле (19). С учетом того, что приводными являются рабочие валки $M_{пр}=79,2$ кН·м. Поскольку давление металла на подшипники рабочих валков незначительно и составляет примерно $\frac{1}{40}$ от общего давления прокатки (см. формулу (41)), учитываем момент трения только в опорных валках. Согласно формуле (21), принимая коэффициент трения в подшипниках жидкостного трения равным 0,003, получим

$$M_{тр} = 9360 \cdot 0,003 \cdot 0,9 \cdot \frac{600}{1500} = 10,12 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Принимаем к.п.д. привода

$$\eta = 0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,92,$$

где 0,95 – к.п.д. шестеренных валков;

0,98 – к.п.д. одной ступени редуктора; $i = 0,78$;

0,99 – к.п.д. шпинделей с муфтами.

Статический крутящий момент на валу двигателя:

$$M_{ст} = \frac{79,2 + 10,12}{0,92 \cdot 0,78} = 124,5 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Стан работает в постоянном режиме, поэтому динамическая составляющая момента при прокатке отсутствует. Следовательно,

$$M_{дв} = M_{ст} = 124,5 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Проверка двигателя по моменту.

На клети установлены два двигателя мощностью по 2000 кВт,

$$n = \frac{200}{400} \text{ об/мин}.$$

При прокатке со скоростью 9,4 м/с двигатели работают в режиме 200 об/мин. Суммарный номинальный крутящий момент:

$$M^H = \frac{2N_{дв}}{\omega_{дв}} = \frac{2 \cdot 2000 \cdot 30}{\pi 200} = 191,1 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

отношение

$$\frac{M_{\text{ст}}}{M^{\text{н}}} = \frac{124,5}{191,1} = 0,65$$

указывает на запас двигателя по моменту, а, следовательно, и по мощности.

Определим максимально достижимую скорость прокатки в данной клетки:

$$g_{\text{max}} = \frac{2N_{\text{дв}}}{M_{\text{ст}}i} \frac{D}{2} = \frac{2 \cdot 2000 \cdot 0,6}{124,5 \cdot 0,78 \cdot 2} = 12,4 \text{ м/с.}$$

3.3. Поверочный расчет валков

Исходные данные

Приводными являются рабочие валки. Максимальное усилие $P = 9360 \text{ кН}$, момент, приведенный к оси рабочих валков $M = 0,5M_{\text{пр}} = 39,5 \text{ кН}\cdot\text{м}$

Материал валков: рабочего – сталь 9Х2МФ, опорного – сталь 75ХМФ, для обоих $\sigma_s = 600 \text{ МПа}$. Запас прочности пятикратный. Разность переднего и заднего натяжений $46,8 \text{ кН}$. Схема нагружения и геометрические размеры приведены на рис.12.

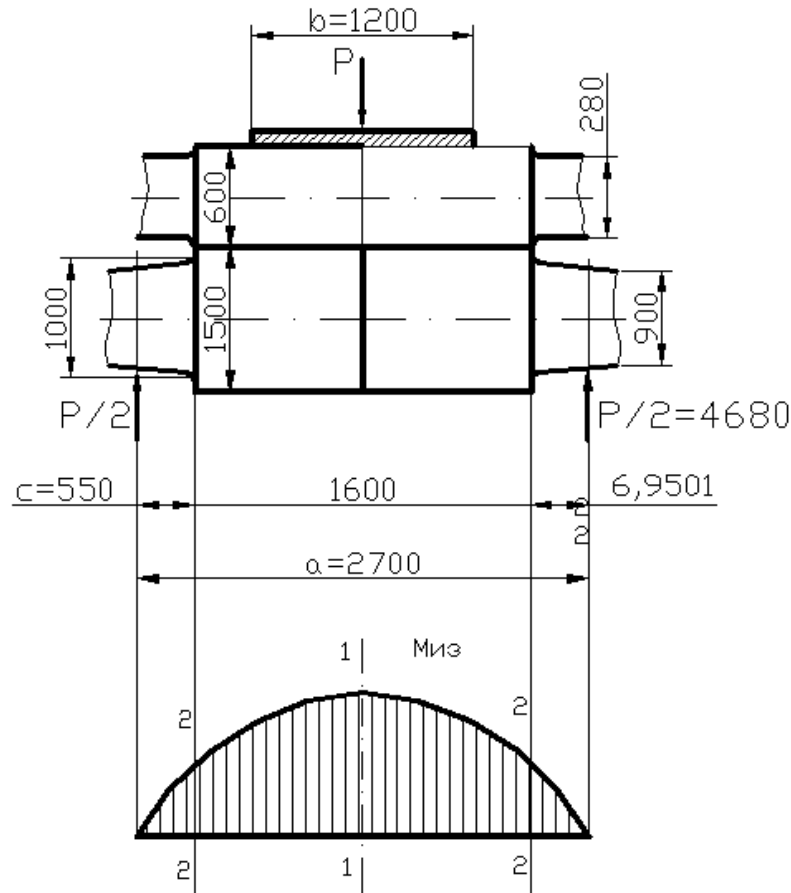


Рис.12. Расчетная схема валкового узла клетки кварто

3.3.1. Определение усилий, действующих на рабочие и опорные валки
Согласно формуле (41),

$$P_p = \frac{P}{1 + \left(\frac{D_{\text{оп}}}{D_p}\right)^4} = \frac{9360}{1 + \left(\frac{1500}{600}\right)^4} = 233,6 \text{ МПа.}$$

$$P_{\text{оп}} = P - P_p = 9360 - 233,6 = 9126,4 \text{ кН.}$$

Таким образом, рабочие валки воспринимают лишь 2,5 % от общего давления металла при прокатке.

3.3.2. Напряжения в рабочем валке

Максимальный изгибающий момент от вертикального усилия

$$M_p = \frac{P_p}{4} \left(1 - \frac{e}{2}\right) = \frac{233,6}{4} \left(1 - 0,6\right)$$

Максимальный изгибающий момент от разности горизонтальных напряжений полосы (для одного валка)

$$M_T = \frac{1}{2} \frac{T}{4} \left(a - \frac{e}{2} \right) = \frac{46,8}{8} (7 - 0,6) = 12,3 \text{ кН м.}$$

Результирующий изгибающий момент

$$M_{из} = \sqrt{122^2 + 12,3^2} = 122,6 \text{ кН м.}$$

Максимальное напряжение изгиба в бочке валка:

$$\sigma = \frac{122,6 \cdot 10^{-3}}{0,106^3} = 5,7 \text{ МПа.}$$

Напряжение кручения в шейке рабочего валка

$$\tau = \frac{39,5 \cdot 10^{-3}}{0,2028^3} = 9,0 \text{ МПа.}$$

Напряжение изгиба в шейке валка

$$\sigma_{из} = \frac{0,5 P_p c}{0,1 d^3} = \frac{233,6 \cdot 0,55 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0,1028^3} = 29,3 \text{ МПа.}$$

Результирующее (эквивалентное) напряжение в шейке валка

$$\sigma_{экр.} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{29,3^2 + 9^2} = 30,7 \text{ МПа.}$$

Отношение $\frac{\sigma_s}{\sigma_{экр.}} = \frac{600}{30,7} = 19,5$ значительно превышает пятикратный запас

прочности. При таком запасе прочности проверять на усталость нет смысла.

3.3.3. Напряжения в опорном валке

Проверку прочности выполним для сечений 1–1, где действует максимальный изгибающий момент, и для сечении 2–2 (в шейке валка):

$$M_{из}^1 = \frac{P_{оп}}{4} \left(a - \frac{e}{2} \right) = \frac{9126,4}{4} (4 - 0,6) = 6388,5;$$

$$\sigma_{из}^1 = \frac{6388,5}{0,105^3} = 18,9 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{из}^2 = \frac{0,5 P_{оп} c}{0,1 d^3} = \frac{0,5 \cdot 9126,4 \cdot 0,9}{0,100^3} = 41,1 \text{ МПа.}$$

В том и другом случае условие прочности соблюдается, так как

$$\sigma_{\text{из}} = 41,1 < \bar{\sigma} = 120 \text{ МПа.}$$

3.3.4. Контактные напряжения в поверхностном слое рабочего и опорного валков

Напряжение (нормальное) σ_k , действующее в зоне контакта рабочего и опорного валков при условии, что $\nu_1 = \nu_2 = \nu$ и $E_1 = E_2 = E$, определим по формуле (44):

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{qE}{\pi(1-\nu^2)} \frac{D_p + D_{\text{оп}}}{D_p D_{\text{оп}}}} = \sqrt{\frac{661 \cdot 0,0118 \cdot 2,2 \cdot 10^5 \cdot 0,6 \cdot 1,5}{3,14 \cdot 0,91 \cdot 0,6 \cdot 1,5}} = 770 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение на смятие принимаем $\bar{\sigma}_k = 3\sigma_s = 3 \cdot 600 = 1800 \text{ МПа.}$

Таким образом, условие прочности на контактную нагрузку соблюдается.

3.3.5. Определение прогиба опорного валка

Прогиб валка определяем по формулам (36), (37):

$$\frac{J_1}{J_2} = \left(\frac{D_{\text{оп}}}{d_{\text{ш}}}\right)^4 = \left(\frac{1,5}{0,95}\right)^4 = 6,2 \quad J_1 = \frac{\pi}{64} d^4 = 0,25 \text{ м}^4,$$

$$\left(\frac{D_{\text{оп}}}{d_{\text{ш}}}\right)^2 = \left(\frac{1,5}{0,95}\right)^2 = 2,5 \quad E_2 = 2,2 \cdot 10^{11} \text{ Па;}$$

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} = \frac{2,2 \cdot 10^{11}}{2,6} = 0,85 \cdot 10^{11} \text{ МПа;}$$

$$f_1 = \frac{9,13 \cdot 10^6}{384 \cdot 2,2 \cdot 10^{11} \cdot 0,25} \left[\frac{0,7}{4} - 2,7 \cdot 1,2 + \frac{0,2}{64} + 64 \frac{0,55}{0,2 - 1} \right] = 0,8 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 0,08 \text{ мм;}$$

$$f_2 = \frac{9,13 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 0,85 \cdot 10^{11} \cdot 0,25} \left[\frac{0,7}{4} - 0,6 + 2 \cdot 0,55 \frac{0,5 - 1}{0,2} \right] = 5,7 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 0,057 \text{ мм;}$$

$$f = f_1 + f_2 = 0,08 + 0,057 = 0,137 \text{ мм.}$$

Планшетность полосы определим по формуле (40):

$$\Delta f_1 = \frac{9,13 \cdot 10^6}{18,8 \cdot 2,2 \cdot 10^{11} \cdot 0,5^2} \left[2 \cdot 2,7 \cdot 0,2^2 - 7 \cdot 0,2^3 \right] = 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 0,015 \text{ мм};$$

$$\Delta f_2 = \frac{9,13 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 0,85 \cdot 10^{11} \cdot 0,5^2} \cdot 0,6 = 0,91 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 0,0091 \text{ мм};$$

$$\Delta f = \Delta f_1 + \Delta f_2 = 0,015 + 0,0091 = 0,0241 \text{ мм}.$$

3.3.6. Определение радиального сплющивания валков

Радиальное сплющивание рабочих валков на поверхности контакта с полосой определим по формуле (39):

$$\delta_1 = \frac{2 \cdot 0,91 \cdot 9,36 \cdot 10^6}{\pi E} \ln \frac{3ED}{q \cdot 0,6 \cdot 1,2} = \frac{2 \cdot 0,91 \cdot 9,36 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 2,2 \cdot 10^{11} \cdot 1,2} \ln \frac{3 \cdot 2,2 \cdot 10^{11} \cdot 0,6 \cdot 1,2}{9,36 \cdot 10^6 \cdot 0,91} = 0,22 \text{ мм}.$$

Радиальное сплющивание на поверхности контакта рабочего и опорного валков определим по формуле (38), имея в виду, что $\nu_1 = \nu_2 = \nu$ и $E_1 = E_2 = E$:

$$\delta_2 = \frac{2q \cdot 0,91 \cdot 9,13 \cdot 10^6}{\pi E} \ln \frac{3(D_1 + D_2)E}{2q \cdot 1,5} = \frac{2 \cdot 0,91 \cdot 9,13 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 2,2 \cdot 10^{11} \cdot 1,5} \ln \frac{3 \cdot 2,2 \cdot 10^{11} \cdot (0,5 + 0,6) \cdot 1,5}{9,13 \cdot 10^6 \cdot 0,91 \cdot 2} = 0,19 \text{ мм}.$$

Суммарное радиальное сплющивание $\Delta = \delta_1 + 2\delta_2 = 0,22 + 2 \cdot 0,19 = 0,6 \text{ мм}.$

3.4. Расчет нажимного винта и гайки

Исходные данные

Резьба нажимного винта УП440x10 (ГОСТ 10177-82), наружный диаметр $d=440$ мм, средний диаметр $d_{cp} = 434$ мм, внутренний диаметр $d_1 = 428$ мм, угол подъема резьбы $\alpha = 0^\circ 28'$, диаметр подпятника $d_{п} = 420$ мм, наибольшая деформируемая длина винта от подпятника до нажимной гайки $h = 500$ мм; гайка: наружный диаметр $D = 760$ мм; высота $H = 700$ мм; двигатель: постоянного тока, мощность $N = 46$ кВт, $n = 580$ об/мин, передаточное отношение привода $i = 796$; усилие на один нажимной винт $Y = P/2 = 9,36/2 = 4,68$ Мн; материал винта – сталь 40ХН, ГОСТ 4553, $\sigma_s = 1785$ МПа, материал гайки – бронза АЖ9-4, ГОСТ 18175-78,

$$\sigma_{\text{доп}} = 80 \text{ МПа}.$$

3.4.1. Расчет нажимного винта

Согласно формуле (4.9), напряжение сжатия

$$\sigma = \frac{4Y}{\pi d_{\text{п}}^2} = \frac{4 \cdot 4,68 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 0,42^2} = 33,8 \text{ МПа.}$$

Момент вращения нажимного винта определим по формуле (51):

$$M_{\text{в}} = Y \left[\mu_{\text{п}} \frac{d_{\text{п}}}{3} + \frac{d_{\text{сп}}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \right] = 4,68 \left[0,1 \frac{0,42}{3} + \frac{0,434}{2} \operatorname{tg}(0,47 + 6,35) \right] = 0,28 \text{ МНм.}$$

Касательное напряжение

$$\tau = \frac{M_{\text{в}}}{0,2 d_{\text{п}}^3} = \frac{0,28}{0,2 \cdot 0,42^3} = 18,9 \text{ МПа.}$$

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{33,8^2 + 18,9^2 \cdot 3} = 38,7 \text{ МПа.}$$

Принимаем пятикратный запас прочности. Условие прочности:

$$\frac{\sigma_s}{5} = \frac{785}{5} = 157 > \sigma_{\text{экв}} = 38,7 \text{ МПа.}$$

т.е. условие прочности выполняется.

Проверку прочности винта в подпятнике на смятие можно не выполнять, так как ранее определенное напряжение сжатия, которое равно напряжению смятия, не превышает допускаемого напряжения.

3.4.2. Расчет гайки

Напряжение смятия между витками винта и гайки определяем по формуле (53):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4Y}{\pi (d^2 - d_1^2)} = \frac{4 \cdot 4,68}{3,14 (0,44^2 - 0,328^2)} = 0,99 \text{ МПа,}$$

что значительно меньше допускаемого напряжения для бронзы $\sigma_{\text{с}} = 80 \text{ МПа}$.

Напряжение сжатия по площади соприкосновения гайки со станиной найдем из формулы (54)

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4Y}{\pi(D^2 - d_{\text{отв}}^2)} = \frac{4 \cdot 4,68}{3,14(10,76^2 - 6,60^2)} = 27,4 \text{ МПа} < R = 80 \text{ МПа}.$$

Напряжение среза резьбы гайки определим по формуле (55)

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{Y}{\pi d_1 S_z} = \frac{4,68}{3,14 \cdot 0,428 \cdot 0,0075 \cdot 70} = 6,6 \text{ МПа}.$$

Таким образом, условие прочности выполняется.

3.4.3. Проверка электродвигателя по моменту и мощности

В связи с тем, что в нажимном устройстве применен тихоходный привод, динамической составляющей момента пренебрегаем. Момент двигателя

$$M_{\text{дв}} = M_{\text{ст}} = \frac{M_{\text{в}}}{i\eta} = \frac{0,28}{796 \cdot 0,5} = 0,7 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Номинальный крутящий момент на валу двигателя:

$$M_{\text{н}} = \frac{N}{\omega} = \frac{46 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 580} = 0,75 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Следовательно, $M_{\text{н}} > M_{\text{ст}}$.

3.4.4. Определение жесткости системы винт – гайка

Упругая деформация нажимного винта

$$f_{\text{в}} = \frac{Yh}{EF} = \frac{4,68 \cdot 10^6 \cdot 0,5 \cdot 4}{2,2 \cdot 10^{11} \pi (10,434^2)} = 7,2 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 0,07 \text{ мм}.$$

Упругая деформация нажимной гайки

$$f_{\text{г}} = \frac{4YH}{\pi(D^2 - d^2)E} = \frac{4 \cdot 4,68 \cdot 0,7 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 1,0 \cdot 10^{11} (10,76^2 - 10,445^2)} = 11,46 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 0,1 \text{ мм}.$$

Суммарная упругая деформация системы винт–гайка

$$f = k(f_{\text{в}} + f_{\text{г}}) = 1,1(0,07 + 0,1) = 0,2 \text{ мм},$$

где $k = 1,1$ – коэффициент, учитывающий деформацию подпятника.

Верхняя поперечина.

Заменяем поперечное сечение верхней поперечины равновеликим (см. рис.13).

Размер a определяем из условия равенства площадей:

$$F_1 = 1,34 \cdot 0,7 + 1,5 \cdot 0,5 = (1 - a) \cdot 2,$$

откуда $a = 0,69$ м; $F_1 = 1,69$ м².

Момент инерции

$$J_1 = J_{x_{c1}} = \frac{2,1 (2)^3}{12} - \frac{0,69 (2)^3}{12} = 0,2 \text{ м}^4.$$

$$W_1 = W_{x_{c1}} = \frac{2,1 (2)^3}{6} - \frac{0,69 (2)^3}{6} = 0,34 \text{ м}^3.$$

Стойка.

Площадь поперечного сечения $F_2 = 0,7 \cdot 0,825 = 0,58$ м².

Момент инерции

$$J_2 = J_{x_{c2}} = \frac{0,7 (0,825)^3}{12} = 0,033 \text{ м}^4.$$

Момент сопротивления

$$W_2 = W_{x_{c2}} = \frac{0,7 (0,825)^3}{6} = 0,008 \text{ м}^3.$$

Нижняя поперечина.

Площадь поперечного сечения $F_3 = 0,7 \cdot 1,4 = 0,98$ м².

Момент инерции

$$J_3 = J_{x_{c3}} = \frac{0,7 (1,4)^3}{12} = 0,16 \text{ м}^4.$$

Момент сопротивления

$$W_3 = W_{x_{e3}} = \frac{0,7 \cdot 4^3}{6} = 0,23 \text{ м}^3.$$

Определение изгибающих моментов

Максимальный момент изгиба верхней и нижней поперечин силой У

$$M_{\Pi} = \frac{4,68 \cdot 2,475}{4} = 2,9 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

Определяем параметры m и n по формулам (57):

$$m = \frac{l_2 J_1}{l_1 J_2} = \frac{7,8}{2,475} \frac{0,2}{0,033} = 19,1;$$

$$n = \frac{J_1}{J_3} = \frac{0,2}{0,16} = 1,25.$$

По формулам (56), (57) находим статически неопределимые моменты:

$$M_1 = \frac{M_{\Pi}}{2} \frac{1}{1 + m \frac{m+3n}{m(n-1) \cdot 3n}} = \frac{2,9}{2} \frac{1}{1 + 19,1 \frac{19,1 + 3 \cdot 1,25}{19,1(-1,25) \cdot 3 \cdot 1,25}} = 5,8 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_2 = \frac{M_{\Pi}}{2} \frac{1}{1 + m \frac{m+3}{m(n-1) \cdot 3n}} = \frac{2,9}{2} \frac{1}{1 + 19,1 \frac{19,1 + 3}{19,1(-1,25 - 1) \cdot 3 \cdot 1,25}} = 100 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Определение напряжений

Максимальное напряжение в стойке (см. ф-лу 58)

$$\sigma_{ст} = \frac{Y}{2F_2} + \frac{M_1 + M_2}{2W_2} = \frac{4,68}{2 \cdot 0,58} + \frac{0,0058 + 0,1}{2 \cdot 0,08} = 4,69 \text{ МПа}.$$

Максимальные напряжения в верхней и нижней поперечин определяем по формулам (59):

$$\sigma_{в} = \frac{2,9 - 0,0058}{0,34} = 8,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{н} = \frac{2,9 - 0,1}{0,23} = 12,2 \text{ МПа}.$$

Запас прочности станины при пределе прочности углеродистой стали 300 МПа

$n = \frac{300}{12,2} = 24,6$, т.е. значительно превышает нормативный запас прочности.

3.5.2. Расчет станины на жесткость

Деформацию стойки определим по формуле (60):

$$f_2 = \frac{4,68 \cdot 7,8}{2 \cdot 2,2 \cdot 10^5 \cdot 0,58} = 14,3 \cdot 10^{-5} = 0,14 \text{ мм.}$$

Прогиб верхней и нижней поперечин от изгибающих моментов и поперечной силы находим по формулам (61) и (62):

$$f_{\text{в}} = \frac{4,68 \cdot 2,475^3}{48 \cdot 2,2 \cdot 10^5 \cdot 0,2} \left(1 - 6 \frac{0,0058}{4,68 \cdot 2,475} \right) + 1,2 \frac{4,68 \cdot 2,475}{4 \cdot 0,85 \cdot 10^5 \cdot 1,69} = 5,3 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 0,053 \text{ мм};$$

$$f_{\text{н}} = \frac{4,68 \cdot 2,475^3}{48 \cdot 2,2 \cdot 10^5 \cdot 0,16} \left(1 - 6 \frac{0,1}{4,68 \cdot 2,475} \right) + 1,2 \frac{4,68 \cdot 2,475}{4 \cdot 0,85 \cdot 10^5 \cdot 0,98} = 7,35 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 0,0735 \text{ мм.}$$

Суммарная вертикальная деформация станины

$$f = 0,14 + 0,053 + 0,074 = 0,267 \text{ мм.}$$

Жесткость станины по вертикали

$$C = \frac{Y}{f} = \frac{4,68}{0,267} = 17,5 \text{ М Н/мм}^2 \text{ уУ}$$

3.5.3. Определение жесткости прокатной клетки

Жесткость прокатной клетки определяется деформацией ее элементов – валкового узла, станины, нажимного устройства, подушек валков и подшипников валков. Обозначим: $\Delta_{\text{ст}}$, $\Delta_{\text{валк}}$, $\Delta_{\text{наж}}$, $\Delta_{\text{под}}$, $\Delta_{\text{подш}}$ соответственно деформацию валкового узла, станины, нажимного устройства, подушек и подшипников. Тогда результирующая деформация клетки:

$$\Delta_{\text{кл}} = \Delta_{\text{ст}} + \Delta_{\text{валк}} + \Delta_{\text{наж}} + \Delta_{\text{под}} + \Delta_{\text{подш}}$$

В рассматриваемом примере, пренебрегая деформацией подушек валков примем $\Delta_{\text{подш}} = 2 \cdot 0,1 \text{ мм}$, тогда суммарная деформация клетки:

$$\Delta_{кл} = 0,137 + 0,6 + 0,2 + 0,267 + 2 \cdot 0,1 = 1,4 \text{ мм}$$

Жесткость клетки:

$$C_{кл} = \frac{9,36}{1,4} = 6,7 \text{ МН/мм}$$

3.6. Расчет универсального шпинделя.

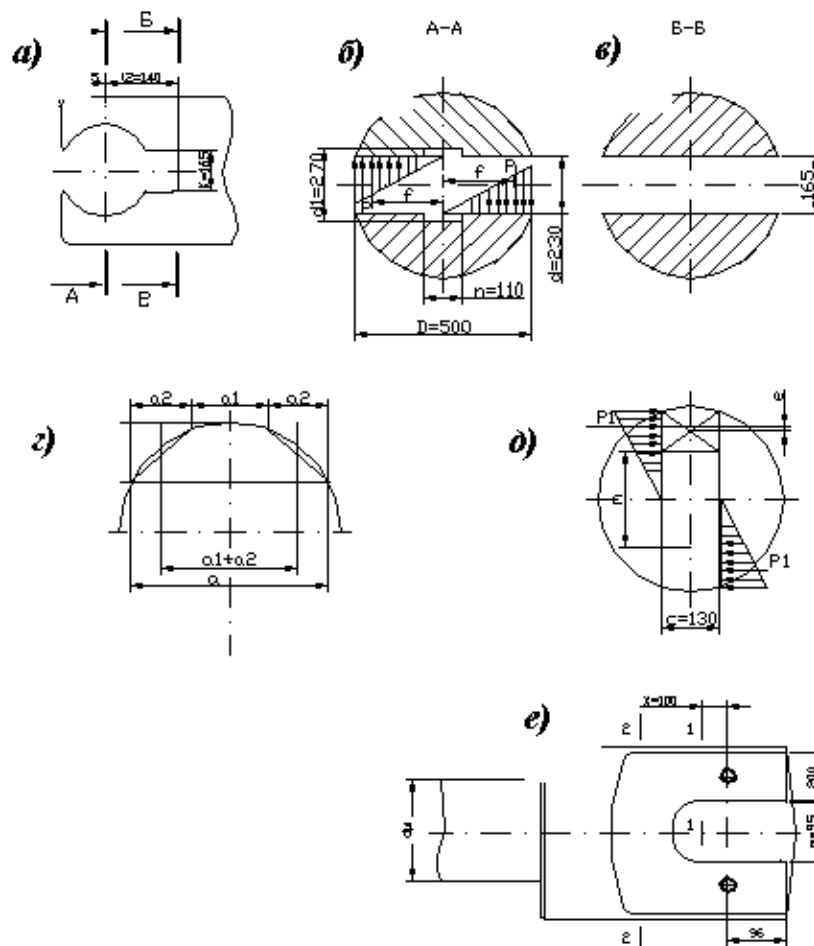


Рис.14. Расчетная схема универсального шпинделя.

Исходные данные (рис.14): $d_{шпн}=240\text{мм}$; $D=500\text{мм}$; $d=230\text{мм}$; $d_1=270\text{мм}$; $c=130\text{мм}$; $k=165\text{мм}$; $m=95\text{мм}$; $l_2=140\text{мм}$; $l_3=190\text{мм}$; $v=155\text{мм}$; $p=110\text{мм}$. Материал вилки и

шпинделя – сталь 50, $\sigma_T = 320 \text{ МПа}$, крутящий момент, передаваемый одним шпинделем $M_{кр} = 44,7 \text{ кНм}$.

3.6.1. Расчет вилки шпинделя.

1. Определение плеча приложения равнодействующей P . Предполагаем, что давление в любом сечении головки вилки распределено по трапеции. Величину f определим из условия (рис.14б):

$$f \cdot F_{mp} = F_1 \cdot f_{c_1} - F_2 \cdot f_{c_2},$$

где $f_{c_1} = \frac{2}{3} \cdot \frac{a}{2}$ – координата центра тяжести треугольника с основанием $\frac{a}{2}$;

$f_{c_2} = \frac{2}{3} \cdot \frac{n}{2}$ – координата центра тяжести треугольника с основанием $\frac{n}{2}$.

В результате получим:

$$f = \frac{a}{3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{n}{a}\right)^3}{1 - \left(\frac{n}{a}\right)^2}$$

2. Рассмотрим сечение A-A:

$$a = 2 \cdot \sqrt{0,5 \cdot D^2 - 0,5 \cdot d^2} = 2 \cdot \sqrt{0,5 \cdot 500^2 - 0,5 \cdot 230^2} = 444 \text{ мм.}$$

$$f = \frac{444}{3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{110}{444}\right)^3}{1 - \left(\frac{110}{444}\right)^2} = 155,4 \text{ мм.}$$

Усилие, действующее на щеку вилки:

$$P = \frac{M}{2 \cdot f} = \frac{44,7}{2 \cdot 0,1554} = 144,2 \text{ кН}$$

Определим полярный момент сопротивления кручению $W_{кр}$, для чего последовательно заменим сегмент сначала трапецией, а затем прямоугольником (рис.14,г):

$$F_{сегм} = \frac{\alpha \cdot (0,5 \cdot D^2) - a \cdot (0,5 \cdot D - h)}{2} = F_{трап} = \frac{1}{2} \cdot (a + a_1) \cdot h,$$

где $\frac{\alpha}{2} = \arcsin \frac{a}{D} = 69,6^\circ$

$$h = \frac{D}{2} - \frac{d}{2} = 250 - 115 = 135 \text{ мм.}$$

$$F_{сезм} = \frac{2,42 \cdot (0,5 \cdot 500) - 444,2 \cdot (0,5 \cdot 500 - 1,35)}{2} = 0,05 \text{ м}^2$$

$$a_1 = \frac{(F_{сезм} - 0,5 \cdot a \cdot h) \cdot 2}{h} = \frac{2 \cdot (0,051 - 0,5 \cdot 0,444 \cdot 0,135)}{0,135} = 296,7 \text{ мм};$$

$$a_2 = \frac{a - a_1}{2} = \frac{444,2 - 296,7}{2} = 74 \text{ мм}$$

Заменяем трапецию прямоугольником $(a_1 + a_2) \times h = 370 \times 435$. При

$$\frac{a_1 + a_2}{h} = \frac{370}{135} = 2,74, \quad \eta = 0,26 \text{ тогда по формуле (66):}$$

$$W_{кр} = 0,26 \cdot (0,296 + 0,074) \cdot (0,135)^2 = 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

Напряжение кручения в сечении A-A:

$$\tau = \frac{22,35 \cdot 10^3}{1,7 \cdot 10^{-3}} = 13,15 \text{ МПа}$$

Запас прочности:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{экв}} = \frac{320}{\sqrt{3 \cdot (3,15)^2}} = 14$$

3. Рассмотрим сечение Б-Б (Рис. 14, в).

В рассматриваемом сечении действует крутящий момент $M_{кр} = 22,5 \text{ кНм}$ и изгибающий момент $M_{из} = P \cdot l_2$:

$$M_{из} = 144,2 \cdot 0,14 = 20 \text{ кНм}.$$

Повторяем ранее выполненную процедуру по определению геометрических размеров равновеликих трапеции и прямоугольника:

$$a = 2 \cdot \sqrt{(0,5 \cdot 500)^2 - (0,5 \cdot 165)^2} = 0,472 \text{ м};$$

$$h = 0,25 - 0,0825 = 0,17 \text{ м}.$$

$$\alpha = 2 \cdot \arcsin \frac{0,472}{0,5} = 157^\circ$$

$$F_{сезм} = \frac{2,74 \cdot (0,5 \cdot 0,5) - 0,472 \cdot (0,5 \cdot 0,5 - 0,17)}{2} = 0,067 \text{ м}^2$$

$$a_1 = \frac{(0,067 - 0,5 \cdot 0,472 \cdot 0,17) \cdot 2}{0,17} = 0,316 \text{ м}.$$

$$a_2 = \frac{0,472 - 0,316}{2} = 78 \text{ мм}.$$

Размеры прямоугольника: $(a_1 + a_2) \times h = 0,394 \times 0,17 \text{ м}.$

При отношении $\frac{a}{h} = \frac{0,394}{0,17} = 2,32$ и $\eta = 0,255$:

$$W_{кр} = 0,255 \cdot 0,394 \cdot 0,17^2 = 0,0029 \text{ м}^3$$

Момент сопротивления при изгибе для трапеции (в точках большего основания):

$$W_{min} = \frac{h^2 \cdot (b^2 + 4 \cdot a \cdot a_1 + a_1^2)}{12 \cdot (a + 2 \cdot a_1)} = \frac{0,17^2 \cdot (0,472^2 + 4 \cdot 0,472 \cdot 0,316 + 0,316^2)}{12 \cdot (0,472 + 2 \cdot 0,316)} = 0,0020 \text{ м}^3$$

Касательное напряжение:

$$\tau = \frac{22,35 \cdot 10^3}{0,0029} = 7,71 \text{ МПа}$$

Нормальные напряжения при изгибе:

$$\sigma = \frac{M_{из}}{W_{из}} = \frac{20 \cdot 10^3}{0,002} = 10 \text{ МПа}$$

Результирующее напряжение:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{10^2 + 3 \cdot 7,71^2} = 16,7 \text{ МПа}$$

Запас прочности:

$$n = \frac{320}{16,7} = 19,2$$

Таким образом, наиболее нагруженным является сечение A-A.

3.6.2. Расчет лопасти шпинделя.

Процедура определения напряжений в лопасти аналогична процедуре расчета вилки шпинделя.

1. Определение плеча f_1 приложения равнодействующей P_1 (Рис.14, д,е):

$$a_0 = 2 \cdot \sqrt{0,5 \cdot D^2 - 0,5 \cdot m^2} = 2 \cdot \sqrt{0,5 \cdot 500^2 - 0,5 \cdot 95^2} = 491 \text{ мм}$$

$$f_1 = \frac{a_0}{3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{m}{a_1}\right)^3}{1 - \left(\frac{m}{a_1}\right)^2} = \frac{491}{3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{95}{491}\right)^3}{1 - \left(\frac{95}{491}\right)^2} = 169 \text{ мм}$$

2. Эксцентриситет:

$$e = f_1 - \left[\frac{m}{2} + \frac{1}{4} \cdot (D_0 - m) \right] = 169 - \left[\frac{95}{2} + \frac{1}{4} \cdot (491 - 95) \right] = 22,5 \text{ мм}$$

3. Усилие:

$$P_1 = \frac{M}{2 \cdot f_1} = \frac{44,7}{2 \cdot 0,169} = 132,2 \text{ кН}.$$

4. Напряжение в сечении 1-1 ($x=100\text{мм}$).

$$M_{из} = P_1 \cdot x = 132,2 \cdot 0,1 = 13,2 \text{ кНм};$$

$$W_{из} = \frac{0,2 \cdot 0,13^2}{6} = 5,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$$

Для прямоугольного сечения лопасти $\frac{h}{e} = \frac{200}{130} = 1,54$, $\eta = 0,232$ (Приложение 3):

$$W_{кр} = 0,232 \cdot 0,13^2 \cdot 0,2 = 7,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3,$$

Максимальное напряжение изгиба:

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}} = \frac{13,2 \cdot 10^3}{5,6 \cdot 10^{-4}} = 23,6 \text{ МПа}$$

Максимальное напряжение кручения:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{P_1 \cdot l}{W_{кр}} = \frac{132,2 \cdot 0,0225 \cdot 10^3}{7,8 \cdot 10^{-4}} = 3,8 \text{ МПа}$$

Результирующее напряжение:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{23,6^2 + 3 \cdot 3,8^2} = 24,5 \text{ МПа}$$

Запас прочности:

$$n = \frac{320}{24,5} = 13,$$

т.е. значительно превосходит нормативный.

5. Напряжения в сечении 2-2.

В сечении 2-2 действуют только касательные напряжения. Для прямоугольного сечения лопасти ($\eta = 0,28$):

$$W_{кр} = 0,28 \cdot 0,495 \cdot 0,13^2 = 2,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

Максимальное касательное напряжение:

$$\tau_{кр} = \frac{44,7 \cdot 10^3}{2,3 \cdot 10^{-3}} = 19,4 \text{ МПа}$$

Эквивалентное напряжение:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{3 \cdot \tau^2} = \sqrt{3 \cdot 19,4^2} = 33,6 \text{ МПа}$$

Запас прочности:

$$n = \frac{320}{33,6} = 9,5,$$

что почти вдвое превосходит нормативный запас прочности. Напряжение кручения в теле шпинделя ($d_{un}=240\text{мм}$):

$$\tau = \frac{44,7 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 24^3} = 16 \text{МПа}$$

Запас прочности:

$$n = \frac{320}{\sqrt{3} \cdot 16} = 27,7.$$

Определим запас прочности в теле шпинделя в условиях реверсивного режима работы, если $\tau_{-1} = 167 \text{МПа}$.

Запас прочности:

$$n_{-1} = \frac{167}{27,7} = 6.$$

Некоторые сведения из системы единиц.

1. Производные механических величин [СИ].

Величина		Единица	
Наименование	Размерность	Наименование	Обозначение
Динамический момент инерции (маховой момент)	L^2M	Килограмм-метр в квадрате	$кг \cdot м^2$
Момент инерции (статический) площади плоской фигуры	L^4	Метр в четвертой степени	$м^4$
Момент сопротивления плоской фигуры	L^3	Метр в третьей степени	$м^3$
Сила	LMT^{-2}	НЬЮТОН	Н
Момент силы, вращающий (крутящий) момент, момент пары сил	L^2MT^{-2}	Ньютон-метр	Н·м
Изгибающий момент	-----«-----	-----«-----	-----«-----
Давление: нормальное, касательное напряжение, модуль Юнга, модуль сдвига	$L^{-1}MT^{-2}$	паскаль	Па
Энергия (потенциальная, кинетическая, внутренняя), работа	L^2MT^{-2}	Джоуль	Дж
Мощность	L^2MT^{-3}	ватт	Вт

2. Единицы измерения силы.

Название единицы	Дина	Ньютон	Килограмм (сила)
1 дин.	1	10^{-5}	$1.02 \cdot 10^{-6}$
1Н	10^5	1	0.102
1кгс.	$9.81 \cdot 10^5$	9.81	1

3. Единицы измерения работы.

Название единицы	Дж	Вт·с	эрг	кгм	кал.
1 Дж	1.0	1.0	10^7	0.102	0.239
1 Вт·с	1.0	1.0	10^7	0.102	0.239

Эрг	10^{-7}	10^{-7}	1.0	$1.01 \cdot 10^{-8}$	$2.29 \cdot 10^{-8}$
кгм	9.81	9.81	$9.81 \cdot 10^7$	1.0	2.34
кал.	4.18	4.18	$4.18 \cdot 10^7$	0.427	1.0

4. Единицы измерения давления и механического напряжения.

Название единицы	Паскаль	$\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$	1 ат. (физическая)	бар	1 ат. (техн.)
1 Па	1.0	$1.02 \cdot 10^{-5}$	$0.968 \cdot 10^{-5}$	$1.0 \cdot 10^{-5}$	$1.02 \cdot 10^{-5}$
$1 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$	$0.981 \cdot 10^5$	1.0	0.968	0.981	1.0
1 ат. (760 мм.рт.ст.)	$1.033 \cdot 10^5$	1.0332	1.0	1.013	1.033
бар	$1.0 \cdot 10^5$	1.02	0.987	1.0	1.02
1 ат. (техн.)	$0.98 \cdot 10^5$	1.0	0.968	0.981	1.0

5. Единицы измерения мощности.

Название единицы	Ватт	$1 \frac{\text{кгм}}{\text{сек}}$	Л.С.
Ватт	1.0	0.02	$1.36 \cdot 10^{-3}$
$1 \frac{\text{кгм}}{\text{сек}}$	9.81	1.0	0.0133
Л.С.	735	75	1.0

Геометрические и прочностные характеристики прямоугольного бруса при кручении.

$$J_{кр} = \xi \cdot h \cdot b^3$$

$$W_{кр} = \eta \cdot h \cdot b^2$$

$$\tau_{max} = \tau_A = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}$$

$$\tau_B = \chi \cdot \frac{M_{кр}}{W_{кр}}$$

Коэффициенты ξ, η, χ принимают из приведенной таблицы в зависимости от величины h/b .

Значение коэффициентов ξ, η, χ

h/b	1.0	1.2	1.25	1.5	1.75	2.0	2.5	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0	10.0	∞
ξ	0.20 8	0.21 9	0.22 1	0.23 1	0.23 9	0.24 6	0.25 8	0.26 7	0.28 2	0.29 1	0.29 9	0.30 7	0.31 2	0.33 3
η	0.14 1	0.16 6	0.17 2	0.19 6	0.21 4	0.22 9	0.24 9	0.26 3	0.28 1	0.29 1	0.29 9	0.30 7	0.31 2	0.33 3
χ	1.0	0.93	0.86	0.82	0.79	0.75	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74	0.74

Применяемость металлов и сплавов

Наименование детали	Наименование материала (марка)
Станина	Сталь 35Л
Валок рабочий:	
➤ Обжимных станов	<u>Чугун</u> : СШХН–50; СШХН–47; СШХН–42; СШХН–41; СПХН–65; СПХН–60; СПХН–51; СПХН–43; СПХН–49; СПХН–45; <u>Сталь</u> : 50, 55, 55Х, 50ХН, 60ХН.
➤ Рельсобалочных и крупносортовых	То же + 9Х1, 9ХФ
➤ Среднесортных	<u>Чугун</u> (см. выше). <u>Сталь</u> : 55Х, 50ХН, 150ХНМ, 180ХНМ
➤ Мелкосортных	<u>Чугун</u> (см. выше). <u>Сталь</u> : 50, 55, 55Х, 60ХГ, 150ХНМ, 180ХНМ
➤ Проволочных	<u>Сталь</u> : 50, 9Х1, 9ХФ, 9Х2М, 150ХНМ, 180ХНМ, ТС-15 (карбид вольфрама + кобальт)
➤ Толстолистовых	<u>Чугун</u> : ЛШ–58; ЛШ–57; ЛШ–56; ЛШ–50; ЛШ–48; ЛШ–41; ЛШМ–58; ЛШН–50; ЛШН–44; ЛП–57; ЛПХНМ _г –76; ЛПХН _г –62; ЛПН _г –70; <u>Сталь</u> : 50Х, 50ХН, 75ХМФ
➤ Для холодной прокатки	<u>Сталь</u> : 9Х, 9Х2, 9ХФ, 9Х2В, 9Х2МФ, 9Х2СФ, 80ХНЗВ, 60ХСМФ, 60Х2СМФ, 45ХНВ, 55Х, 50ХГ, 70
➤ Для бандажей (х/п)	<u>Сталь</u> : 9Х, 9Х2, 9Х2Ф, 9Х2В
➤ Для осей бандажир. валков	<u>Сталь</u> : 55Х, 50ХГ, 60ХН, 70, 80ХНЗВ, 45ХНВ, 45ХНМ (горяч.)
➤ Штрипсовых	<u>Сталь</u> : 50, 60ХГ, 150ХНМ, 180ХНМ
➤ Непрерывных заготовочных станов	<u>Сталь</u> : 150ХНМ, 180ХНМ
Нажимной винт	<u>Сталь</u> : ст5, 40Х, 40ХН
Гайка нажимного винта	<u>Бронза</u> : АЖ9–4; АЖМ _ц 10–3,5–1,5
Универсальный шпиндель	<u>Сталь</u> : 30ХГВТ
Вкладыш, втулка универсального шпинделя	<u>Бронза</u> : Б _р А10ЖЗМ _ц 2
ПЖТ: втулка-вкладыш	<u>Баббит</u> Б83: 83% Sn, 6% Cu, 1% Sb.
Шестерни шестеренных клетей	<u>Сталь</u> : 45, 40ХН, 60Х2МФ
Редуктор:	
➤ Шестерни	<u>Сталь</u> : 30ХГСЛ
➤ Валы	<u>Сталь</u> : 40ХН
Зубчатая муфта:	
➤ Кованая	<u>Сталь</u> : 35ХМ, 40, 45, 50
➤ Литая	<u>Сталь</u> : 40Л, 45Л, 50Л
Опорные валки	<u>Сталь</u> : 9Х, 9Х2, 90ХФ, 75ХМ, 90ХМФ (горяч.), 75ХМФ (горяч.)

Приближенные вычисления некоторых функций.

$$\left(\pm x\right)^m = 1 \pm mx + \frac{m(m-1)}{2!} \cdot x^2 \pm \frac{m(m-1)(m-2)}{3!} \cdot x^3 + \dots + \left(\pm 1\right)^n \cdot \frac{m(m-1)(m-2)\dots(m-n+1)}{n!} \cdot x^n,$$

где $m > 0; |x| \leq 1$

$$\sin x = x - \frac{x^3}{3!} + \frac{x^5}{5!} - \dots + \left(\pm 1\right)^n \cdot \frac{x^{2n+1}}{(2n+1)!} \pm \dots,$$

где $|x| < \infty$

$$\cos x = 1 - \frac{x^2}{2!} + \frac{x^4}{4!} - \frac{x^6}{6!} + \dots + \left(\pm 1\right)^n \cdot \frac{x^{2n}}{(2n)!} \pm \dots,$$

где $|x| < \infty$

$$\operatorname{Ln} \left(\pm x\right) = x - \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{3} - \frac{x^4}{4} + \dots + \left(\pm 1\right)^{n+1} \cdot \frac{x^n}{n} \pm \dots,$$

где $-1 < x \leq 1$

$$\operatorname{Ln} \left(-x\right) = -\left[x + \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{3} + \frac{x^4}{4} + \dots + \frac{x^n}{n} + \dots\right],$$

где $-1 \leq x < 1$

$$e^x = 1 + \frac{x}{1!} + \frac{x^2}{2!} + \frac{x^3}{3!} + \dots + \frac{x^n}{n!} + \dots,$$

где $|x| < \infty$

$$\arcsin x = x + \frac{x^3}{2 \cdot 3} + \frac{1 \cdot 3 \cdot x^5}{2 \cdot 4 \cdot 5} + \frac{1 \cdot 3 \cdot 5 \cdot x^7}{2 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 7} + \dots + \frac{1 \cdot 3 \cdot 5 \cdot \dots \cdot (n-1)}{2 \cdot 4 \cdot 6 \cdot \dots \cdot (n) \cdot (n+1)} \cdot x^{2n+1} + \dots,$$

где $|x| < 1$

$$\arccos x = \frac{\pi}{2} - \left[x + \frac{x^3}{2 \cdot 3} + \frac{1 \cdot 3 \cdot x^5}{2 \cdot 4 \cdot 5} + \frac{1 \cdot 3 \cdot 5 \cdot x^7}{2 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 7} + \dots + \frac{1 \cdot 3 \cdot 5 \cdot \dots \cdot (n-1)}{2 \cdot 4 \cdot 6 \cdot \dots \cdot (n) \cdot (n+1)} \cdot x^{2n+1} + \dots\right],$$

где $|x| < 1$

$$\operatorname{arctg} x = x - \frac{x^3}{3} + \frac{x^5}{5} - \dots + \left(\pm 1\right)^{n-1} \cdot \frac{x^{2n-1}}{2n-1} + \dots,$$

где $|x| < 1$

$$\operatorname{arcc} \operatorname{ctg} x = \pm \frac{\pi}{2} - \frac{1}{x} + \frac{1}{3 \cdot x^3} - \frac{1}{5 \cdot x^5} + \dots + \left(\pm 1\right)^{n+1} \cdot \frac{1}{(2n+1) \cdot x^{2n+1}} + \dots,$$

где $|x| > 1$

$$\operatorname{Ln} \left(\frac{x}{x+1}\right) = 2 \cdot \left[\frac{x-1}{x+1} + \frac{(-1)^3}{3 \cdot (x+1)^3} + \frac{(-1)^5}{5 \cdot (x+1)^5} + \dots + \frac{(-1)^{2n+1}}{(2n+1) \cdot (x+1)^{2n+1}} + \dots\right],$$

где $x > 0$.

ЛАТИНСКИЙ АЛФАВИТ

Печатные буквы	Рукописные буквы	Название	Печатные буквы	Рукописные буквы	Название
A a	<i>Aa</i>	а	N n	<i>Nn</i>	эн
B b	<i>Bb</i>	бэ	O o	<i>Oo</i>	о
C c	<i>Cc</i>	цэ	P p	<i>Pp</i>	пэ
D d	<i>Dd</i>	дэ	Q q	<i>Qq</i>	ку
E e	<i>Ee</i>	э	R r	<i>Rr</i>	эр
F f	<i>Ff</i>	эф	S s	<i>Ss</i>	эс
G g	<i>Gg</i>	гэ	T t	<i>Tt</i>	тэ
H h	<i>Hh</i>	аш	U u	<i>Uu</i>	у
I i	<i>Ii</i>	и	V v	<i>Vv</i>	вэ
J j	<i>Jj</i>	йот	W w	<i>Ww</i>	дубль-вэ
K k	<i>Kk</i>	ка	X x	<i>Xx</i>	икс
L l	<i>Ll</i>	эль	Y y	<i>Yy</i>	игрек
M m	<i>Mm</i>	эм	Z z	<i>Zz</i>	зэт

М μ	<i>M μ</i>	ми (мю)	Ω ω	<i>Ω ω</i>	омега
-----	------------	---------	-----	------------	-------

ГРЕЧЕСКИЙ АЛФАВИТ

Печатные буквы	Рукописные буквы	Название	Печатные буквы	Рукописные буквы	Название
Α α	<i>Α α</i>	альфа	Ν ν	<i>Ν ν</i>	ни (ню)
Β β	<i>Β β</i>	бета	Ξ ξ	<i>Ξ ξ</i>	кси
Γ γ	<i>Γ γ</i>	гамма	Ο ο	<i>Ο ο</i>	омикрон
Δ δ	<i>Δ δ</i>	дельта	Π π	<i>Π π</i>	пи
Ε ε	<i>Ε ε</i>	эпсилон	Ρ ρ	<i>Ρ ρ</i>	ро
Ζ ζ	<i>Ζ ζ</i>	дзета	Σ σ σ	<i>Σ σ σ</i>	сигма
Η η	<i>Η η</i>	эта	Τ τ	<i>Τ τ</i>	тау
Θ θ θ	<i>Θ θ θ</i>	тета	Υ υ	<i>Υ υ</i>	ипсилон
Ι ι	<i>Ι ι</i>	иота	Φ φ	<i>Φ φ</i>	фи
Κ κ	<i>Κ κ</i>	каппа	Χ χ	<i>Χ χ</i>	хи
Λ λ	<i>Λ λ</i>	лямбда	Ψ ψ	<i>Ψ ψ</i>	пси
Μ μ	<i>Μ μ</i>	ми (мю)	Ω ω	<i>Ω ω</i>	омега

Список литературы

1. Смирнов В.С., Теория прокатки, М.: Metallurgy, 1967. – 460с.
2. Королев А.А., Механическое оборудование прокатных и трубных цехов: учебник для вузов, - 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Metallurgy, 1987. – 480с.
3. Третьяков А.В., Валки обжимных, сортовых и листовых станов: справочник – М.; 1991.
4. Кроха В.А. Упрочнение металлов при холодной пластической деформации: справочник, М., 1980.
5. Третьяков А.В. и др., Механические свойства металлов и сплавов при обработке давлением, М.: 1964.
6. Яковлев Р.Я., Усталостная прочность и долговечность деталей прокатных станов: учеб. пособие, – М., 2000.
7. Фотиев И.М., Электрооборудование прокатных и трубных цехов, М., 1995.
8. Решетов Д.Н. и др., Справочные данные по контактной жесткости для контактов в точке и по линии. – Вестник машиностроения, 2002, №11, с 46.
9. Машины и агрегаты металлургических заводов: т.3 Машины и агрегаты для производства и отделки проката, М., 1987.
10. Марочник сталей и сплавов, под ред. А.С. Зубченко, М. : машинное трение, 2001., 671с.
11. Прокатные станы: Справочник в 3-х томах. М.: Metallurgy, 1992.
12. Полухин П.И. и др., Сопротивление пластической деформации металлов и сплавов: Справочник, - М., 1976.

Содержание.

Введение.....	4
Глава 1. Определение основных расчетных параметров.....	5
1.1. Среднее давление.....	5
1.2. Полное давление металла на валки.....	9
1.3. Момент прокатки.....	9
1.4. Крутящий момент и мощность двигателя.....	10
Глава 2. Расчеты на прочность.....	14
2.1. Расчет прокатных валков на прочность и жесткость.....	15
2.1.1. Расчет валков двухвалковых станов.....	16
2.1.2. Расчет валков станов кварто.....	18
2.2. Расчет нажимного винта и гайки.....	19
2.3. Расчет станины.....	21
2.4. Расчет универсального шпинделя.....	23
2.5. Расчет шевронной передачи шестеренной клетки.....	24
2.6. Расчет зубчатых муфт.....	27
Глава 3. Пример расчета.....	30
3.1. Определение давления металла на валки.....	31
3.1.1. Определение среднего контактного напряжения.....	31
3.1.2. Полное давление металла на валки.....	33
3.2. Определение момента прокатки и мощности двигателя.....	33
3.3. Проверочный расчет валков.....	35
3.3.1. Определение усилий, действующих на рабочие и опорные валки.....	35
3.3.2. Напряжения в рабочем валке.....	36
3.3.3. Напряжения в опорном валке.....	36
3.3.4. Контактные напряжения в поверхностном слое рабочего и опорного валков.....	37
3.3.5. Определение прогиба опорного валка.....	37
3.3.6. Определение радиального сплющивания валков.....	38
3.4. Расчет нажимного винта и гайки.....	38
3.4.1. Расчет нажимного винта.....	39
3.4.2. Расчет гайки.....	39
3.4.3. Проверка электродвигателя по моменту и мощности.....	40
3.4.4. Определение жесткости системы винт–гайка.....	40
3.5. Расчет станины.....	41
3.5.1. Расчет станины на прочность.....	41
3.5.2. Расчет станины на жесткость.....	43
3.5.3. Определение жесткости прокатной клетки.....	44
3.6. Расчет универсального шпинделя.....	45
3.6.1. Расчет вилки шпинделя.....	45
3.6.2. Расчет лопасти шпинделя.....	48
Приложение 1. Некоторые сведения из системы единиц.....	51
Приложение 2. Геометрические и прочностные характеристики прямоугольного бруса при кручении.....	53
Приложение 3. Применяемость металлов и сплавов.....	54
Приложение 4. Приближенные вычисления некоторых функций.....	55
Приложение 5. Латинский и греческий алфавиты.....	56
Список литературы.....	58