



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Технология конструкционных материалов»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к проведению практических занятий
по дисциплине

«Оборудование прокатного производства»

«Расчеты по оборудованию прокатных станов»

Автор
Баклаг Г.Н.

Ростов-на-Дону, 2016



Аннотация

Методические указания предназначены для студентов дневного отделения направления 22.03.02 “Металлургия” при изучении дисциплины “Оборудование прокатного производства”. Могут быть использованы студентами других специальностей.

Автор

к.т.н., доц., Баклаг Г.Н.





Оглавление

Практическая работа №1 Расчет валков на статическую прочность	4
Практическая работа №2 Расчет валков на усталостную прочность	14
Практическая работа №3 Расчет на прочность станин прокатных клетей	17
Практическая работа №4 Изучение конструктивных особенностей трубопрокатных станов. Расчет мощности привода прошивного стана	27
Литература	33

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №1

РАСЧЕТ ВАЛКОВ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

При расчете на статическую прочность прокатный валок условно представляют как балку, лежащую на двух опорах и нагруженную силами и крутящими моментами, причем схема нагружения зависит от типа клетки и условий прокатки.

1.1. Валки листовых и полосовых станов дуо

Поскольку ширина листа обычно бывает сопоставима с длиной бочки валка, то нагрузку на бочку валка от усилия прокатки P полагают равномерно распределенной по ширине листа B ($q = P/B$) и приложенной симметрично относительно вертикальной оси валка (рис. 1.1).

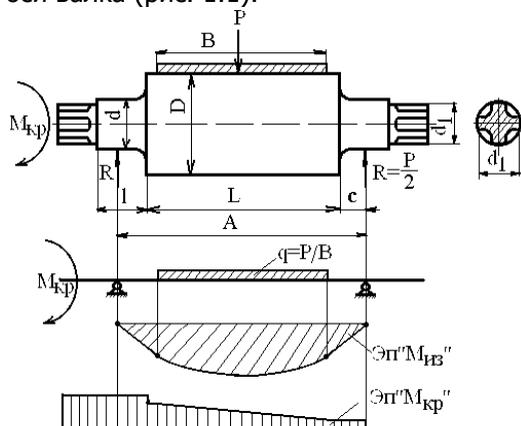


Рис. 1.1. Схема нагружения листового валка рабочей клетки дуо

Поэтому реакции на шейки валков равны $R = P/2$. К приводной шейке валка приложен крутящий момент $M_{кр}$. Подверженный такому нагружению валок испытывает изгиб и кручение. Однако в силу того, что диаметр бочки D обычно бывает существенно больше диаметра шейки d , напряжениями кручения в бочке обычно пренебрегают и рассчитывают бочку только на изгиб, а шейку - на изгиб и кручение [1-3].

Максимальные напряжения изгиба в бочке валка рассчитывают по формуле

$$\sigma_{из.б.} = \frac{M_{из}}{W_{из}} = \frac{M_{из}}{0.1D^3}, \quad (1.1)$$

Расчеты по оборудованию прокатных станов

где $M_{из}$ - максимальный изгибающий момент, кН·м;
 $W_{из} = 0,1D^3$ - момент сопротивления бочки валка изгибу, м³.

$$M_{из} = \frac{P}{4} \left(A - \frac{B}{2} \right). \quad (1.2)$$

Максимальные изгибающие напряжения в шейке валка возникают по галтели (в месте соединения шейки и бочки валка) и равны:

$$\sigma_{из.ш} = \frac{P \ell}{0.4 d^3}. \quad (1.3)$$

Наибольшие касательные напряжения кручения получаются в приводной шейке валка (см. рис. 1.1) и составляют:

$$\tau_{кр.ш} = \frac{M_{кр}}{W_{кр.ш}} = \frac{M_{кр}}{0.2 d^3}, \quad (1.4)$$

где $W_{кр.ш} = 0.2 d^3$ - момент сопротивления шейки кручению.

Суммарное напряжение в шейке определяют в зависимости от материала валка:

- для стальных валков по 4-й теории прочности

$$\sigma_{ш} = \sqrt{\sigma_{из.ш}^2 + 3\tau_{кр.ш}^2}, \quad (1.5)$$

- для чугуновых валков по теории Мора

$$\sigma_{ш} = 0.375 \sigma_{из.ш} + 0.625 \sqrt{\sigma_{из.ш}^2 + 4\tau_{кр.ш}^2}. \quad (1.6)$$

Напряжения в приводной концевой части валка определяют в зависимости от ее формы. Если она выполнена в виде трефа (см. рис. 1.1), то напряжения кручения рассчитывают по формуле

$$\tau_{тр} = \frac{M_{кр}}{0.0706 d_1^3}. \quad (1.7)$$

Если концевая часть валка выполнена цилиндрической с шпонкой под съемную головку шпинделя (рис. 1.2,а), то ее рас-

Расчеты по оборудованию прокатных станов

считывают также только на кручение по формуле

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{0.2 d_2^3 - \frac{bh(2d_2 - h)^2}{16d_2}} \quad (1.8)$$

Для концевой части в виде лопасти универсального шарнира (см. рис. 1.2,б) определяют напряжения в двух сечениях. В сечении I-I рассчитывают напряжения изгиба и кручения:

$$\sigma_{из} = \frac{P_1 x}{W_{из}} \quad \text{и} \quad \tau_{кр} = \frac{P_1 l}{W_{кр}} \quad (1.9)$$

где $P_1 = \frac{M_{кр}}{2f}$, $W_{из} = \frac{b-c}{2} \cdot \frac{S^2}{6}$,

$$W_{кр} = \eta \frac{b-c}{2} S^2,$$

η - коэффициент, учитывающий отношение сторон лопасти и принимающий значение 0.25-0.30 [1].

Суммарное напряжение находят по формулам (1.5) или (1.6) в зависимости от материала валка.

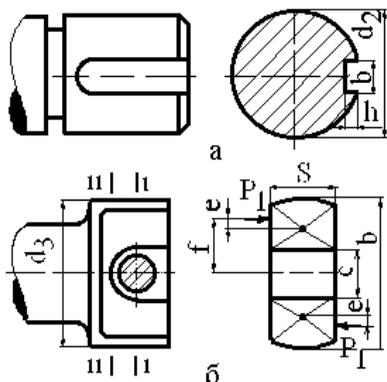


Рис. 1.2. Форма концевых частей прокатных валков:

а - цилиндрическая под съемную

головку шпинделя; б - лопасть для универсального шарнира

В сечении II-II лопасть испытывает только напряжения кручения, которые рассчитывают по формуле

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{M_{кр}}{\eta b S^2} \quad (1.10)$$

Затем для каждого элемента валка проверяют выполнение условия прочности (1.1) или (1.2).

Численные значения предела прочности валков по нормальным напряжениям σ_B в зависимости от материала приведены в табл. 1.1 [1-3,10].

Расчеты по оборудованию прокатных станов

 Таблица 1.1
 Предел прочности материала валков

Кованые валки		Литые валки	
Марка стали	$\sigma_B, \text{МПа}$	Марка материала	$\sigma_B, \text{МПа}$
1. Углеродистые стали 50-60	600-650	1. Углеродистые стали 50-70	500-600
2. Легированные стали 55Х, 55ХН, 60ХН	620-680	2. Легированные стали 50Х, 55Х, 55ХН, 60ХН, У15ХНМ	580-650 680-700
3. Легированные стали 9Х, 9Х2, 9ХФ, 9ХМ, 9Х2М	800-1000	3. Чугун СШ-СШХН, ЛШ-ЛШХН СП-СПХН, ЛП-ЛПХН	400-500 400-500

Значения предела прочности металла на сдвиг обычно принимают как долю от σ_B : $\tau_B = (0,6 \div 0,7) \sigma_B$.

ПРИМЕР 1.1. Рассчитать на прочность валок черновой рабочей клетки дуо широкополосного стана 1400. Размеры валка (см. рис.1.1), м: $D=0.85$; $L=1.4$; $A=2.15$; $d=0.6$; $l=0.75$; $d_1=0.42$. Усилие прокатки $P=8000$ кН. К тrefу валка приложен крутящий момент $M_{кр}=450$ кН*м. Ширина прокатываемого листа $B=1.0$ м. Материал валка - литая сталь марки У15ХНМ.

По формуле (1.2) рассчитаем максимальный изгибающий момент в бочке валка

$$M_{из} = \frac{8000}{4} \left(2.15 - \frac{1.0}{2} \right) = 3300 \text{ кН} \cdot \text{м} = 3.3 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Соответствующее ему напряжение изгиба в бочке валка определим по формуле (1.1)

$$\sigma_{из.б} = \frac{3.3}{0.1 \cdot 0.85^3} = 53.73 \text{ МПа}.$$

Максимальное изгибающее напряжение в шейке валка при расчете по формуле (1.3) составит

Расчеты по оборудованию прокатных станов

$$\sigma_{\text{из.ш}} = \frac{8000 \cdot 0.75}{0.4 \cdot 0.6^3} = 69444 \text{ кПа} = 69.44 \text{ МПа.}$$

Напряжение кручения в приводной шейке вала рассчитаем по формуле (1.4)

$$\tau_{\text{кр.ш}} = \frac{450}{0.2 \cdot 0.6^3} = 10417 \text{ кПа} = 10.42 \text{ МПа.}$$

Поскольку валок изготовлен из стали, суммарное напряжение в шейке вала найдем по формуле (1.5)

$$\sigma_{\text{ш}} = \sqrt{69.44^2 + 3 \cdot 10.42^2} = 71.75 \text{ МПа.}$$

Так как концевая часть вала выполнена в форме тrefа, то напряжение кручения в ней рассчитаем по формуле (1.7)

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{450}{0.0706 \cdot 0.42^3} = 86032 \text{ кПа} = 86.03 \text{ МПа.}$$

С учетом полученных напряжений определим коэффициенты запаса прочности в каждом элементе вала по формулам

$$n = \frac{\sigma_{\text{В}}}{\sigma} \geq [n] \quad \text{или} \quad n = \frac{\tau_{\text{В}}}{\tau} \geq [\tau]., \text{ принимая по}$$

табл. 1.1 предел прочности для материала вала на изгиб $\sigma_{\text{В}} = 700 \text{ МПа}$ и на кручение

$\tau_{\text{В}} = 0.7 \cdot \sigma_{\text{В}} = 0.7 \cdot 700 = 490 \text{ МПа.}$ В результате получим следующие коэффициенты запаса прочности:

$$\text{в бочке вала } n = \frac{700}{57.73} = 13.03,$$

$$\text{в шейке вала } n = \frac{700}{71.75} = 9.76,$$

$$\text{в тrefе вала } n = \frac{490}{86.03} = 5.70.$$

Все полученные значения коэффициентов запаса прочности выше допустимого $[n]=5$, т.е. все элементы вала имеют достаточную прочность. При этом можно сделать вывод, что наибо-

Расчеты по оборудованию прокатных станов

лее слабым элементом вала является приводной торец.

Валки сортовых станов дуо могут быть загружены как одной силой (прокатка в одну нитку), так и несколькими силами (многониточная прокатка, прокатка с перекрытиями и т.п.). Рассмотрим общий случай, когда валок загружен силами P_i ($i=1,2,3,\dots,n$), приложенными на расстоянии x_i от опоры в ручьях с диаметром вала D_i (рис. 1.3). К приводному концу вала приложен необходимый для прокатки крутящий момент $M_{кр}$. Поскольку ширина ручья, как правило, бывает существенно меньше длины бочки, то сортовой валок рассчитывают на изгиб в каждом ручье бочки от действия сосредоточенной силы P_i и на изгиб и кручение по шейке.

Так как нагрузка на валок обычно бывает несимметричной относительно опор, вначале нужно определить реакции на шейки вала из условия равновесия сил и моментов (см. рис. 1.3):

$$R_2 = \frac{\sum_{i=1}^n P_i x_i}{A}; \quad R_1 = \sum_{i=1}^n P_i - R_2. \quad (1.14)$$

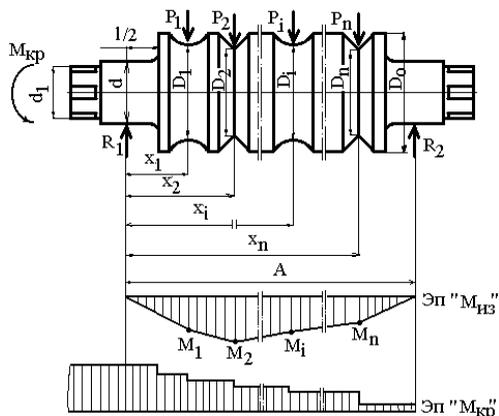


Рис. 1.3. Схема нагружения сортового вала клетки дуо

Расчеты по оборудованию прокатных станов

Затем определяют изгибающий момент в сечении каждого ручья по формулам

$$M_{из.1} = R_1 x_1$$

$$M_{из.2} = R_1 x_2 - P_1(x_2 - x_1)$$

$$M_{из.3} = R_1 x_3 - P_2(x_3 - x_2) - P_1(x_3 - x_1)$$

...

$$M_{из.i} = R_1 x_i - P_{i-1}(x_i - x_{i-1}) - P_{i-2}(x_i - x_{i-2}) - \dots - P_{i-n+1}(x_i - x_{i-n+1}) \quad (1.15)$$

...

$$M_{из.n} = R_1 x_n - P_{n-1}(x_n - x_{n-1}) - P_{n-2}(x_n - x_{n-2}) - \dots - P_1(x_n - x_1)$$

Напряжения изгиба в каждом сечении рассчитывают по формуле

$$\sigma_{из.i} = \frac{M_{из.i}}{0.1 \cdot D_i^3} \quad (1.16)$$

После расчета этих напряжений определяют опасное сечение, где $\sigma_{из.i}$ имеет максимальное значение

$$\sigma_{из.max} = \max(\sigma_{из.i}).$$

Напряжения изгиба и кручения в приводной шейке валка рассчитывают по формулам

$$\sigma_{из.ш} = \frac{R_1 l}{0.2 d^3}, \quad \tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{0.2 d^3} \quad (1.17)$$

Результирующее напряжение в шейке определяют в зависимости от материала валка по формулам (1.5) или (1.6).

Напряжения в приводной концевой части валка рассчитывают в зависимости от ее формы по формулам (1.7) - (1.10).

ПРИМЕР 1.2. Рассчитать на прочность валок рабочей клетки черновой группы проволочного стана при прокатке в 4 нитки ($n=4$). Размеры валка составляют (см. рис. 1.3), мм: $D_0 = 450$, $D_1 = D_2 = D_3 = D_4 = 400$, $x_1=210$, $x_2=460$, $x_3=710$, $x_4=960$,

Расчеты по оборудованию прокатных станов

$$d=230, l = 250, A = 1300.$$

Концевая часть вала выполнена цилиндрической со шпонкой под съемную лопасть шпинделя (см. рис. 1.2, а) с размерами, мм: $d_2=200$; $b=60$; $h = 20$. В каждом из четырех калибров приложено одинаковое усилие $P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = 1100$ кН. К приводному концу вала приложен крутящий момент $M_{кр}=80$ кН*м. Материал вала - чугун СПХН-65.

По формулам (1.14) рассчитаем реакции от усилия прокатки на шейки вала

$$R_2 = \frac{1100 \cdot 0.21 + 1100 \cdot 0.46 + 1100 \cdot 0.71 + 1100 \cdot 0.96}{1.3} = 1980 \text{кН},$$

$$R_1 = 1100 + 1100 + 1100 + 1100 - 1980 = 2420 \text{кН}.$$

Изгибающие моменты в сечении каждого ручья по формулам (1.15) составят:

$$M_{из.1} = 2420 \cdot 0.21 = 508.2 \text{кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{из.2} = 2420 \cdot 0.46 - 1100(0.46 - 0.21) = 838.2 \text{кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{из.3} = 2420 \cdot 0.71 - 1100(0.71 - 0.46) - 1100 \cdot (0.71 - 0.21) = 893.2 \text{кН} \cdot \text{м},$$

$$M_{из.4} = 2420 \cdot 0.96 - 1100(0.96 - 0.71) - 1100 \cdot (0.96 - 0.46) - 1100 \cdot (0.96 - 0.21) = 673.2 \text{кН} \cdot \text{м}.$$

Напряжения изгиба в каждом сечении рассчитаем по формуле (1.16)

$$\sigma_{из.1} = \frac{508.2 \cdot 10^{-3}}{0.1 \cdot 0.4^3} = 79.4 \text{МПа},$$

$$\sigma_{из.2} = \frac{838.2 \cdot 10^{-3}}{0.1 \cdot 0.4^3} = 130.96 \text{МПа},$$

$$\sigma_{из.3} = \frac{893.1 \cdot 10^{-3}}{0.1 \cdot 0.4^3} = 139.56 \text{МПа},$$

$$\sigma_{\text{из.4}} = \frac{673.2 \cdot 10^{-3}}{0.1 \cdot 0.4^3} = 105.18 \text{ МПа.}$$

Напряжения изгиба и кручения в приводной шейке вала определим по формулам (1.17)

$$\sigma_{\text{из.ш}} = \frac{2420 \cdot 0.25 \cdot 10^{-3}}{0.2 \cdot 0.23^3} = 248.6 \text{ МПа,}$$

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{80 \cdot 10^{-3}}{0.2 \cdot 0.23^3} = 32.9 \text{ МПа.}$$

Так как валок выполнен из чугуна, суммарное напряжение в шейке вала найдем по формуле (1.6)

$$\sigma_{\text{ш}} = 0.375 \cdot 248.6 + 0.625 \sqrt{248.6^2 + 4 \cdot 32.9^2} = 253.95 \text{ МПа.}$$

Поскольку концевая часть вала цилиндрическая со шпонкой под съемную лопасть шпинделя, то напряжение кручения в ней рассчитаем по формуле (1.8)

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{80 \cdot 10^{-3}}{0.2 \cdot 0.2^3 - \frac{0.06 \cdot 0.02 \cdot (2 \cdot 0.2 - 0.02)^2}{16 \cdot 0.2}} = 51.6 \text{ МПа.}$$

С учетом полученных напряжений определим коэффициенты запаса прочности в каждом элементе вала по формулам

$$n = \frac{\sigma_{\text{В}}}{\sigma} \geq [n], n = \frac{\tau_{\text{В}}}{\tau} \geq [\tau]. \quad \text{принимая по табл. 1.1.}$$

предел прочности для материала вала на изгиб $\sigma_{\text{В}} = 500 \text{ МПа}$

и на кручение $\tau_{\text{В}} = 0.7 \cdot \sigma_{\text{В}} = 0.7 \cdot 500 = 350 \text{ МПа.}$

В результате получим следующие значения коэффициентов запаса прочности:

в бочке вала

Расчеты по оборудованию прокатных станов

$$n_1 = \frac{500}{79.4} = 6.3,$$

$$n_2 = \frac{500}{130.96} = 3.8,$$

$$n_3 = \frac{500}{139.56} = 3.5, \quad n_4 = \frac{500}{105.18} = 4.75,$$

$$n = \min(n_1, n_2, n_3, n_4) = 3.5;$$

в шейке валка
$$n = \frac{500}{253.95} = 1.97;$$

в концевой части валка

$$n = \frac{350}{51.6} = 6.8.$$

Все элементы валка, кроме концевой части, имеют коэффициенты запаса прочности ниже допустимого $[n] = 5$. При этом наиболее слабым элементом валка является приводная шейка.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №2

РАСЧЕТ ВАЛКОВ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Прокатные валки в процессе вращения испытывают длительное воздействие знакопеременных нагрузок. Если циклические напряжения, возникающие в валке от этих нагрузок, превышают определенный уровень, то в материале валков через определенное число циклов начинают появляться микротрещины, которые, постепенно развиваясь, вызывают в итоге быстро протекающее разрушение, которое называют **усталостным**.

В большинстве случаев величина циклических напряжений, при которых возникает усталостное разрушение, значительно меньше предела прочности материала валка. Поэтому, помимо расчета валков на статическую прочность, необходимо производить расчет их на **циклическую** прочность или **выносливость**, особенно в тех случаях, когда коэффициент запаса статической прочности ниже допустимого $[n]=5$.

Расчеты валков на выносливость обычно проводят после расчетов на статическую прочность, используя в качестве исходных данных найденные максимальные статические напряжения изгиба σ_{\max} и кручения τ_{\max} . При этом определяют **коэффициент запаса усталостной прочности n_y** (или **запас выносливости**) при одновременном действии нормальных и касательных напряжений.

Для стальных валков этот коэффициент рассчитывают по формуле

$$n_y = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}, \quad (2.1)$$

где n_σ - запас выносливости по нормальным напряжениям;

n_τ — запас выносливости по касательным напряжениям.

Коэффициенты n_σ и n_τ с достаточной точностью можно определить по упрощенным формулам [1]:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_B \cdot \varepsilon_\sigma}{k_\sigma \cdot \sigma_{\max}}, \quad (2.2)$$

Расчеты по оборудованию прокатных станов

$$n_{\tau} = \frac{\tau_B \cdot \varepsilon_{\tau}}{K_{\tau} \cdot \tau_{\max}}, \quad (2.3)$$

где ε_{σ} и ε_{τ} - масштабные факторы, учитывающие влияние размеров валка при изгибе и кручении соответственно; K_{σ} и K_{τ} - коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении в месте перехода шейки валка в бочку (т.е. в галтели).

Значения коэффициентов для стальных валков:

для бочки валка $\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\tau} \approx 0.4$; $K_{\sigma} = K_{\tau} \approx 1.6$;

для шейки валка $\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\tau} \approx 0.6$; $K_{\sigma} = K_{\tau} \approx 1.4$;

для тrefа валка $\varepsilon_{\tau} \approx 0.8$; $K_{\tau} \approx 1.2$.

При расчете запаса выносливости для чугунных валков в формулу (2.1) вводят коэффициент $K_r = 0.85 \div 1.0$:

$$n_y = K_r \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}, \quad (2.4)$$

а коэффициенты концентрации принимают $K_{\sigma} = K_{\tau} = 1$.

Масштабные факторы принимают такими же, как для стальных валков.

Полученный коэффициент запаса прочности n_y , сравнивают с допустимым $[n_y]$, равным $2 \div 3$, т.е. $n_y \geq 2 \div 3$.

ПРИМЕР 2.1. Проверить на усталостную прочность рабочий валок проволочного стана с исходными данными из **ПРИМЕРА 1.2**. В результате расчета этого валка на статическую прочность установлено, что максимальные статические напряжения получаются в шейке валка и составляют $\sigma_{\max} = 248.6$ МПа и $\tau_{\max} = 32.9$ МПа.

Поскольку валок изготовлен из чугуна, то следует принять $K_{\sigma} = K_{\tau} = 1$ и $\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\tau} = 0.6$. Тогда коэффициенты запаса усталостной прочности составят:

- по нормальным напряжениям по формуле (2.2)

Расчеты по оборудованию прокатных станов

$$n_{\sigma} = \frac{500 \cdot 0.6}{1 \cdot 248.6} = 1.4,$$

- по касательным напряжениям по формуле (2.3)

$$n_{\tau} = \frac{350 \cdot 0.6}{1 \cdot 32.9} = 6.38,$$

(2.4) - при совместном действии изгиба и кручения по формуле

$$n_y = 1 \frac{1.2 \cdot 6.38}{\sqrt{1.2^2 + 6.38^2}} = 1.18.$$

По результатам расчета можно сделать вывод, что шейка валка не удовлетворяет условию усталостной прочности, так как

$$n_y < [n_y]_{=2 \div 3}.$$

Методика более точного расчета валков на усталостную прочность изложена в работах [10] и [12].

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №3

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ СТАНИН ПРОКАТНЫХ КЛЕТЕЙ

Станины обычно изготавливают из литой стали марок 25Л, 35Л и т.п. с $\sigma_B = 500\div 600$ МПа; для мелкосортных и среднесортных станов станины могут быть изготовлены из высокопрочного чугуна с $\sigma_B = 400\div 450$ МПа.

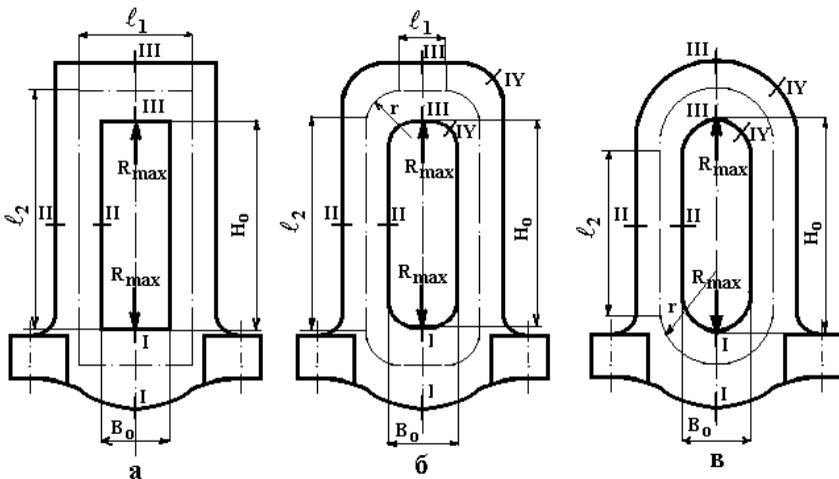
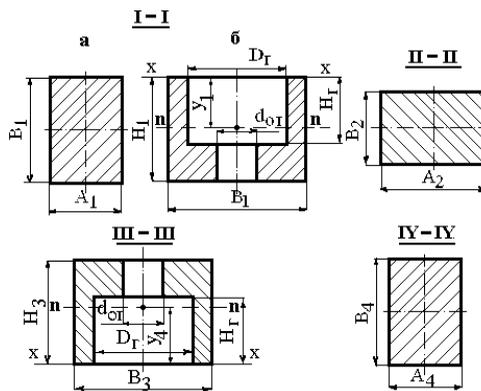
Станины рассчитывают на максимальную реакцию R_{max} от усилия прокатки, которая передается на станину через подушки, предохранительный элемент и нажимной механизм. Горизонтальными усилиями, которые действуют на станину клетки в момент захвата полосы или при прокатке с натяжением, обычно пренебрегают [1,2]. Методика расчета зависит от типа станин.

3.1. Станины закрытого типа

Станину закрытого типа рассматривают как жесткую статически неопределимую раму, состоящую из двух одинаковых стоек и двух поперечин, которые могут быть прямоугольной формы, со скругленными углами или полукруглыми (рис. 3.1).

В общем случае в станине можно выделить три опасных сечения: поперечное сечение нижней поперечины (см. рис. 3.1, сечение I-I), поперечное сечение стойки (сечение II-II), поперечное сечение верхней поперечины (сечение III - III,) и поперечное сечение в месте сопряжения стойки с верхней поперечной (сечение IV-IV на рис. 3.1,б и в). Типичная форма указанных сечений представлена на рис. 3.2.

Расчеты по оборудованию прокатных станов


Рис. 3.1. Расчетная схема станины закрытого типа

Рис. 3.2. Форма характерных сечений стоек и поперечин станин

Для каждого опасного сечения, в зависимости от его формы (см. рис. 3.2), выполняют расчет площади поперечного сечения, координаты центра тяжести, момента инерции и момента сопротивления изгибу.

Опасное сечение I-I может быть сплошным прямоугольным (см. рис. 3.2,а) или с вырезами под нажимную гайку (см. рис. 3.2,б).

Расчеты по оборудованию прокатных станов

Для сплошного поперечного сечения нижней поперечины указанные параметры рассчитывают по формулам:

площадь сечения

$$F_1 = A_1 \cdot B_1, \quad (3.1)$$

момент инерции

$$J_1 = \frac{A_1 B_1^3}{12}, \quad (3.2)$$

координата центра тяжести

$$Y_1 = \frac{B_1}{2}, \quad (3.3)$$

момент сопротивления изгибу

$$W_1 = \frac{A_1 \cdot B_1^2}{6}. \quad (3.4)$$

Для сечения с вырезами под нажимную гайку и винт (см. рис. 3.2,б) расчет ведут по формулам

площадь сечения

$$F_1 = H_1 \cdot B_1 - H_r \cdot D_r - (H_1 - H_r) \cdot d_{от}, \quad (3.5)$$

статический момент относительно оси $x-x$, проходящей через верхнее основание сечения

$$S_1 = 0.5 \left[B_1 \cdot H_1^2 - D_r \cdot H_r^2 - d_{от} (H_1^2 - H_r^2) \right], \quad (3.6)$$

координата центра тяжести

$$Y_1 = \frac{S_1}{F_1}, \quad (3.7)$$

момент инерции сечения относительно нейтральной оси, проходящей через центр тяжести

$$J_1 = \frac{B_1 \cdot H_1^3}{12} + \left(\frac{H_1}{2} - Y_1 \right)^2 H_1 B_1 - \frac{d_{от} (H_1 - H_r)^3}{12} -$$

$$\begin{aligned}
 & - \left(\frac{H_1 + H_\Gamma}{2} - Y_1 \right)^2 (H_1 - H_\Gamma) d_{от} - \frac{D_\Gamma H_\Gamma^3}{12} - \\
 & - \left(\frac{H_\Gamma}{2} - Y_1 \right)^2 D_\Gamma H_\Gamma, \quad (3.8)
 \end{aligned}$$

момент сопротивления изгибу

$$W_1 = \frac{J_1}{Y_1}. \quad (3.9)$$

Опасное сечение II-II (см. рис. 3.2).

$$F_2 = A_2 \cdot B_2, \quad (3.10)$$

$$J_2 = \frac{B_2 A_2^3}{12}, \quad (3.11)$$

$$W_2 = \frac{B_2 \cdot A_2^2}{6}. \quad (3.12)$$

Опасное сечение III-III (см. рис. 3.2):

$$F_3 = H_3 \cdot B_3 - H_\Gamma \cdot D_\Gamma - (H_3 - H_\Gamma) \cdot d_{от}, \quad (3.13)$$

$$S_3 = 0.5 \left[B_3 \cdot H_3^2 - D_\Gamma \cdot H_\Gamma^2 - d_{от} (H_3^2 - H_\Gamma^2) \right], \quad (3.14)$$

$$Y_3 = \frac{S_3}{F_3}, \quad (3.15)$$

$$J_3 = \frac{B_3 \cdot H_3^3}{12} + \left(\frac{H_3}{2} - Y_3 \right)^2 H_3 B_3 - \frac{d_{от} (H_3 - H_\Gamma)^3}{12} -$$

$$\begin{aligned}
 & - \left(\frac{H_3 + H_\Gamma}{2} - Y_3 \right)^2 (H_3 - H_\Gamma) d_{от} - \frac{D_\Gamma H_\Gamma^3}{12} -
 \end{aligned}$$

$$-\left(\frac{H_r}{2} - y_3\right)^2 D_r H_r, \quad (3.16)$$

$$W_3 = \frac{J_3}{Y_3}. \quad (3.17)$$

Опасное сечение IY-IY (см. рис. 3.2):

$$F_4 = A_4 \cdot B_4, \quad (3.18)$$

$$J_4 = \frac{A_4 B_4^3}{12}, \quad (3.19)$$

$$Y_4 = \frac{B_4}{2}, \quad (3.20)$$

$$W_4 = \frac{A_4 \cdot B_4^2}{6}. \quad (3.21)$$

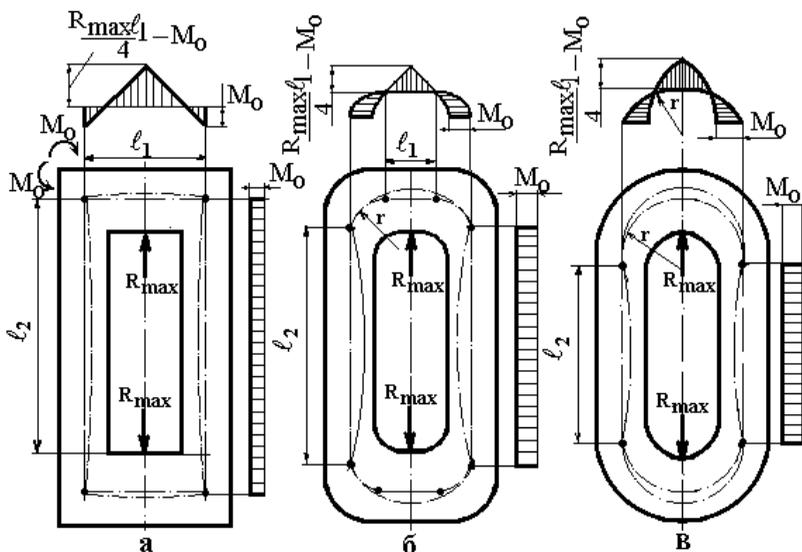


Рис. 3.3 . Эпюры изгибающих моментов в станинах закрытого типа

Расчеты по оборудованию прокатных станов

Под действием силы R_{\max} в углах жесткой рамы возникают статически неопределимые изгибающие моменты M_0 , направленные как показано на рис. 3.3. Эти моменты изгибают стойки станины внутрь ее, окна, а поперечины - по направлению действия силы R_{\max} .

Статически неопределимый момент M_0 рассчитывают в зависимости от формы поперечины станины по формулам:

- для прямоугольной поперечины (см. рис. 3.3,а)

$$M_0 = \frac{R_{\max} l_1}{8} \cdot \frac{1}{1 + \frac{l_2 \cdot J_1}{l_1 \cdot J_2}}, \quad (3.22)$$

- для поперечины с закругленными углами (см. рис. 3.3,б)

$$M_0 = \frac{R_{\max} \left[\frac{l_1^2}{8 J_3} + \frac{r^2 \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right)}{J_4} + \frac{l_1 \cdot r}{2 J_3} \right]}{\frac{l_1}{J_3} + \frac{l_2}{J_2} + \frac{\pi \cdot r}{J_4}}, \quad (3.23)$$

- для станины с полукруглой поперечиной (см. рис. 3.3,в)

$$M_0 = \frac{R_{\max} \cdot r \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right)}{\pi + \frac{l_2 \cdot J_4}{J_2 \cdot r}}, \quad (3.24)$$

где l_1 - длина поперечины по нейтральной линии; l_2 - длина стоек по нейтральной линии; r - радиус закругления углов станины по нейтральной линии. Параметры l_1 и l_2 определяют по формулам (см. рис.3.1-3.3):

для прямоугольной станины

Расчеты по оборудованию прокатных станов

$$l_1 = B_0 + A_2, \quad l_2 = H_0 + Y_3 + Y_1, \quad (3.25)$$

для станины с закругленными углами

$$l_1 = B_0 + A_2 - 2 \cdot r, \quad l_2 = H_0 + Y_3 + Y_1 - 2 \cdot r, \quad (3.26)$$

для станины с полукруглой поперечиной

$$l_1 = 0, \quad l_2 = H_0 + Y_3 + Y_1 - 2 \cdot r, \quad (3.27)$$

Под действием статически неопределимого момента M_0 и силы R_{\max} в поперечинах возникают напряжения изгиба, а в стойках - напряжения изгиба и растяжения.

Эти напряжения в опасных сечениях станины любой формы рассчитывают по формулам:

в нижней поперечине

$$\sigma_1 = \frac{\frac{R_{\max} l_1}{4} - M_0}{W_1}, \quad (3.28)$$

в стойках

$$\sigma_2 = \frac{R_{\max}}{2 \cdot F_2} + \frac{M_0}{W_2}, \quad (3.29)$$

в верхней поперечине

$$\sigma_3 = \frac{\frac{R_{\max} l_1}{4} - M_0}{W_3}, \quad (3.30)$$

Для каждого опасного сечения проверяют выполнение условия прочности. Допустимый коэффициент запаса прочности для станины принимают равным 10.

ПРИМЕР 3.1. Рассчитать на прочность станину закрытого типа рабочей клетки стана 2000 холодной прокатки. Форма и размеры опасных сечений станины показаны на рис.3.4. Станина изготовлена из литой стали марки 35Л. Усилие прокатки На поперечины станины действует сила $R_{\max} = 17$ МН.

Определим для каждого опасного сечения его площадь, координату центра тяжести, момент инерции и момент сопротивления изгибу по формулам (3.1)-(3.21)

Расчеты по оборудованию прокатных станов

Сечение I-I при $A_1 = 0.8$ м, $B_1 = 1.2$ м (см. рис. 3.2 и 3.4):

$$F_1 = 0.8 \cdot 1.2 = 0.96 \text{ м}^2, \quad J_1 = \frac{0.8 \cdot 1.2^3}{12} = 0.115 \text{ м}^4,$$

$$Y_1 = \frac{1.2}{2} = 0.6 \text{ м}, \quad W_1 = \frac{0.8 \cdot 1.2^2}{6} = 0.192 \text{ м}^3.$$

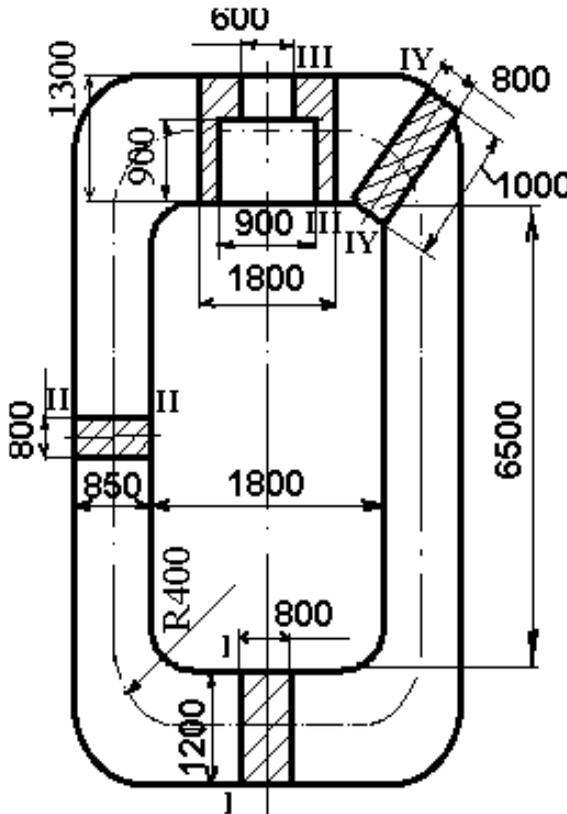


Рис. 3.4. К расчету на прочность станины закрытого типа

Сечение II-II при $A_2 = 0.85$ м, $B_2 = 0.8$ м (см. рис. 3.2 и 3.4):

$$F_2 = 0.85 \cdot 0.8 = 0.68 \text{ м}^2,$$

$$J_2 = \frac{0.8 \cdot 0.85^3}{12} = 0.041 \text{ м}^4,$$

$$Y_2 = \frac{0.85}{2} = 0.425 \text{ м},$$

$$W_2 = \frac{0.8 \cdot 0.85^2}{6} = 0.096 \text{ м}^3.$$

Сечение III-III при $H_3 = 1.3$ м, $B_3 = 1.8$ м, $H_\Gamma = 0.9$ м, $D_\Gamma = 0.9$ м, $d_{0\Gamma} = 0.6$ м (см. рис. 3.2 и 3.4):

$$F_3 = 1.3 \cdot 1.8 - 0.9 \cdot 0.9 - (1.3 - 0.9) \cdot 0.6 = 1.29 \text{ м}^2,$$

$$S_3 = 0.5 \left[1.8 \cdot 1.3^2 - 0.9 \cdot 0.9^2 - 0.6(1.3^2 - 0.9^2) \right] = 0.892$$

$$\begin{aligned}
 J_3 = & \frac{1.8 \cdot 1.3^3}{12} + \left(\frac{1.3}{2} - 0.692 \right)^2 \cdot 1.3 \cdot 1.8 - \frac{0.6(1.3 - 0.9)^3}{12} - \\
 & - \left(\frac{1.3 + 0.9}{2} - 0.692 \right)^2 (1.3 - 0.9) \cdot 0.6 - \frac{0.9 \cdot 0.9^3}{12} - \\
 & - \left(\frac{0.9}{2} - 0.692 \right)^2 \cdot 0.9 \cdot 0.9 = 0.19 \text{ м}^4,
 \end{aligned}$$

$$W_3 = \frac{0.19}{0.692} = 0.275 \text{ м}^3.$$

Сечение IY-IY при $A_4 = 0.8 \text{ м}$, $B_4 = 1.0 \text{ м}$ (см. рис. 3.2 и 3.4):

$$F_4 = 0.8 \cdot 1.0 = 0.8 \text{ м}^2, \quad J_4 = \frac{0.8 \cdot 1.0^3}{12} = 0.067 \text{ м}^4,$$

$$Y_4 = \frac{1.0}{2} = 0.5 \text{ м}, \quad W_4 = \frac{0.8 \cdot 1.0^2}{6} = 0.133 \text{ м}^3.$$

Определяем длины нейтральных линий по формуле (3.26) (см. рис.3.2 и 3.4):

$$\text{-поперечин } \ell_1 = 1.8 + 0.85 - 2 \cdot 0.4 = 1.85 \text{ м}.$$

$$\text{-стойки } \ell_2 = 6.5 + 0.692 + 0.6 - 2 \cdot 0.4 = 6.992 \text{ м},$$

Статически неопределимый момент рассчитываем по формуле (3.23)

$$M_0 = \frac{17 \left[\frac{1.85^2}{8 \cdot 0.19} + \frac{0.4^2}{0.067} \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) + \frac{1.85 \cdot 0.4}{2 \cdot 0.19} \right]}{\frac{1.85}{0.19} + \frac{6.992}{0.041} + \frac{\pi \cdot 0.4}{0.067}} = 0.464$$

МН·м.

Рассчитываем напряжения в элементах станины по формулам (3.29-3.30):

Расчеты по оборудованию прокатных станов

$$\text{в нижней поперечине } \sigma_1 = \frac{17 \cdot 1.85 - 0.464}{4 \cdot 0.192} = 38.5 \text{ МПа,}$$

$$\text{в стойках } \sigma_2 = \frac{17}{2 \cdot 0.68} + \frac{0.464}{0.096} = 17.3 \text{ МПа,}$$

$$\text{в верхней поперечине } \sigma_3 = \frac{17 \cdot 1.85 - 0.464}{4 \cdot 0.246} = 30.1 \text{ МПа.}$$

Определяем коэффициенты запаса прочности по формуле, приняв предел прочности материала станины $\sigma_B = 600$ МПа:

$$\text{для нижней поперечины } n_1 = \frac{600}{38.5} = 15.6,$$

$$\text{для стойки } n_2 = \frac{600}{17.3} = 34.7,$$

$$\text{для верхней поперечины } n_3 = \frac{600}{30.1} = 19.9.$$

Условие прочности выполняется для всех элементов станины, так как расчетные коэффициенты запаса прочности больше допустимого $[n] = 10$. Наиболее слабым местом станины является нижняя поперечина.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №4

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ ТРУБОПРОКАТНЫХ СТАНОВ. РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ПРИВОДА ПРОШИВНОГО СТАНА

1. Цель занятия

Закрепление теоретических знаний, углубленное изучение конструкции различных типов станов для производства труб и приобретение студентами практических навыков к расчету мощности привода прошивного стана.

2. Основные теоретические сведения

2.1. Трубопрокатные станы

Стальные бесшовные трубы изготавливают горячекатаными, холоднокатаными, холоднотянутыми и прессованными. Производство горячекатаных труб диаметром менее 20 мм экономически нецелесообразно, их изготавливают способами холодной прокатки и волочения.

Трубы диаметром свыше 700 мм также нецелесообразно изготавливать на прокатных станах ввиду сложности и громоздкости оборудования.

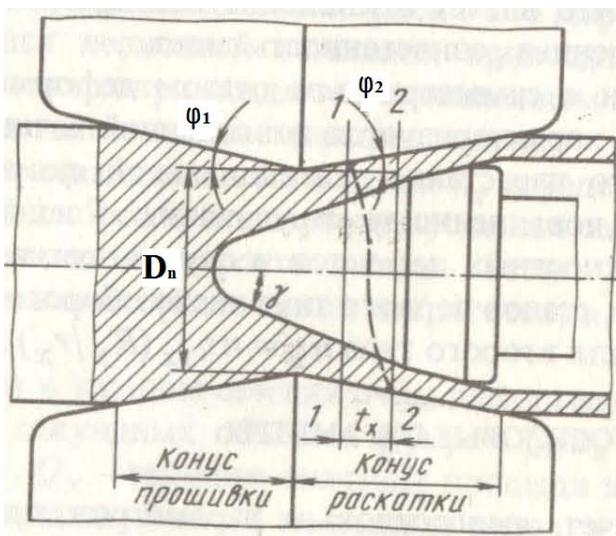
Производство бесшовных труб методом горячей прокатки осуществляется на трубопрокатных агрегатах, имеющих в своем составе различные трубопрокатные станы. В зависимости от того, какой установлен в агрегате раскатной стан, трубопрокатные агрегаты классифицируются следующим образом:

- 1 трубопрокатный агрегат с пильгер-станом,
- 2 трубопрокатный агрегат с автоматическим станом;
- 3 трубопрокатный агрегат с трехвалковым раскатным станом;
- 4 трубопрокатный агрегат с непрерывным раскатным станом.

2.2. Прошивные станы

Прошивной стан является неотъемлемой составной частью любого из вышеперечисленных трубопрокатных агрегатов. Прошивные станы служат для получения отверстий в заготовках круглого сечения или слитках при прокатке бесшовных труб. Эта операция является первоначальной и поэтому прошивной стан

является первым станом трубопрокатного агрегата.



В зависимости от формы прокатных валков и схемы их расположения прошивные станы разделяются на три основных типа:

- 1 с бочкообразными валками;
- 2 с грибовидными валками;
- 3 с дисковыми валками.

В станах всех трех типов процесс прошивки осуществляется путем поперечно-винтовой (косой) прокатки, когда заготовка одновременно вращается и движется поступательно. Между валками устанавливают оправку, на которую прокатываемый металл надвигается при поступательном движении, в результате чего в нем образуется полость. В процессе этого из сплошной заготовки получается толстостенная труба, называемая гильзой.

2.3. Пилигримовые станы

Особенность пилигримовой прокатки состоит в том, что деформация осуществляется в ручьях переменного радиуса на цилиндрическом дорне. Этот способ характеризуется высокими единичными обжатиями и значительными суммарными вытяжками (более 16), благодаря чему можно получать трубы высокого качества непосредственно из слитков. На пилигримовых станах прокатывают трубы диаметром до 650 мм.

2.4. Автоматические станы

Одним из наиболее распространенных способов раскатки гильз, полученных на прошивном стане, является продольная прокатка на автоматическом стане. Автоматические станы служат для прокатки труб диаметром от 70 до 400 мм.

2.5 Непрерывные трубопрокатные станы

Прокатка на непрерывном многоклетьевом стане является одним из наиболее перспективных высокопроизводительных способов производства труб. Непрерывные многоклетьевые станы предназначены для прокатки труб диаметром 40...152 мм с толщиной стенки от 2 до 20 мм.

2.6. Раскатные станы винтовой прокатки

Процесс раскатки на таких станах осуществляется в двухвалковых или трехвалковых станах на длинной (плавающей) или на короткой (неподвижной) оправке. Основным преимуществом раскатки гильз в трехвалковых станах является получение труб со значительно меньшей разностенностью по сравнению со способами горячей прокатки труб в круглых калибрах. Трехвалковые раскатные станы предназначены для производства труб диаметром 50...200 мм с толщиной стенки 5...10 мм.

3. Расчет нагрузки на валки и мощности привода прошивного стана

Для расчетов конструктивных элементов прошивного стана и его главного

привода необходимо знать действующие усилие и момент прокатки.

Усилие прокатки в общем виде

$$P = p_{\text{ср}} \cdot F,$$

где $p_{\text{ср}}$ - среднее давление прокатки;

F – площадь контактной поверхности металла с валками.

Для определения удельного давления $p_{\text{ср}}$ А.И.Целиков рекомендует формулу:

$$p_{\text{ср}} = 2\sigma_{\text{T}} [(1,2 \ln(2R/b) + 1,25b/2R - 0,25)],$$

где σ_{T} – предел текучести металла при данной температу-

Расчеты по оборудованию прокатных станов

ре прошивки;

R – радиус заготовки;

b – ширина контактной поверхности заготовки с валками.

Эта формула справедлива при соотношении $1 \leq 2R/b \leq 8,5$.

Для раскатки гильзы при $2R/b \geq 8,5$ можно использовать

формулу Прандтля

$$r_{cp} = \sigma_T (1 + 0,5n),$$

Расчет ширины контактной поверхности производят по формуле А.И.Целикова

$$b = \sqrt{\frac{2Rr\Delta r}{R+r}},$$

где R и r – соответственно радиусы заготовки и гильзы;

$\Delta r = R - r$ – абсолютное радиальное обжатие заготовки.

Общая длина контактной поверхности определяется как сумма длин во

входном l_1 и выходном l_2 конусах очага деформации:

$$l = l_1 + l_2;$$

$$l_1 = (R - r) / \operatorname{tg} \varphi_1;$$

$$l_2 = (r - r_n) / \operatorname{tg} \varphi_2$$

где R , r и r_n – радиусы заготовки, гильзы и половина расстояния между

валками в пережиме; φ_1 и φ_2 – угол входного и выходного конусов валков, $\varphi_1 = 3 \div 4^\circ$, $\varphi_2 = 4 \div 6^\circ$

$r_n = D_n / 2$ – где $D_n \approx b / \sin \beta$ – диаметр заготовки в сечении пережима, $\beta = 12 \div 20^\circ$ – угол подачи;

Подсчитав среднюю ширину контактной поверхности можно определить площадь контакта:

$$F = b \cdot l$$

Равнодействующая усилия прошивки составляет с осью каждого вала плечо

$$a = \sin(\varphi_1 + \varphi_2) (D_{\max} + D_n) / 2,$$

где D_{\max} – диаметр вала в пережиме; D_n – диаметр заготовки в сечении пережима.

Момент, необходимый для вращения рабочих валков: $M_{np} = 2Pa$.

$$\text{Мощность двигателя } N_{дв} = M_{np} \omega / \eta,$$

где M_{np} – момент прокатки, кНм;

$\omega = \pi n / 30$ – угловая скорость вращения вала, 1/с; n – число оборотов вала

η – КПД привода стана. В зависимости от режима про-

Расчеты по оборудованию прокатных станов

катки и устройства стана (главным образом от конструкции подшипников прокатных валков) η меняется от 0,5 до 0,95.

ПРИМЕР 4.1. Рассчитать усилие, момент прошивки и мощность двигателя прошивного стана с КПД равным 0,8 при прошивке заготовки из стали 40X ($\sigma_T=4$ кг/мм²), диаметром $d=250$ мм, диаметр валков $D_{max}=1050$ мм, углы конуса валков $\varphi_1=3^\circ$, $\varphi_2=5^\circ$, число оборотов $n=60$ об/мин, диаметр гильзы $d=200$ мм.

Определим абсолютное радиальное обжатие заготовки:

$$\Delta r = R - r = 125 - 100 = 25 \text{ мм}$$

Расчет ширины контактной поверхности $b =$

$$\sqrt{\frac{2Rr\Delta r}{R+r}} = \sqrt{\frac{2 \times 125 \times 100 \times 25}{125 + 100}} = 53 \text{ мм}$$

Расчет отношения $2R/b = 250/53 = 4,7$

Диаметр заготовки в сечении пережима (принимая угол подачи $\beta = 17^\circ$)

$$D_n \approx b / \sin \beta = 53 / \sin 17 = 181 \text{ мм}$$

Общая длина контактной поверхности определяется как сумма длин во

входном l_1 и выходном l_2 конусах очага деформации:

$$l = l_1 + l_2;$$

$$l_1 = (R - r) / \operatorname{tg} \varphi_1 = (125 - 100) / \operatorname{tg} 3 = 75 \text{ мм}$$

$$l_2 = (r - r_n) / \operatorname{tg} \varphi_2 = (100 - 90,5) / \operatorname{tg} 5 = 109 \text{ мм}$$

$$l = l_1 + l_2 = 75 + 109 = 184 \text{ мм.}$$

Можно определить площадь контакта:

$$F = b \cdot l = 53 \cdot 184 = 9752 \text{ мм}^2$$

Определяем удельное давление p_{cp} по формуле:

$$p_{cp} = 2\sigma_T [(1,2 \ln(2R/b) + 1,25b/2R - 0,25)] = 2 \cdot 4 \cdot (1,2 \cdot \ln 4,7 + 1,25 \cdot (1/4,7) - 0,25) = 15 \text{ кг/мм}^2.$$

$$\text{Усилие прокатки: } P = p_{cp} \cdot F = 15 \cdot 9752 = 146280 \text{ кг} = 1463 \text{ кН}$$

$$\text{Плечо } a = \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \cdot (D_{max} + D_n) / 2 = \sin 8 \cdot (1050 + 181) = 85,7 \text{ мм}$$

Момент, необходимый для вращения рабочих валков:

$$M_{пр} = 2Pa = 2 \cdot 1463 \cdot 0,0857 = 250 \text{ кН/м}$$

Расчеты по оборудованию прокатных станов

Угловая скорость вращения валка $W = \pi n / 30 = \pi \cdot 60 / 30 = 6,28 \text{ с}^{-1}$,

Мощность двигателя $N_{\text{дв}} = M_{\text{пр}} w / \eta = 250 \cdot 6,28 / 0,8 = 1953 \text{ кВт}$

ЛИТЕРАТУРА

1. Королев А.А. Конструкция и расчет машин и механизмов прокатных станов. Учебное пособие для вузов. М.: Metallurgy, 1985. 376 с.
2. Целиков А.И., Смирнов В.В. Прокатные станы. М.: Metallurgy, 1958. 432 с.
3. Машины и агрегаты металлургических цехов. В 3 т. Т. 3: Машины и агрегаты для производства и отделки проката. / А.И.Целиков, П.И.Полухин, А.А.Королев и др. М.: Metallurgy, 1981. 576 с.
4. Чекмарев А.П., Побегайло Г.Г. Точная прокатка сортовых профлей. М.: Metallurgy, 1968. 236 с.
5. Шилов В.А. Валки прокатных станов. Тексты лекций по курсу "Оборудование прокатных и волочильных цехов". Ч.1. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 1994. 40 с.
6. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1976. 608 с.
7. Кульбачный И.Г. Механическое оборудование прокатных цехов. М.: Metallurgizdat, 1946. 863 с.
8. Мясникова М.В., Шилов В.А. Метод расчета жесткости валков сортового стана // Изв. Вузов. Черная металлургия, 1998, №12, с. 72-75.
9. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. Киев: Наук. Думка, 1988. 736 с.
10. Эксплуатация валков обжимных и сортовых станов / Н. М. Воронцов, В.Г.Жадан, Б.Я.Шнееров, и др. М.: Metallurgy, 1973, 288 с.
11. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. Справочник, М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
12. Динамика и прочность прокатного оборудования / Ф.К. Иванченко, П.И.Полухин, М.А.Тылкин, В.П.Полухин. М.: Metallurgy, 1970, 352 с.
13. Расчеты рабочих клетей прокатных станов (методика и примеры): Методическое пособие по курсу "Оборудование цехов ОМД" для студентов всех форм обучения специальности 110600 - Обработка металлов давлением / В.А. Шилов, Ю.В. Инарович. Екатеринбург: УГТУ, 2000. с.