

**ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ПО ВЫСШЕМУ ОБРАЗОВАНИЮ**

**САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ им. академика С. П. КОРОЛЕВА**

**ИНДИВИДУАЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ  
ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ  
ПО ДИСЦИПЛИНЕ  
"ОБОРУДОВАНИЕ ЦЕХОВ ОБРАБОТКИ  
МЕТАЛЛОВ ДАВЛЕНИЕМ"**

*Методические указания к практическим занятиям*

**САМАРА 1995** [1995]

Составители: В.Р.К а р г и н, А.П.Б ы к о в

УДК 621.97

Индивидуальные задания для самостоятельной работы по дисциплине "Оборудование цехов обработки металлов давлением": Метод. указания к практическим занятиям /Самар. гос. аэрокосм. ун-т; Сост. В.Р.К а р г и н, А.П.Б ы к о в. Самара, 1995. 39 с.

Даны индивидуальные задания для расчета на прочность основных узлов листопрокатных станов и горизонтальных гидравлических прессов. Описана методика решения и приведен необходимый справочный материал.

Предназначены для студентов старших курсов металлургического факультета (специальность 11.08) при выполнении самостоятельной работы на практических занятиях, курсовых и дипломных проектов. Подготовлены на кафедре "Обработка металлов давлением".

Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П.Королева

Рецензент С.Д.С м о л ь н и к о в

## 1. РАСЧЕТ СТАНИНЫ РАБОЧЕЙ КЛЕТИ "ДУО"

### 1.1. Краткие теоретические сведения

Станина рабочей клетки — самая ответственная деталь прокатного стана, выполняемая с большим запасом прочности. Она представляет собой литую массивную жесткую раму (рис. 1,а). В середине станины выполнено окно 3 для установки и перевалки валков. Внизу станина снабжена приливами 4 с отверстиями под болты 5 для установки на фундамент. Верхнюю 2 и нижнюю части станины называют поперечинами, а боковые части 1 — стойками. Рассмотренная конструкция станины относится к станам закрытого типа. На практике иногда используют станины открытого типа (рис. 1,б). Эти станины характеризуются меньшей жесткостью, но более дешевы в изготовлении и обеспечивают смену валков при снятой крышке 6, которая крепится через отверстие 7.

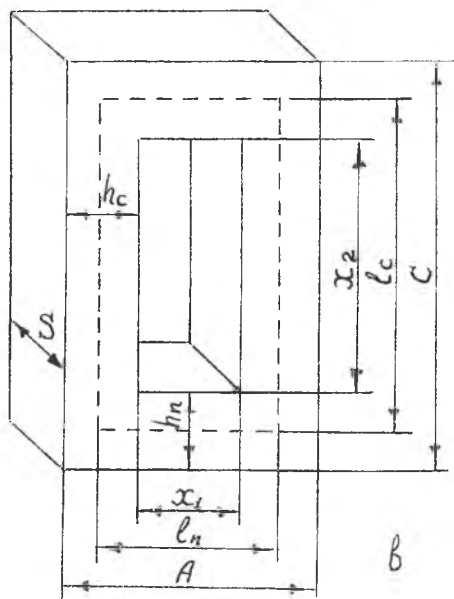
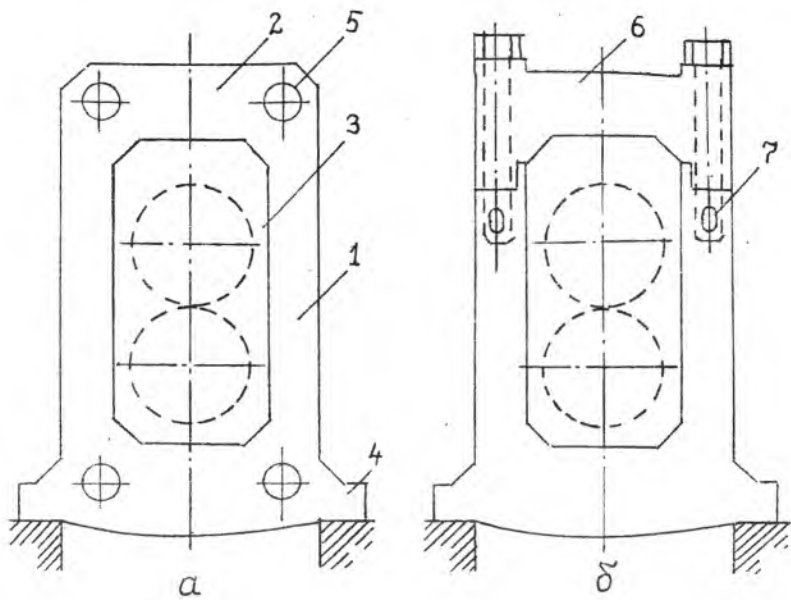
Станина рабочей клетки — наиболее металлоемкая деталь прокатного стана. Ее масса составляет от 30 до 350 тонн. Станину обычно отливают из углеродистой стали марки 35Л или высокопрочного чугуна, содержащего шаровидный графит. Сечения стоек и поперечин чаще всего делают прямоугольными. Две станины, соединенные траверсами или стяжными болтами снизу и сверху, образуют конструктивную основу рабочей клетки.

Выбор размеров станины закрытого типа проводится на основе конструктивных соображений (рис. 1,в). Ширина окна в станине  $x_1$  должна быть несколько больше диаметра бочки валков  $D$ , чтобы обеспечить смену валков вдоль их оси

$$x_1 = 1,15D.$$

Высота окна станины  $x_2$  должна обеспечить установку валков и конца нажимного винта, т.е.

$$x_2 = (1,2 \dots 1,3)(2D + Z),$$



Р и с. I.

где  $Z$  - максимальный раствор валков.

Так как шейки валка и стойки станины воспринимают одно и то же усилие прокатки  $P$ , то между их размерами установилось определенное эмпирическое соотношение

$$F_c = (1,0 \dots 1,2) d_{ш}^2 = h_c S,$$

где  $h_c$  - ширина стойки;  $S$  - толщина станины (конструктивно  $S = \frac{2}{3} h_c$ );  $d_{ш}$  - диаметр шейки валка ( $d_{ш} = (0,6 \dots 0,7) D$ ).

Длины стоек и поперечин по нейтральной линии

$$l_c = x_2 + h_n,$$

$$l_n = x_1 + h_c.$$

Высота поперечины  $h_n$  берется несколько больше, чем ширина стойки, чтобы уменьшить ее прогиб, т.е.

$$h_n = (1,1 \dots 1,5) h_c.$$

Габаритные размеры станины следующие:

$$A = x_2 + 2h_c,$$

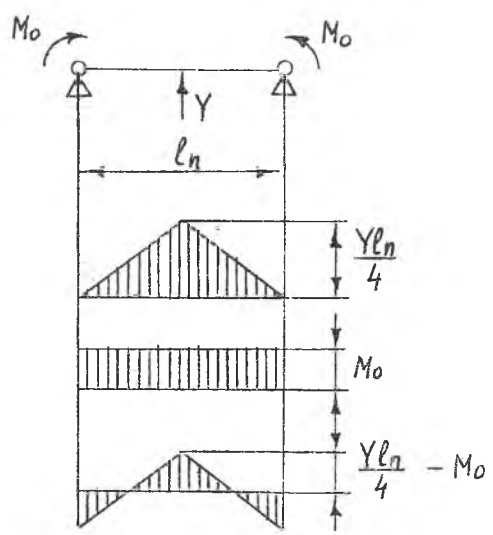
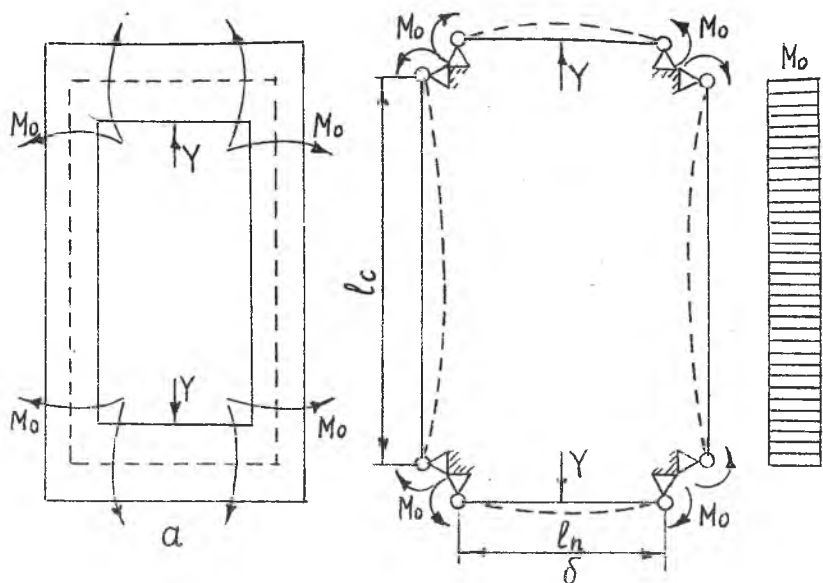
$$C = x_2 + 2h_n.$$

Все давление металла на валки, возникающее при прокатке, воспринимается станинами. Поэтому, чтобы быть уверенным в том, что принятые при конструировании размеры станины выбраны правильно, необходимо провести ее расчеты на прочность и жесткость.

Для упрощения расчетов станину закрытого типа представляют в виде жесткой прямоугольной рамы, состоящей из двух одинаковых стоек и двух одинаковых поперечин. Со стороны нижнего валка и нижней подушки на нижнюю поперечину и со стороны нажимного винта на верхнюю поперечину действуют вертикальные силы  $Y$ , численно равные половине усилия прокатки, воспринимаемого шейков валков, т.е.  $Y = 0,5P$ . Под действием силы  $Y$  в углах жесткой рамы возникают моменты  $M_0$  (рис. 2, а).

Для определения напряжения условно представим жесткую раму, разрезанную в углах и образующую свободные двухпорные балки (рис. 2, б). Для учета влияния жестких углов в соединениях поперечин со стойками приложим к отрезанным балкам в опорах моменты  $M_0$ .

Из рис. 2, б видно, что каждая стойка станины растягивается под действием силы  $Y/2$  и изгибается внутрь окна постоянным по всей высоте стойки моментом. Напряжение растяжения в любом сечении стойки



б

Р и с. 2.

$$\sigma_c' = \frac{0,5Y}{F_c} ,$$

под действием  $M_0$  наружная сторона стойки будет испытывать напряжение сжатия, а внутренняя - напряжение растяжения

$$\sigma_c'' = \frac{M_0}{W_c} ,$$

где  $W_c$  - момент сопротивления сечения стойки изгибу,  $W_c = \frac{S h_c^2}{6}$ .

Таким образом, наиболее опасные напряжения растяжения, вызывающие разрушение, действуют на внутренних поверхностях стоек

$$\sigma_c = \sigma_c' + \sigma_c'' = \frac{0,5Y}{F_c} + \frac{M_0}{W_c} \leq [\sigma] = \sigma_b / K_3 ,$$

где  $\sigma_b$  - предел прочности материала станины;  $K_3$  - коэффициент запаса прочности, с учетом динамического характера работы станины  $K_3$  берется не менее 10.

Из рис. 2,б видно, что каждая поперечина изгибается наружу силой  $Y$  и внутрь моментом  $M_0$ , т.е. их действие противоположно. В результате максимальный момент действует в середине поперечины (рис. 2,в)

$$M_n = \frac{Y J_n}{4} - M_0$$

и максимально растягивающее напряжение

$$\sigma_n = \frac{M_n}{W_n} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_n}{K_3} ,$$

где  $W_n$  - момент сопротивления сечения поперечному изгибу,  $W_n = \frac{S h_n^2}{6}$ .

Для нахождения  $M_0$  найдем углы поворота поперечины и стойки при изгибе. Из сопромата известно, что угол наклона касательной к изогнутой оси в точке опоры равен опорной реакции  $R$  от фиктивной моментной нагрузки, деленной на жесткость балки  $EJ$ . Для поперечины

$$\theta_n = \frac{R}{EJ_n} ,$$

где  $J_n$  - момент инерции сечения поперечины,  $J_n = \frac{S h_n^3}{12}$ .

При изгибе поперечины сосредоточенной силой  $Y$  моментная нагрузка численно равна площади эпюры моментов

$$\frac{Y \ell_n}{4} \frac{\ell_n}{2},$$

а фиктивная реакция на опоре — половине моментной нагрузки

$$R = \frac{Y \ell_n^2}{16}.$$

Тогда угол поворота

$$\theta'_n = \frac{Y \ell_n^2}{16 E J_n}.$$

При изгибе поперечины моментом  $M_0$ , приложенным на опорах, площадь эпюры равна  $M_0 \ell_n$ , а опорная реакция  $R = 0,5 M_0 \ell_n$ . Угол поворота

$$\theta''_n = \frac{M_0 \ell_n}{2 E J_n}.$$

Результирующий прогиб от действия силы  $Y$  и момента  $M_0$  представлен следующим образом:

$$\theta'_n - \theta''_n = \theta_n = \frac{Y \ell_n^2}{16 E J_n} - \frac{M_0 \ell_n}{2 E J_n}.$$

Стойка изгибается только моментом  $M_0$ , поэтому аналогично следующим

$$\theta_c = \frac{M_0 \ell_c}{2 E J_c},$$

где  $J_c$  — момент инерции сечения стойки,  $J_c = \frac{S \ell_c^3}{12}$ .

Так как рама жесткая и углы поворота одновременно принадлежат поперечине и стойке, то  $\theta_n = \theta_c$  или

$$\frac{Y \ell_n^2}{16 E J_n} - \frac{M_0 \ell_n}{2 E J_n} = \frac{M_0 \ell_c}{2 E J_c}.$$

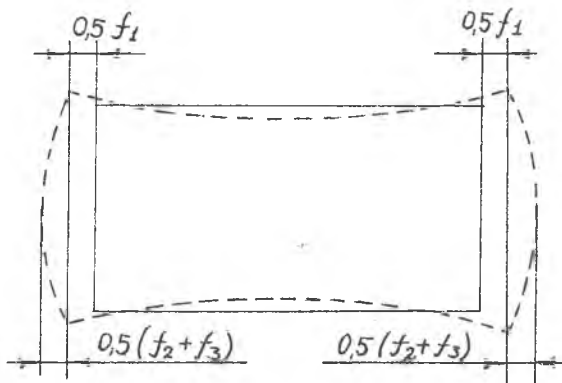
Откуда

$$M_0 = \frac{Y \ell_n}{8} \frac{1}{1 + \frac{\ell_c J_n}{\ell_n J_c}}.$$

При листовой прокатке имеет значение не только прочность сжатия станины, но и ее жесткость, определяемая деформацией стоек и поперечин.

Общая деформация станины в вертикальном направлении складывается из деформаций ее поперечин и стоек (рис. 3)





Р и с. 3.

$$f_z = f_1 + f_2 + f_3 < f,$$

где  $f_1$  — величина деформации стоек, численно равная их удлинению от действия растягивающей силы,  $f_1 = \frac{Yl_c}{2EF_c}$ ;  $f_2$  — величина деформации поперечин, численно равная сумме прогибов при изгибе моментом  $M$

$$f_2 = \frac{l_n^2}{4EI} \left( \frac{Yl_n}{6} - M_0 \right);$$

$f_3$  — деформация поперечин, численно равная сумме прогибов при сдвиге от действия поперечных сил,  $f_3 = 1,2 \frac{Yl_n}{2GF_n}$ .

Здесь  $G$  — модуль сдвига материала станины,  $G = 1/3E$ .

### 1.2. Варианты заданий

Требуется спроектировать станину рабочей клетки "дуо" листопрокатного стана при следующих исходных данных (табл. I):

1. Усилие прокатки  $P$ .
2. Ширина прокатываемой полосы  $B$ .
3. Максимальный раствор валков  $Z$ .
4. Допускаемое напряжение материала станины  $[\sigma]$ .
5. Допустимая деформация  $f$  станины в вертикальном направлении
6. Отношение длины бочки вала к его диаметру  $L/D$  :

Номер группы	I	2	3	4	5
$L/D$	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6

## Исходные параметры

Номер варианта	P, кН	B, м	Z, м	[ $\sigma$ ], МПа	f, мм
I	15000	1,5	0,20	5	0,40
2	16000	1,6	0,25	5	0,41
3	17000	1,7	0,30	5	0,42
4	18000	1,8	0,35	5	0,43
5	19000	1,9	0,40	5	0,44
6	20000	2,0	0,20	5	0,45
7	21000	2,1	0,25	5	0,46
8	22000	2,2	0,30	5	0,47
9	23000	2,3	0,35	5	0,48
10	24000	2,4	0,40	5	0,49
11	25000	2,5	0,20	6	0,50
12	26000	1,6	0,25	6	0,51
13	27000	1,7	0,30	6	0,52
14	28000	1,8	0,35	6	0,53
15	29000	1,9	0,40	6	0,54
16	30000	2,0	0,20	6	0,55
17	15000	2,1	0,25	6	0,56
18	16000	2,2	0,30	6	0,57
19	17000	2,3	0,35	6	0,58
20	18000	2,4	0,40	6	0,59
21	19000	2,5	0,20	4	0,60
22	20000	1,5	0,25	4	0,40
23	21000	1,6	0,30	4	0,41
24	22000	1,7	0,35	4	0,42
25	23000	1,8	0,40	4	0,43

7. Модуль упругости материала станины  $E = 200000$  МПа.

8. Длина бочки вала  $L = (1,05 \dots 1,1)B$ .

Проектирование включает в себя следующие этапы.

1. Определение размеров станины.
2. Выполнение чертежа станины с размерами.
3. Расчет станины на прочность.
4. Расчет станины на жесткость.
5. Выводы.

В выводах необходимо указать: удовлетворяют ли выбранные размеры станины предъявляемым требованиям по прочности и жесткости, а также описать способ изготовления станины и рекомендуемый материал.

### 1.3. Автоматизированный расчет станины закрытого типа

Программа расчета напряжений и деформаций в станине рабочей клетки прокатного стана представляет собой часть общего комплекса программного обеспечения проектирования технологического процесса горячей и холодной прокатки. Программный комплекс позволяет рассчитать: усилие и момент прокатки для каждого прохода горячей или холодной прокатки;

мощность и момент двигателя привода валков прокатного стана; деформацию клетки стана и возникающие в станине напряжения; напряжения и деформацию валков клетки "кварто".

Исходные данные для расчета деформаций станины могут быть получены либо в результате расчета по программам комплекса, либо введены произвольно в соответствии с выданным заданием.

Для вызова программы и начала работы необходимо запустить модуль `omd0150.exe`. На экране дисплея появятся заставка и информация о дальнейших действиях. Вся работа с программой организована по диалоговому принципу и ввод исходных данных производится по запросу программы, при этом выводится подробное наименование вводимого параметра с указанием размерности, обозначения и показывается допустимое поле для ввода. Набор исходных данных при вводе должен обязательно укладываться в отведенное поле, если этого не произошло, то следует обратить внимание на соответствие размерности и наименования вводимого параметра. Ввод каждого числа производится набором численного значения и обязательным нажатием клавиши [Enter].

Последовательность ввода исходных данных для расчета следующая:

1. Номер клетки (при расчете по вариантам задания его можно не вводить).

2. Давление металла на валки, кН, усилие прокатки.

3. Модуль упругости материала станины  $E$ , МПа.

4. Модуль сдвига материала станины,  $G$ , МПа.

5. Размеры станины:

длина поперечин (по нейтральному сечению), м,

длина стоек (по нейтральному сечению), м,

ширина верхней поперечины, м,  
толщина верхней поперечины, м,  
ширина нижней поперечины, м,  
толщина нижней поперечины, м,  
ширина стоек, м,  
толщина стоек, м.

После ввода данных будет выполнен расчет моментов инерции сечения поперечин и стоек относительно оси, моментов сопротивления сечений стоек и поперечин, изгибающих моментов, напряжений, деформаций (растяжения стоек), а также прогиба стоек и поперечин. На экран будет выдана справка о допустимой величине общего прогиба станины в вертикальном направлении в плоскости осей нажимных винтов для станов холодной и горячей прокатки. Если полученная величина прогиба превышает допустимую, то необходимо скорректировать исходные данные для увеличения жесткости станины. Затем программа спрашивает о необходимости повторного расчета (да/нет).

Работа с программой целесообразна после выполнения проектирования станины, когда определены ее размеры и выполнен чертеж. Печать результатов расчета выполняется построчно последовательным нажатием клавиш [Pause] и [Print Screen].

#### 1.4. Контрольные вопросы

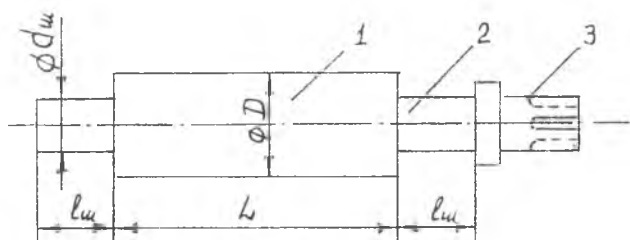
1. Как делятся станины по своей конструкции?
2. Что представляет собой станина закрытого типа?
3. Как называют верхнюю, нижнюю и боковые части станины?
4. Как определяют размеры окна станины?
5. Сколько станин в рабочей клетки?
6. Почему при конструировании станин особое внимание уделяется их прочности и жесткости?
7. Назовите допущения, используемые при расчете станины на прочность.
8. Какие внешние силы действуют на стойки и поперечины станины?
9. Как находят статически неопределимый момент  $M_0$  ?
10. Как рассчитать на прочность стойки станины?
11. Из каких напряжений складывается суммарное напряжение на внутренних поверхностях стоек?
12. Назовите наиболее опасные сечения для станины.

13. Как рассчитать на прочность поперечины станины?
14. Почему коэффициент запаса прочности для станин должен быть не менее 10?
15. Как деформируется станина в процессе прокатки?
16. Из каких составляющих складывается суммарный прогиб станины в вертикальном направлении?
17. Из какого материала и каким способом целесообразно изготавливать станины?
18. Чем определяется прочность и жесткость станин?
19. Опишите назначение станины в прокатном стане.
20. Какими условиями определяются размеры станины?

## 2. РАСЧЕТ ВАЛКОВ РАБОЧИХ КЛЕТЕЙ

### 2.1. Краткие теоретические сведения

В а л к и — основной деформирующий инструмент рабочей клетки прокатного стана. Конструктивно они состоят из нескольких элементов: цилиндрической бочки 1 диаметром  $D$  и длиной  $L$ , шеек 2 диаметром  $d$  и длиной  $l$ , расположенных с обеих сторон бочки и опирающихся на подшипники, и приводного конца 3 для соединения вала со шпинделем (рис. 4). Валки изготавливают из чугуна, литой и ковальной стали марок 55Х, 60ХН, 9Х, 9Х2, 9ХФ, 9Х2МФ, 9Х2В и пр.



Р и с . 4.

Диаметр валков определяют из условий прочности, жесткости и захвата металла валками по формуле

$$D = \frac{2\Delta h}{\alpha^2},$$

где  $\Delta h$  – максимальное абсолютное обжатие за проход;  $d$  – угол захвата.

По условию захвата целесообразно выбрать больший диаметр валков. Однако, чем больше диаметр валков, тем больше усилие прокатки. Поэтому при уменьшении поперечного сечения полосы диаметр вала уменьшают. Длина бочки листопркатного стана определяется максимальной шириной прокатываемой полосы в

$$L = (1,05 \dots 1,1)B,$$

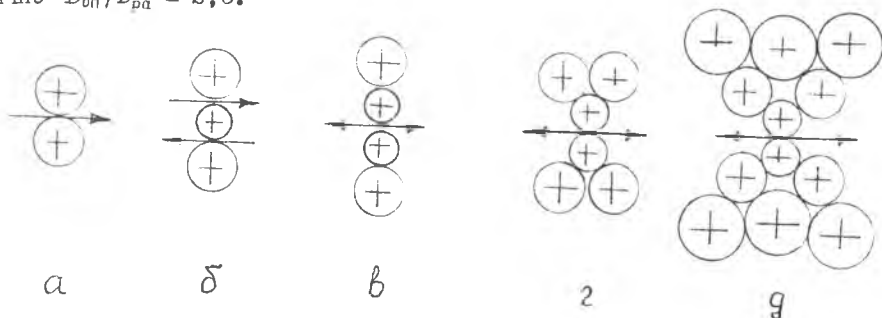
а также эмпирическим соотношением

$$L/D = 1,5 \dots 2,8.$$

Размеры шеек валов берут конструктивно

$$\frac{d_{ш}}{D} = 0,6 \dots 0,7, \quad \frac{t_{ш}}{d_{ш}} = 0,8 \dots 1,0.$$

Расположение валков и их количество определяется конструкцией рабочей клетки прокатного стана и типом прокатываемой продукции (рис. 5). В клетях "дуо" используют два рабочих валка одинакового диаметра (рис. 5, а). В клетях "трио" средний валок делают меньшего диаметра (рис. 5, б). Он приводится во вращение не от электродвигателя, а прижимается при прокатке то к верхнему, то к нижнему валку и вращается в результате трения. В рабочей клетии "кварто" четыре валка, расположенных один под другим: два рабочих валка меньшего диаметра (средние), вращаемые от электродвигателя, и два опорных валка большего диаметра (крайние верхний и нижний), вращаемые от трения (рис. 5, в). Обычно  $D_{оп}/D_{ра} = 2,5$ .



Р и с. 5.

Назначение опорных валков – воспринимать давление при прокатке и уменьшить прогиб рабочих валков.

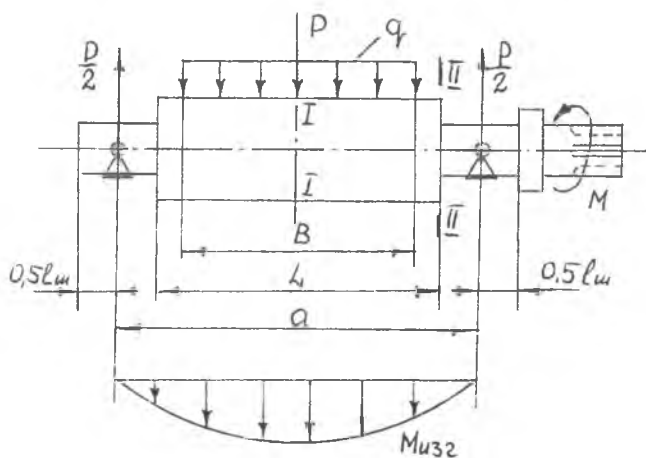
В многовалковых клетях число валков может быть равным 6, 12 и 20 (рис. 5, г, д), такая схема обеспечивает исключительно большую жесткость всей валковой системы, полное отсутствие прогиба рабочих валков очень малого диаметра (10–50 мм) и прокатку тонкой ленты.

Основные размеры валков (диаметр и длина бочки) должны соответствовать ГОСТ 5399–69. Правильность выбранных размеров проверяют расчетом деформации валков.

При проверочном расчете на прочность двухвалковой системы рабочий валок представляют в виде балки, установленной на двух опорах с равномерно распределенной нагрузкой по ее длине

$$q = \frac{P}{B}$$

Со стороны привода к валку приложен крутящий момент (рис. 6).



Р и с. 6.

Наибольшие изгибающие моменты возникают в среднем сечении I–I бочки. Опасным для прочности валков является также напряжение в сопряжении шейки и бочки (сечение II–II). Напряжение от изгиба в сечении I–I

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{изг}}{W_{изг}} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_B}{K_3},$$

где  $M_{u_{32}}$  - максимальный изгибающий момент,  $M_{u_{32}} = \frac{P}{2} \frac{a}{2} - \frac{P}{2} \frac{B}{4} = \frac{P}{4} (a - \frac{\sigma_B}{K_3})$ ;  
 $a$  - расстояние между осями нажимных винтов;  $W_{u_{32}}$  - момент сопротивления сечения I-I бочки на изгиб,  $W_{u_{32}} = 0,1D^3$ ;  $K_3$  - коэффициент запаса прочности,  $K_3 = 5$ .

Шейку валков рассчитывают на изгиб и кручение. В сечении II-II напряжения от изгиба  $\sigma_{u_{32}}$  и кручения  $\tau_{кр}$  определяются следующими зависимостями:

$$\sigma_{u_{32}} = \frac{M_{u_{32}}}{W_{u_{32}}}, \quad \tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}},$$

где  $M_{u_{32}}$  - изгибающий момент,  $M_{u_{32}} = \frac{P \ell_{ш}}{4}$ ;  $W_{u_{32}}$  - момент сопротивления сечения II-II шейки валка на изгиб,  $W_{u_{32}} = 0,1d_{ш}^3$ ;  $M_{кр}$  - крутящий момент, прикладываемый к шейке, если пренебречь потерями на трение в опорах валка, то можно считать  $M_{кр} = M_{np} = 2\psi \ell P$ ;  $\psi$  - коэффициент приложения плеча силы  $P$ ;  $\ell$  - длина дуги захвата,  $\ell = \sqrt{R\Delta h}$ ;  $W_{кр}$  - момент сопротивления шейки валка на кручение,  $W_{кр} = 0,2d_{ш}^3$ .

Результирующее напряжение для стальных валков определяют по 4-й теории прочности

$$\sigma_{\Sigma}^{IV} = \sqrt{\sigma_{u_{32}}^2 + 3\tau_{кр}^2} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_B}{K_3}.$$

При расчете на прочность валков рабочих клеток "кварто" принимают, что рабочий и опорный валки изгибаются на одинаковую величину. Так как стрела прогиба обратно пропорциональна величине диаметра валка, возведенного в четвертую степень, то

$$\frac{P_{оп}}{P_{ра}} = \left( \frac{D_{оп}}{D_{ра}} \right)^4.$$

Из анализа этой формулы следует, что практически все давление металла передается на опорный валок и последний надо рассчитать на изгиб от усилия прокатки.

В процессе прокатки, особенно широких и тонких листов, валки изгибаются. Наибольший прогиб имеет место в середине бочки валка

$$f = f_1 + f_2 < f.$$



где  $f_1$  - прогиб от изгибающего момента,  $f_1 = \frac{5}{384} \frac{PL^3}{EJ}$  ;  $J$  - момент инерции сечения I-I бочки валка,  $J = 0,05D^4$  ;  $f_2$  - прогиб от перерезывающих сил,  $f_2 = \frac{1}{8} \frac{PL}{GF}$  ;  $F$  - площадь поперечного сечения бочки валка,  $F = 0,8D^2$  ;  $G$  - модуль сдвига материала валка,  $G = 82000$  МПа;  $f$  - допускаемый суммарный прогиб.

Контактные напряжения - основная причина низкой стойкости валков рабочих клетей "кварто" и частых выходов из строя в результате повреждений поверхностного слоя. Значительные контактные напряжения возникают в поверхностных слоях рабочих и опорных валков от действия нормальных и касательных внешних сил и определяются по решению Герца-Беляева о сжатии двух гладких цилиндров бесконечной длины

$$\sigma_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{qE}{R_{np}}} \leq [\sigma]_k,$$

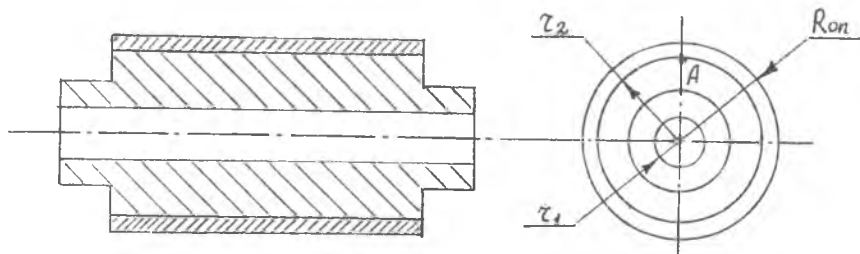
где  $R_{np}$  - приведенный радиус контактной поверхности,  $R_{np} = \frac{D_{оп} \cdot D_{ра}}{2(D_{оп} + D_{ра})}$   
 $[\sigma]_k$  - допустимые контактные напряжения.

При контакте полосы с валком  $R = 0,5D_{ра}$ .

В ряде случаев для повышения стойкости большие опорные валки целесообразно выполнять бандажированными (рис. 7). При посадке бандажа из сталей 9Х, 9Х2 с натягом на границе сочленения возникает посадочное давление

$$P_k = \frac{E\delta}{2r_2} \cdot \frac{1 + k_1^2}{1 - k_1^2} + \frac{1 + k_2^2}{1 - k_2^2},$$

где  $k_1 = r_1/r_2$ ,  $k_2 = r_2/R$ .



Р и с. 7.

Возникающие в бандаже посадочные напряжения находят по формулам Ляме. Для наиболее опасной точки А

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_r \\ \sigma_t \end{array} \right\} = \frac{P_k r_2^2}{R^2 - r_2^2} \left( 1 \pm \frac{R^2}{r_2^2} \right).$$

Правильность выбора натяга проверяется по III теории прочности

$$\sigma_{\Sigma}''' = \sigma_t - (-\sigma_r) \leq [\sigma]_{\text{бандажа}}.$$

У бандажированного валка после износа рабочего слоя заменяется только бандаж, тогда как тело валка используется многократно.

## 2.2. Варианты заданий

Требуется провести расчет рабочих и опорных валков рабочей клети "кварто" при следующих исходных данных табл. 2: допустимое напряжение материала валка  $[\sigma]$ , допустимый прогиб валка  $f$ , допустимое напряжение материала бандажа  $[\sigma]_b$ , отношение радиуса осевого канала к радиусу валка  $r_1/R_{оп}$ , отношение радиуса бандажа к радиусу валка  $r_2/R_{оп}$ ,  $\psi = 0,6$ ,  $\Delta h = 30$  мм; допускаемое напряжение на контактную прочность  $[\sigma]_k = 1500$  МПа. Все остальные недостающие параметры берутся из задания I.

Проектирование включает в себя следующие этапы.

1. Определение размеров валков.
2. Выполнение рисунка валков с размерами.
3. Расчет бочки валка на изгиб.
4. Расчет шейки валка на изгиб и кручение.
5. Расчет валка на жесткость.
6. Расчет валков на контактную прочность.
7. Расчет величины натяга, обеспечивающего необходимую прочность материала бандажа опорного валка.
8. Выводы.

В выводах необходимо указать возможна ли прокатка при данных размерах валков и усилии прокатки.

## Исходные параметры

Номер варианта	$[\sigma]$ , МПа	$f$ , мм	$[\sigma]_B$ , МПа	$r_1/R_{on}$	$r_2/R_{on}$
1	140	0,05	180	0,02	0,70
2	120	0,06	170	0,03	0,71
3	100	0,07	190	0,04	0,72
4	110	0,08	200	0,05	0,73
5	150	0,09	160	0,06	0,74
6	130	0,10	180	0,07	0,75
7	100	0,11	170	0,08	0,76
8	110	0,12	190	0,09	0,77
9	140	0,13	200	0,10	0,78
10	120	0,14	160	0,03	0,79
11	100	0,15	180	0,04	0,80
12	110	0,16	170	0,05	0,70
13	150	0,17	190	0,06	0,71
14	130	0,18	200	0,07	0,72
15	120	0,19	160	0,08	0,73
16	110	0,20	180	0,09	0,74
17	140	0,19	170	0,10	0,75
18	120	0,18	190	0,04	0,76
19	150	0,17	200	0,05	0,77
20	130	0,16	160	0,06	0,78
21	110	0,15	170	0,07	0,79
22	140	0,14	180	0,08	0,80
23	120	0,13	190	0,09	0,75
24	100	0,12	200	0,10	0,76
25	150	0,11	190	0,05	0,77

## 2.3. Автоматизированный расчет валков рабочих клеток

Программа расчета напряжений и деформаций валков рабочей клетки "кварто" прокатного стана представляет собой заключительную часть общего комплекса программного обеспечения проектирования технологического процесса горячей и холодной прокатки.

Исходные данные для расчета деформации валков могут быть получены либо в результате расчета по программам комплекса, либо введены произвольно в соответствии с выданным заданием.

Для вызова программы и начала работы необходимо запустить модуль *omd 0140.exe*. На экране дисплея появятся заставка и информация о дальнейших действиях. Вся работа с программой организована по диалоговому принципу, и ввод исходных данных производится по запросу программы, при этом выводится подробное наименование вводимого параметра с указанием размерности, обозначения и показывается допустимое поле для ввода. Набор исходных данных при вводе должен обязательно укладываться в отведенное поле, если этого не произошло, то следует обратить внимание на соответствие размерности и наименования вводимого параметра. Ввод каждого числа производится набором численного значения и обязательным нажатием клавиши [Enter].

Последовательность ввода исходных данных для расчета следующая:

1. Номер клетки (при расчете по вариантам задания можно не вводить).

2. Давление металла на валки, кН, усилие прокатки.

3. Момент прокатки, кН·м.

4. Ширина полосы, м.

5. Диаметр рабочего валка, м.

6. Диаметр шейки рабочего валка, м.

7. Диаметр опорного валка, м.

8. Диаметр шейки опорного валка, м.

9. Длина бочки валка, м.

10. Расстояние между осями нажимных винтов, м.

11. Модуль упругости материала валков,  $E$ , МПа.

12. Модуль сдвига материала валков  $G$ , МПа.

После ввода данных будет выполнен расчет:

момента изгиба и изгибающих напряжений в бочке опорных валков;  
изгибающих напряжений, напряжений кручения и результирующих напряжений в шейке рабочих валков;

прогиба опорных валков;

контактных напряжений в поверхностном слое между рабочими и опорными валками;

величины упругого сплюсывания валков.

Если полученная величина прогиба превышает допустимую, то необходимо скорректировать исходные данные для увеличения жесткости валковой

системы. В процессе расчета запрашивается подтверждение дальнейшей работы программы и предлагается проверить допустимость для данного материала валков полученного уровня изгибающих и контактных напряжений. Затем программа спрашивает о необходимости повторного расчета (да/нет) после корректировки данных либо для выполнения следующего варианта расчета.

Работа с программой целесообразна после выполнения проектирования валков, когда определены размеры и выполнен чертеж валков.

Печать результатов расчета выполняется поэкранно последовательным нажатием клавиш [Pause] и [Print Screen].

#### 2.4. Контрольные вопросы

1. Что представляют собой валки листопрокатного стана?
2. Как определить размеры валков?
3. Как различают валковые системы по количеству и расположению валков?
4. Зачем применяют опорные валки?
5. Какие каскады валков используют для горячей и холодной прокатки?
6. Какие валковые системы обладают наибольшей жесткостью?
7. Почему при холодной прокатке стремятся к уменьшению диаметра рабочих валков?
8. Как рассчитать на прочность двух- и четырехвалковые рабочие клетки?
9. Как влияет жесткость валков на качество прокатываемого металла?
10. Назовите наиболее опасные сечения при расчете валков на прочность.
11. Из какого материала изготавливаются валки?
12. Почему крупные опорные валки целесообразно изготавливать бандажированными?
13. Как правильно выбрать натяг при посадке бандажа на бочку валка?
14. Зачем необходим расчет валков на контактную прочность?
15. Какую функцию выполняют рабочие валки в клетях?
16. Как устанавливают валки в рабочей клетке?
17. Как рассчитать жесткость валков?

18. Почему при холодной прокатке тонких листов бочку валков делают немного выпуклой, а при горячей прокатке тонких листов немного вогнутой?

19. Как осуществляется привод рабочих валков?

20. Назовите требования, предъявляемые к прокатным валкам.

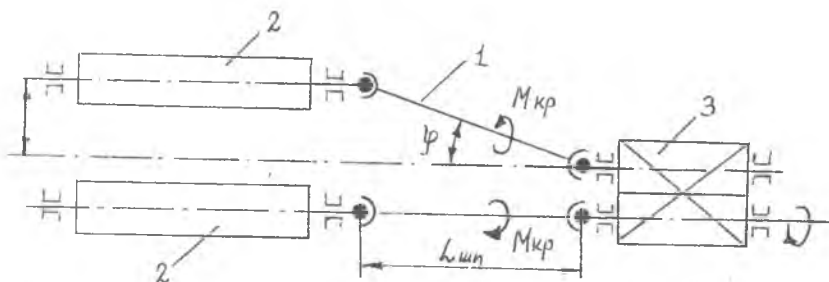
21. Как проверяют правильность выбора размера валков?

22. Определить фактический коэффициент запаса валковой системы "кварто" для холодной прокатки при  $D_{раб} = 150$  мм,  $D_{оп} = 350$  мм,  $L = 1000$  мм,  $B = 700$  мм,  $P_{ср} = 200$  МПа,  $B = 800$  МПа.

### 3. РАСЧЕТ УНИВЕРСАЛЬНОГО ШПИНДЕЛЬНОГО СОЕДИНЕНИЯ

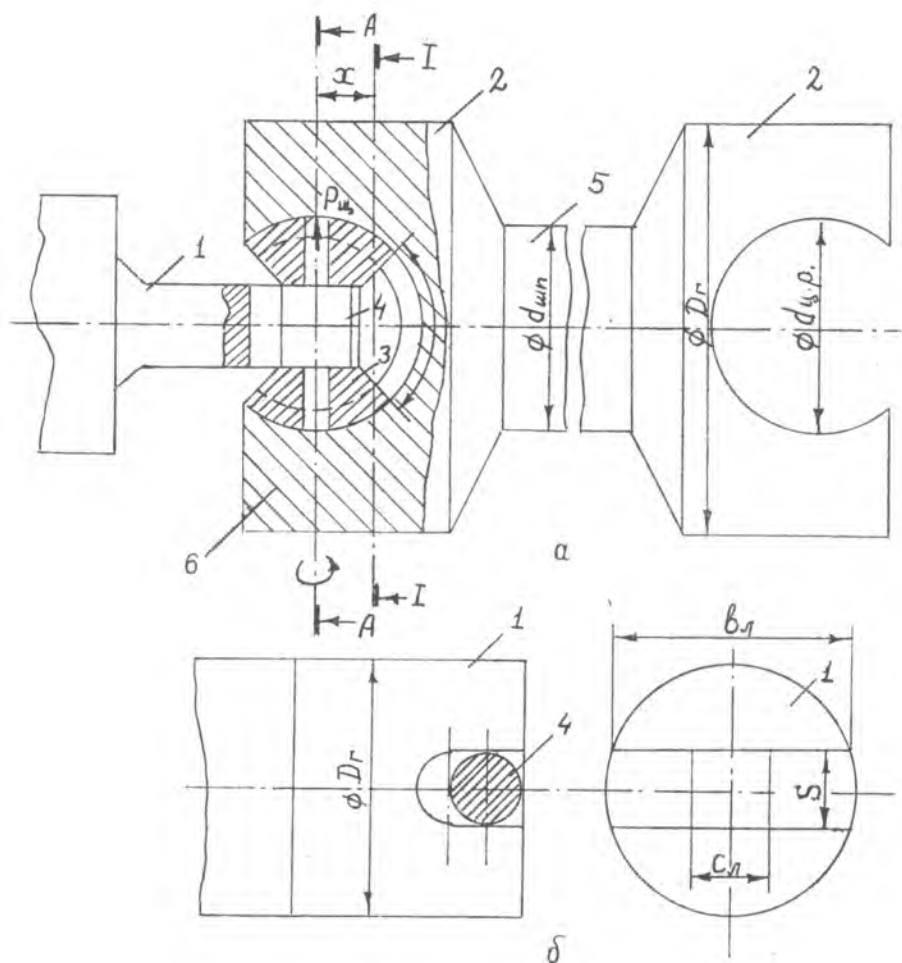
#### 3.1. Краткие теоретические сведения

Универсальное шпиндельное соединение I предназначено для передачи приводным валкам рабочей клетки 2 вращения и крутящих моментов от шестеренной клетки 3 при несоосности шестеренных и прокатных валков (рис. 8). Несоосность валков возникает при регулировке стана и вследствие отклонения фактического диаметра валков от номинальных значений, например, после перешлифовки или переточки.



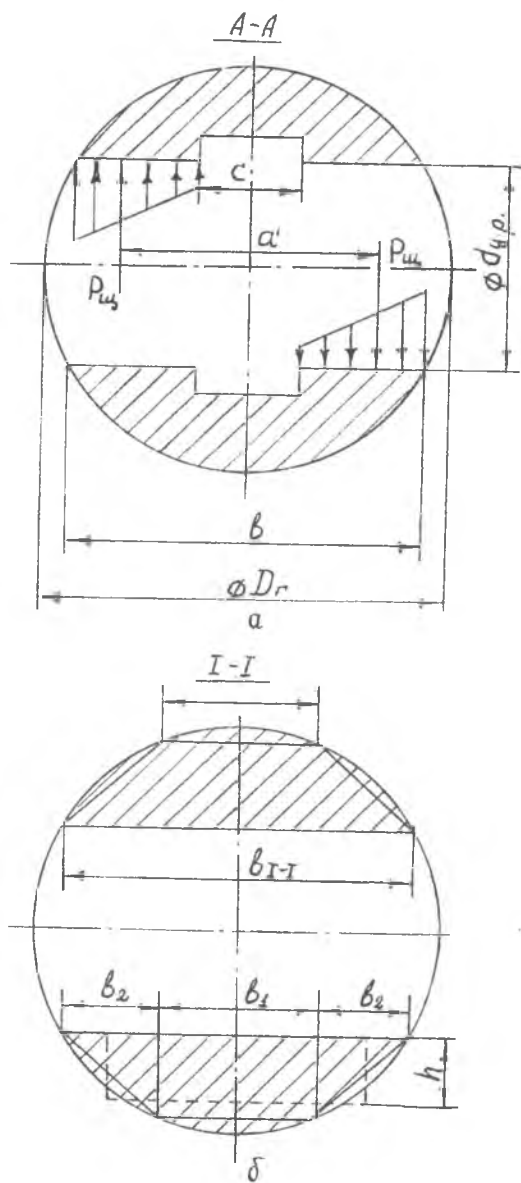
Р и с. 8.

В основе конструкции универсального шпиндельного соединения заложен принцип шарнира Гука, вследствие чего шпиндели могут передавать вращение и крутящий момент под углом до 8...10 градусов. Конструкция шпинделя предусматривает на обоих его концах шарниры. Шарнир состоит из лопасти валка 1 и головки шпинделя 2 (рис. 9). Головка имеет цилиндрическую расточку, в которую вставляются бронзовые вкладыши 3 с су-



Р и с. 9.

харем 4. Лопасть валка имеет прорезь, обеспечивающую осевое перемещение шарнира при увеличении или уменьшении раствора валков  $Z$ . Принцип шарнира Гука достигается благодаря возможности поворота в двух плоскостях:



Р и с. 10.

а) относительно оси цилиндрической расточки головки шпинделя;

б) относительно вертикальной оси сухаря.

Выбор основных размеров универсального шпиндельного соединения производится конструктивно:

$$D_r = (0,85 \dots 0,95) D_{рав};$$

$$d_{ц.р} = 0,5 D_r;$$

$$d_{шп} = (0,5 \dots 0,6) D_r;$$

$$S = 0,26 D_r;$$

$$C_n = 0,24 D_r.$$

Коэффициент 0,85... 0,95 учитывает износ боковой валка.

Так как шпиндели передают большие крутящие моменты, то шарниры должны быть прочными. На каждую щеку 6 головки 2 шпинделя действует сила

$P_{уз}$ , возникающая в результате давления лопасти валка на вкладыш и вкладыша на щеку по цилиндрической поверхности сопряжения. Принимаем, что давление вкладыша на щеку головки распределяется по трапеции и сила  $P_{уз}$  приложена в плоскости центра тяжести этой трапеции (рис. 10, а). Из рисунка видно, что передаваемый шпинделем момент



$$M_{кр} = P_{ц} a ,$$

где  $a$  — расстояние между точками приложения сил  $P_{ц}$  .

Размеры  $c$  и  $a$  выбираются конструктивно :  $c = 0,25B$  ,  
 $a = 0,7B$  .

Тогда сила давления вкладыша на щеку

$$P_{ц} = \frac{M_{кр}}{0,7B} = 1,43 \frac{M_{кр}}{B} .$$

При передаче шпинделем крутящего момента в сечении I-I, расположенном на расстоянии  $x$  от оси шарнира, возникают напряжения от кручения и изгиба. Напряжение кручения

$$\tau = \frac{M_{кр}}{2W_{кр}} ,$$

где  $W_{кр}$  — момент сопротивления кручению сечения сегмента I-I.

Для упрощения расчета  $W_{кр}$  сегмент приравняют равновеликому по площади прямоугольнику высотой  $h$  и шириной  $b_1 + b_2$  . Причем  $b_1 = 2$  ,  $b_2 = 0,25 b_{1x}$  . Тогда

$$W_{кр} = \chi (b_1 + b_2) h^2 ,$$

где  $\chi$  — коэффициент, зависящий от отношения ширины прямоугольника  $(b_1 + b_2)$  к его высоте  $h$  . Высоту легко найти из равенства площадей сегмента и прямоугольника.

$(b_1 + b_2)/h$	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0
$\chi$	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30

Напряжение изгиба в сечении I-I

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{изг}}{W_{изг}} ,$$

где  $M_{изг}$  — изгибающий момент,  $M_{изг} = P_{ц} x = 1,43 \frac{M_{кр}}{B} x$  ;

$W_{изг}$  — момент сопротивления сечения сегмента I-I на изгиб.

Для расчета  $W_{изг}$  сегмент заменяют равновеликой по площади трапецией с основанием  $(b_1 + 2b_2)$  и высотой  $h$  . Тогда

$$W_{изг} = \frac{3b_1^2 + 6b_1b_2 + 2b_2^2}{6(3b_1b_2 + 4b_2^2)} .$$

При увеличении  $\chi$  изгибающий момент возрастает и одновременно с ним увеличивается  $W_{изг}$ . Отсюда следует, что максимальные изгибающие напряжения будут возникать в каком-то сечении, расположенном на расстоянии  $\chi^*$ . Для нахождения  $\chi^*$  надо взять несколько сечений, расположенных на разных расстояниях  $\chi$ , сделать в них подсчет  $\sigma_{изг}$  по описанной выше методике и среди них выбрать значение  $\chi^*$ , соответствующее наибольшему изгибающему напряжению.

Согласно 4-й теории прочности суммарное напряжение в наиболее опасном сечении

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{изг}^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_B}{K_3},$$

где  $K_3$  - коэффициент запаса прочности,  $K_3 = 5$ ;  $\sigma_B$  - предел прочности материала шпинделя.

Тело шпинделя работает только на кручение, поэтому

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

где  $d_{шп}$  - диаметр тела шпинделя.

По аналогии с расчетом на прочность головки шпинделя предполагают, что давление от вкладыша распределяется по поверхности лопасти валка по трапеции (рис. II). Тогда

$$P_{\Lambda} = 1,43 \frac{M_{кр}}{b_{\Lambda}} = \frac{M_{кр}}{\alpha}.$$

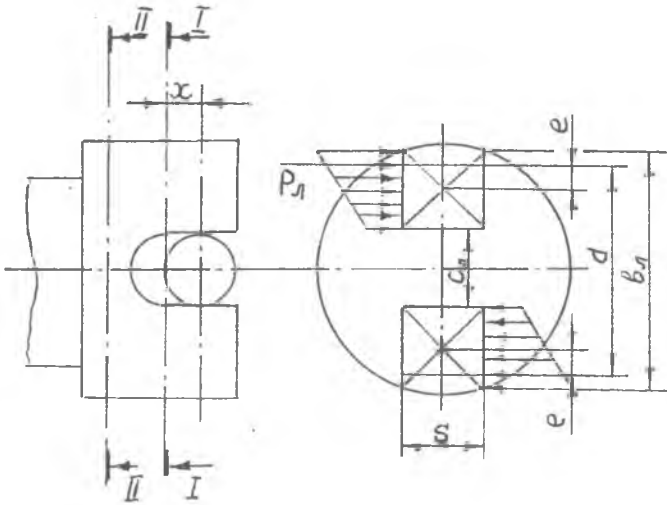
Эта сила приложена эксцентрично относительно центра сечения вилки, поэтому она скручивает сечение вилки моментом

$$M = P_{\Lambda} e = 1,43 \frac{M_{кр}}{b_{\Lambda}} e,$$

где  $e$  - эксцентриситет приложения силы  $P_{\Lambda}$  относительно центра тяжести сечения вилки (определяется по чертежу).

Кроме того, сила  $P_{\Lambda}$  создает изгибающий момент относительно сечения I-I. Поэтому в сечении I-I действуют напряжения кручения и изгиба

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр \Lambda}}{W_{кр \Lambda}} = \frac{P_{\Lambda}}{W_{кр \Lambda}},$$



Р и с. 11.

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{изг \lambda}}{W_{изг \lambda}} = \frac{P_{\lambda} x}{W_{изг \lambda}} = \frac{1,43}{b_{\lambda}} \frac{M_{кр}}{W_{изг \lambda}}$$

Моменты сопротивления сечения 1-1 изгибу и кручению можно определить, приравняв сечение вилки прямоугольному сечению высотой  $s$  и шириной  $0,5(b_{\lambda} - c_{\lambda})$ .

$$W_{изг \lambda} = \left( \frac{b_{\lambda} - c_{\lambda}}{2} \right) \frac{s^2}{6},$$

$$W_{кр} = x \left( \frac{b_{\lambda} - c_{\lambda}}{2} \right) s^2.$$

Согласно 4-й теории прочности

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{изг}^2 + 3\tau_{кр}^2} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{в}}{K_3}$$

Кроме сечения 1-I проверяют сечение II-II, работающее только на кручение:

$$\tau_{кр}^{II} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} \leq [\tau],$$

где  $W_{кр}$  – момент сопротивления на кручение прямоугольного сечения II-II,  $W_{кр} = \chi \beta_A S^2$ .

Здесь  $\chi$  зависит от отношения ширины сечения  $\beta_A$  к его высоте  $S$ .

Выборанные конструктивные размеры шпинделя после проверки его на прочность необходимо согласовать с ГОСТ 8059-83 "Шарниры универсальные с вкладышами скольжения для прокатного оборудования. Основные размеры. Общие технические требования".

### 3.2. Варианты заданий

Требуется провести расчет на прочность универсального шпиндельного соединения при следующих исходных данных: крутящий момент на шпинделе равен крутящему моменту на приводном валке; допустимое напряжение материала шпинделя  $[\sigma] = 140$  МПа. Остальные параметры берутся из предыдущих заданий.

Расчет выполнить в следующей последовательности:

1. Выбрать основные размеры соединения.
2. Дать чертеж головки шпинделя и лопасти валка в масштабе 1:10 – 1:20 с размерами.
3. Провести расчет щеки головки шпинделя в наиболее опасном сечении на прочность.
4. Проверить работоспособность тела шпинделя.
5. Провести расчет лопасти валка на прочность в наиболее опасных сечениях.
6. Выводы.

### 3.3. Контрольные вопросы

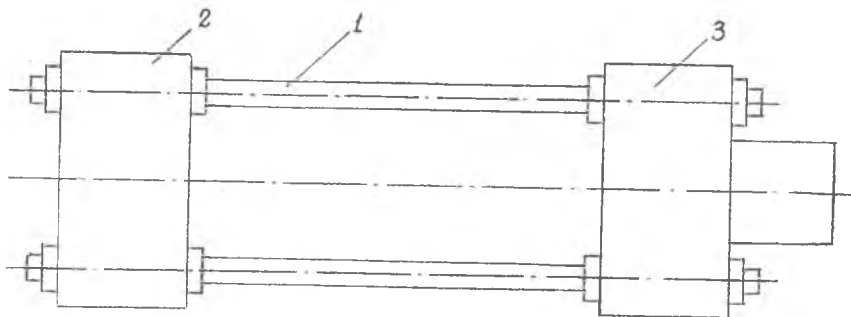
1. Каково назначение универсального шпиндельного соединения?
2. Опишите конструкцию универсального шпиндельного соединения.
3. В чем заключается принцип шарнира Гука?
4. Как производится выбор основных размеров соединения?
5. Сколько степеней свободы имеет шарнир Гука?
6. Как рассчитать головку шпинделя на прочность?
7. Как найти наиболее опасное сечение при расчете на прочность щеки?

8. Почему диаметр шарнира шпинделя несколько меньше диаметра приводного валка?
9. Под каким углом наклона шпиндели могут передавать вращение и крутящий момент?
10. Как определить моменты сопротивления сечения щеки на изгиб и кручение?
11. По какой теории прочности находится суммарное напряжение в опасном сечении головки шпинделя?
12. Как проверить работоспособность тела шпинделя?
13. Какие напряжения имеют место в лопасти валка при прокатке?
14. Опишите способ нахождения эксцентриситета приложения равнодействующей силы относительно центра тяжести сечения вилки.
15. Как определить напряжения изгиба и кручения в шпиндельном соединении?
16. В чем заключаются особенности расчета лопасти валка на прочность?

#### 4. РАСЧЕТ СТАНИНЫ КОЛОННОГО ТИПА ГИДРОПРЕССА

##### 4.1. Краткие теоретические сведения

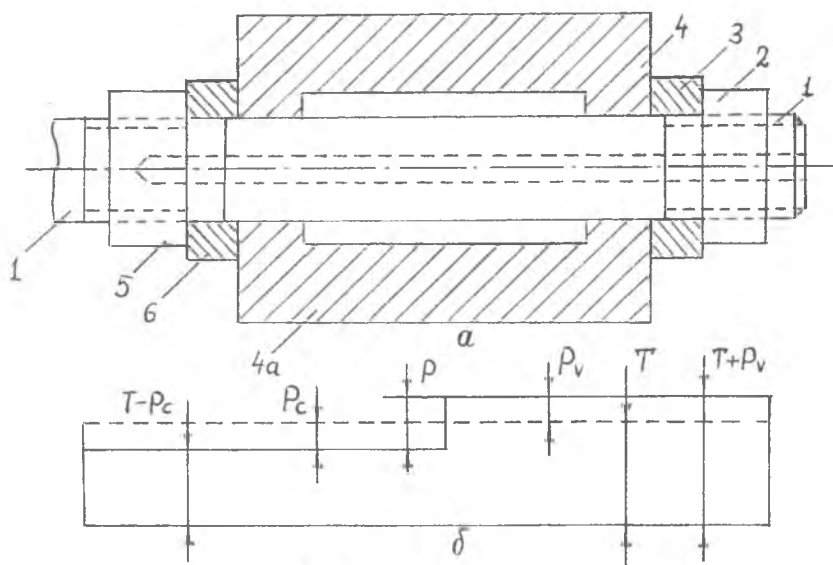
Наибольшее распространение в конструкциях гидравлических прессов получили колонные станины. Станина обычно содержит две, три или четыре колонны 1, соединяющие переднюю 2 и заднюю 3 неподвижные траверсы в жесткую раму (рис. 12).



Р и с. 12.

Колонны являются базовыми деталями гидропресса. От их прочности и долговечности зависит живучесть пресса. Жесткость станины в значительной степени зависит от конструкции и вида соединения колонн с траверсами.

Для обеспечения необходимой жесткости станины и предотвращения самоотворачивания гаек колонн производят затяжку колонн в траверсах усилием, превосходящим максимальное усилие, воспринимаемое колонной при прессовании.



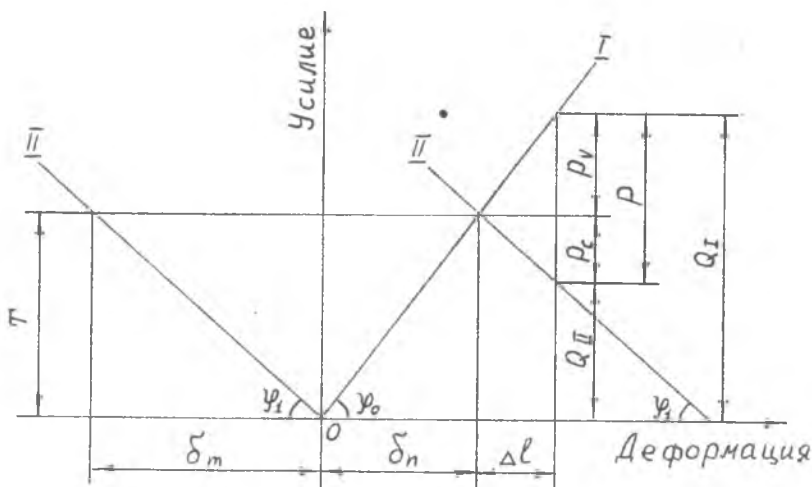
Р и с. 13.

Существует несколько способов затяжки гаек колонн, производимой при монтаже или после крупного ремонта, сопровождаемого "роспуском" гаек. Наиболее надежным и технологическим является способ термической затяжки. Способ заключается в быстром нагреве концов колонн для достижения расчетного градиента температур между колонной и траверсой с последующим поворотом наружной гайки на заранее рассчитанный угол для затяжки. После охлаждения колонна укорачивается и стягивает бочку траверсы между внешней и внутренней гайками (рис. 13).

Для нагрева колонн на ее торцах выполняют глубокие каналы, где размещают электронагреватели или подводят перегретый пар. Глубина ка-

нала должна обеспечить нагрев конца колонны от ее торца до внутренней гайки.

Рассмотрим процесс затяжки соединения, принимая линейную связь между усилиями, действующими на его элементы, и деформаций соединения (рис. I4).



Р и с. I4.

Колонна от усилия предварительной затяжки  $T$  растягивается (прямая I), а гайки, промежуточные элементы и поперечина усилием затяжки сжаты (прямая II).

При приложении к соединению рабочей нагрузки  $P$  напряжения по абсолютной величине в колонне 1, наружной гайке 2, наружном промежуточном элементе 3 и наружной половине бочки траверсы 4 увеличиваются, а во внутренней гайке 5, внутреннем промежуточном элементе 6 и внутренней половине бочки траверсы 4а напряжения по абсолютной величине уменьшаются (рис. I3).

Суммарные перемещения гайки в зоне соединения

$$\Delta = \Delta T + \Delta P + \Delta C,$$

где  $\Delta T$  - суммарная деформация элементов от усилия затяжки,

$\Delta T = \delta_m + \delta_n$ ;  $\Delta P$  - обмятие в резьбе колонны,  $\Delta P = 0,1N$ ;  $N$  -

число резьб в зоне соединения;  $\Delta C$  — обмятие в стыке,  $\Delta C = 0,1 \text{ м}$ ;  
 $M$  — число стыков в зоне соединения.

Для обеспечения перемещения гайку необходимо повернуть на угол

$$\varphi = \frac{360\Delta}{S},$$

где  $S$  — шаг резьбы.

Для свободного вращения гайки температура нагрева конца колонны должна быть выше температуры остальных деталей соединения на величину

$$\Delta t = \frac{\Delta}{\alpha},$$

где  $l$  — длина нагреваемого участка колонны;  $\alpha$  — коэффициент линейного расширения материала колонны.

Из закона Гука при упругом растяжении — сжатии следует, что

$$\sigma = E \varepsilon \quad \text{или} \quad \frac{P}{F} = E \frac{\Delta l}{l}.$$

Откуда

$$\Delta l = P \frac{l}{EF} = P\lambda,$$

где  $\lambda$  — коэффициент податливости (упругости),  $\lambda = \frac{l}{EF}$ ;  $P$  — рабочая нагрузка на одну колонну.

Из диаграммы на рис. 14 видно, что деформация пропорциональна силе, тогда

$$\delta_n = \lambda_n T, \quad \delta_m = \lambda_m T,$$

где  $T$  — усилие затяжки гаек колонн.

Коэффициенты податливости  $\lambda_n$  и  $\lambda_m$  являются суммой податливости элементов участков рассматриваемого соединения

$$\lambda_n = \sum_{i=1}^n \lambda_i = \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{E_i F_i},$$

$$\lambda_m = \sum_{j=1}^m \lambda_j = \sum_{j=1}^m \frac{l_j}{E_j F_j},$$

где  $l_i, l_j$  — длины участков с напряжениями, увеличивающимися или уменьшающимися соответственно при рабочем нагружении;  $F_i, F_j$  — площа-



ди поперечных сечений с напряжениями, увеличивающимися или уменьшающимися соответственно при рабочем нагружении;  $n, m$  — число участков с напряжениями, увеличивающимися или уменьшающимися соответственно при рабочем нагружении.

При одинаковых модулях упругости имеем

$$\lambda_n = \frac{1}{E} \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{F_i},$$

$$\lambda_m = \frac{1}{E} \sum_{j=1}^m \frac{l_j}{F_j}.$$

Из условия подобия треугольников (см. рис. 14)

$$\frac{P_v}{\Delta l} = \frac{T}{\sigma_n},$$

откуда

$$P_v = \Delta l \frac{T}{\sigma_n} = \Delta l \frac{T}{\lambda_n T} = \frac{\Delta l}{\lambda_n},$$

где  $P_v$  — усилие, на которое увеличивается затяжка  $T$  после приложения рабочей нагрузки  $P$  на участке I.

Аналогично

$$\frac{P_c}{\Delta l} = \frac{T}{\sigma_m},$$

откуда

$$P_c = \frac{\Delta l}{\lambda_m},$$

где  $P_c$  — усилие, на которое уменьшается затяжка  $T$  после приложения рабочей нагрузки на участке II.

Из условия равновесия

$$P_v + P_c = P$$

или

$$\frac{\Delta l}{\lambda_n} + \frac{\Delta l}{\lambda_m} = P.$$

Тогда

$$\Delta l = \frac{P}{\frac{1}{\lambda_n} + \frac{1}{\lambda_m}}.$$

Усилие, на которое увеличивается затяжка  $T$  на участке I, имеет следующий вид:

$$P_v = \frac{P}{\left(\frac{1}{\lambda_n} + \frac{1}{\lambda_m}\right) \lambda_n} = \frac{\lambda_m}{\lambda_n + \lambda_m} P = \chi P,$$

где  $\chi$  - коэффициент основной нагрузки,  $\chi = \frac{\lambda_m}{\lambda_n + \lambda_m}$ .

Усилие, на которое уменьшается затяжка  $T$  на участке II, имеет вид:

$$P_c = P - P_v = (1 - \chi)P.$$

Полное усилие на участке I:

$$Q_I = T + P_v,$$

на участке II:

$$Q_{II} = T - P_c.$$

Отсюда основное условие перекрытия стыка  $T > P_c$  или

$$T = k P_c = k(1 - \chi)P,$$

где  $k$  - коэффициент затяжки,  $k = 1,5$ .

Окончательно

$$T = k \left(1 - \frac{\lambda_m}{\lambda_n + \lambda_m}\right) P.$$

Деформация соединения от усилия затяжки

$$\Delta T = \delta_n + \delta_m = T(\lambda_n + \lambda_m) = k \lambda_n P.$$

Напряжение в колоннах прессы на затянутом участке от усилий  $T$  и  $Q$  представлено как

$$\sigma = \frac{T}{F_k} \leq [\sigma], \quad \sigma = \frac{Q_I}{F_k} \leq [\sigma],$$

где  $F_k$  - площадь поперечного сечения колонны.

На незатянутом участке

$$\sigma = \frac{P}{F_k} \leq [\sigma],$$

где  $[\sigma]$  - допускаемое напряжение.

## 4.2. Варианты заданий

Требуется провести проверочный расчет напряженного состояния и определить параметры термозатяжки колонн гидропресса в зоне траверс при следующих исходных данных табл. 3: суммарная максимальная нагрузка, развиваемая прессом –  $P_{пр}$  ; число колонн пресса – 4; резьба – УП 600хI2 с шагом I2 мм, высота гайки –  $H$  ; диаметр колонн – 580 мм,  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение; геометрические размеры даны на рис.15, диаметр осевого канала  $d$  описывается трехзначным числом: число единиц равно числу букв в имени студента, число десятков равно числу букв в фамилии студента, число сотен равно единице; модуль упругости  $E = 210000$  МПа.

Т а б л и ц а 3

Исходные данные

Номер группы	$P_{пр}$ , МН	$[\sigma]$ , МПа	$H$ , мм
1	60	90	400
2	62	100	450
3	64	110	500
4	66	120	550
5	68	130	600

Для расчета все детали соединения разбить по длине на участки с постоянной площадью поперечного сечения. Так как часть колонны, находящейся в гайке, растянута неравномерно, то условно принимается, что полное усилие действует в пределах 1/3 высоты соответствующей гайки.

Расчет провести в следующей последовательности:

1. Найти суммарные податливости участков соединения.
2. Определить силовые параметры:  $P, T, P_v, P_c, Q_T, Q_H$ .
3. Рассчитать суммарные перемещения гайки при затяжке.
4. Найти параметры термической затяжки  $\varphi$  и  $\Delta t$ .
5. Рассчитать напряжение в соединении.
6. Выводы.

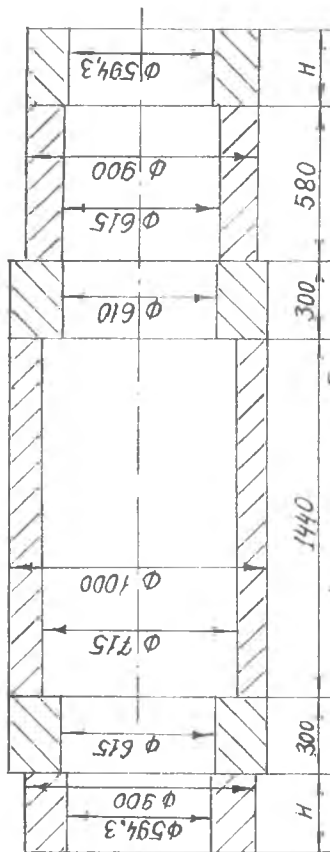
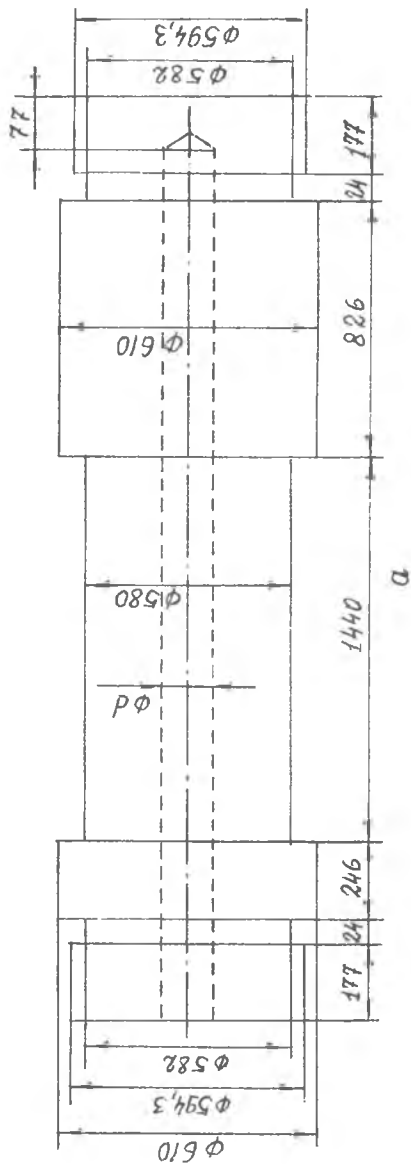


Рис. 15.

### 4.3. Контрольные вопросы

1. Опишите конструкцию станины колонного типа.
2. Что представляет собой способ термической затяжки?
3. Как выбирают усилие затяжки?
4. Как рассчитать угол поворота гайки при затяжке?
5. Каким способом нагревают концы колонн?
6. Как изменяется напряженное состояние в соединении при приложении рабочей нагрузки  $P$  ?
7. Что происходит в соединении при затяжке гаек колонн силой  $T$ ?
8. Как найти величину напряжений, возникающих на затянутом участке колонны?
9. Как рассчитать коэффициенты податливости?
10. Почему от прочности колонн зависит живучесть гидропресса?
11. Перечислите участки, соединения, на которых при приложении рабочей нагрузки напряжения увеличиваются или уменьшаются.
12. Как проверить правильность затяжки колонн пресса?

### Рекомендуемый библиографический список

Паршин В.С., Костров В.П., Сомов Б.С. Машины и агрегаты для обработки цветных металлов и сплавов: Учебн.пособие. М.: Металлургия, 1988.

Целиков А.И., Полухин П.И., Гребеник В.Н. Машины и агрегаты металлургических заводов: В 3-х т. Машины и агрегаты для производства и отделки проката. М.: Металлургия, 1981. Т. 3.

Королев А.А. Механическое оборудование прокатных цехов черной и цветной металлургии. М.: Металлургия, 1976.

ГОСТ 5399-69. Валки прокатные. Основные размеры. М.: Изд-во стандартов, 1969.

ГОСТ 8059-83. Шарниры универсальные с вкладышами скольжения для прокатного оборудования. Основные размеры. Общие технические требования. М.: Изд-во стандартов, 1983.

## СОДЕРЖАНИЕ

1. Расчет станины рабочей клетки "дуо" .....	3
1.1. Краткие теоретические сведения .....	3
1.2. Варианты заданий .....	9
1.3. Автоматизированный расчет станины закрытого типа .....	11
1.4. Контрольные вопросы .....	12
2. Расчет валков рабочих клеток .....	13
2.1. Краткие теоретические сведения .....	13
2.2. Варианты заданий .....	18
2.3. Автоматизированный расчет валков рабочих клетей .....	19
2.4. Контрольные вопросы .....	21
3. Расчет универсального шпиндельного соединения ....	22
3.1. Краткие теоретические сведения .....	22
3.2. Варианты заданий .....	28
3.3. Контрольные вопросы .....	28
4. Расчет станины колонного типа гидропресса .....	29
4.1. Краткие теоретические сведения .....	29
4.2. Варианты заданий .....	35
4.3. Контрольные вопросы .....	37
Рекомендуемый библиографический список .....	37

ИНДИВИДУАЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ  
ПО ДИСЦИПЛИНЕ  
"ОБОРУДОВАНИЕ ЦЕХОВ ОБРАБОТКИ МЕТАЛЛОВ ДАВЛЕНИЕМ"

Составители: К а р г и н Владимир Родионович,  
Б ы к о в Александр Петрович

Редактор Т.И.К у з н е ц о в а  
Техн.редактор Г. А. У с а ч е в а  
Корректор Н. С. К у п р и я н о в а

Подписано в печать 13.07.95. Формат 60x84<sup>I</sup>/<sub>16</sub>  
Бумага офсетная. Печать офсетная.  
Усл.печ.л. 2,1. Усл.кр.-отт. 2,2. Уч.-изд.л.2,0.  
Тираж 200 экз. Заказ 78

Самарский государственный аэрокосмический  
университет имени академика С.П.Королева.  
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

Издательство Самарского государственного аэрокосмического  
университета имени академика С.П.Королева  
443001 Самара, ул. Ульяновская, 18.