

Оценка проекта:

Члены комиссии:

**Проект чистовой рабочей клетки жесткой конструкции для
среднесортного стана 450 ОАО «Металлургический завод им. А. К.
Серова»**

Курсовой проект

Пояснительная записка

110301.414123.913.ПЗ

**Руководитель
проф. д.т.н.**

Шилов В. А.

**Нормоконтролёр
доцент д.т.н.**

Шварц Д. Л.

**Студент
гр. Мг – 44081**

Сырчин С. Н.

РЕФЕРАТ

В данной работе выполнено описание и произведён расчёт прочности и жёсткости чистовой рабочей клетки среднесортного стана «450» ОАО «Металлургический завод им. А.К. Серова». Выявлены основные конструкционные недостатки данной клетки, дана оценка коэффициента жёсткости ($C=1101$ кН/мм). Сделано заключение о невозможности получения проката высокой точности при известном диапазоне колебания усилия прокатки. Приведён обзор современного развития сортопрокатных станов. Показано, что широкое применение на металлургических предприятиях имеют бесстанинно ненапряжённые клетки и клетки с консольными валками; дано описание ряда преимуществ новых конструкции клетей по сравнению с клетями устаревшей конструкции, имеющих станины, стаканы и т.п.

Предложен проект новой, усовершенствованной конструкции клетки. Этот проект направлен на создание бесстанинной клетки, являющейся аналогом клетки мелкосортного стана «320» ОАО «Металлургический завод им. А.К. Серова». Дано описание отдельных деталей и механизмов новой клетки. Произведён расчёт коэффициента жёсткости ($C=1666$ кН/мм), при этом установили, что на данной клетке осуществима прокатка профилей с высокой и повышенной точностью. Разработан ряд правил по эксплуатации бесстанинной клетки.

С. 54. Рис. 20. Табл. 1. Библ. список: 6 наим.

Графическая часть – 1 формат А1.

ВВЕДЕНИЕ	5
1. ОПИСАНИЕ И АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ РАБОЧЕЙ КЛЕТИ	6
1.1 Назначение и техническая характеристика клетки	6
1.2 Валки	7
1.3 Подшипники и подушки	8
1.4 Нажимное устройство	9
1.5 Уравновешивающее устройство	10
1.6 Устройство для осевой регулировки валков	10
1.7 Анализ конструкции	11
2. АНАЛИЗ ПРОЧНОСТИ И ЖЁСТКОСТИ РАБОЧЕЙ КЛЕТИ	13
2.1 Расчёт прочности клетки	13
2.1.1 Валки	13
2.1.2 Нажимное устройство	17
2.1.3 Станина	20
2.2 Расчёт жёсткости клетки	24
2.2.1 Упругая деформация валков	25
2.2.2 Упругая деформация подушек	26
2.2.3 Упругая деформация подшипников	26
2.2.4 Упругая деформация нажимного устройства	27
2.2.5 Упругая деформация станины	28
2.2.6 Упругая деформация стакана	29
2.2.7 Жёсткость клетки	29
2.3 Анализ результатов	30

4. МЕРОПРИЯТИЯ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИИ	42
4.1 Мероприятия	42
4.2 Расчёт жёсткости усовершенствованной конструкции	44
4.2.1 Упругая деформация валков	44
4.2.2 Упругая деформация подушки и подшипников	45
4.2.3 Упругая деформация нажимного устройства	46
4.2.4 Определение и оценка коэффициента жёсткости клетки	47
5. ПРАВИЛА ЭКСПЛУАТАЦИИ БЕССТАНИННОЙ КЛЕТИ	48
5.1 Состав клетки	48
5.2 Устройство и работа	49
5.3 Смазка	54
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	55
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	56

Получение готовой сортовой продукции с точным профилирумером является одной из наиболее важных задач современного прокатного производства, поскольку качество продукции во многом определяет конкурентоспособность того или иного предприятия. Однако, для выполнения поставленной задачи, предприятие должно иметь оборудование, которое бы позволило получать высокую точность прокатываемых изделий, и не только, к нему должны предъявляться и другие требования: сокращение времени настройки и перестройки на другой профиль; упрощение обслуживания и управления; установка клетки, как в горизонтальном, так и в вертикальном положении.

Анализ тенденций развития прокатного производства показал, что наибольшую эффективность и ряд преимуществ над клетями устаревшей конструкции имеют бесстанинные клетки, обладающие повышенной жёсткостью, малыми габаритами и массой эти клетки получили широкое применение на многих металлургических предприятиях.

Конструкция бесстанинной клетки оказалась наиболее приемлемой для мелкосортного стана 320 ОАО «Металлургический завод им. А. К. Серова».

Целью данной курсовой работы является разработка новой, усовершенствованной конструкции, аналогичной клетки 320.

1. ОПИСАНИЕ И АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ РАБОЧЕЙ КЛЕТЫ

1.1. Назначение и техническая характеристика стана

Чистовая рабочая клетка среднесортного стана, 450° , схема которой показана на рис. 1.1, предназначена для выработки готового сортавого проката круглого поперечного сечения диаметром 32-110 мм (ГОСТ 2590-88) и шестигранного сечения диаметром вписанного круга 30-75 мм (ГОСТ 2879-88).

Данная клетка состоит из следующих основных элементов: двух стоек закрытого типа, крепления которых осуществляются с помощью распорных труб 7; валков с подшипниками 2 и подшипниками скольжения 3; уравновешивающих устройств пружинного типа 12; нажимных механизмов вальцового типа 1 с ручным приводом 13.

Прокатные валки приводятся во вращение от двигателя П2-630-202-8.9Х14 (мощность 2300 кВт, число оборотов 290/515 об/мин). Перемещение верхнего вала 10 осуществляется при помощи нажимных устройств 1, при этом верхний вал перемещается в вертикальном направлении. Две регулировочные валки реализуются за счет вынужденных в подшипниках валков, ослабление которых с одной и стороны с другой сторон рассматриваемой клетки позволяет настраивать калибр.

Для задачи проката в нулевой калибр предусмотрена вводная арматура 6 с роликами пропусками, прикрепленная к брусу 8 с помощью болтов. Вертикальное перемещение

арматуры и настройка её относительно линии прокатки осуществляется при помощи специальных болтов 9, закрепляемых в пришивах станин 11.

Устройство чистой рабчей ленты

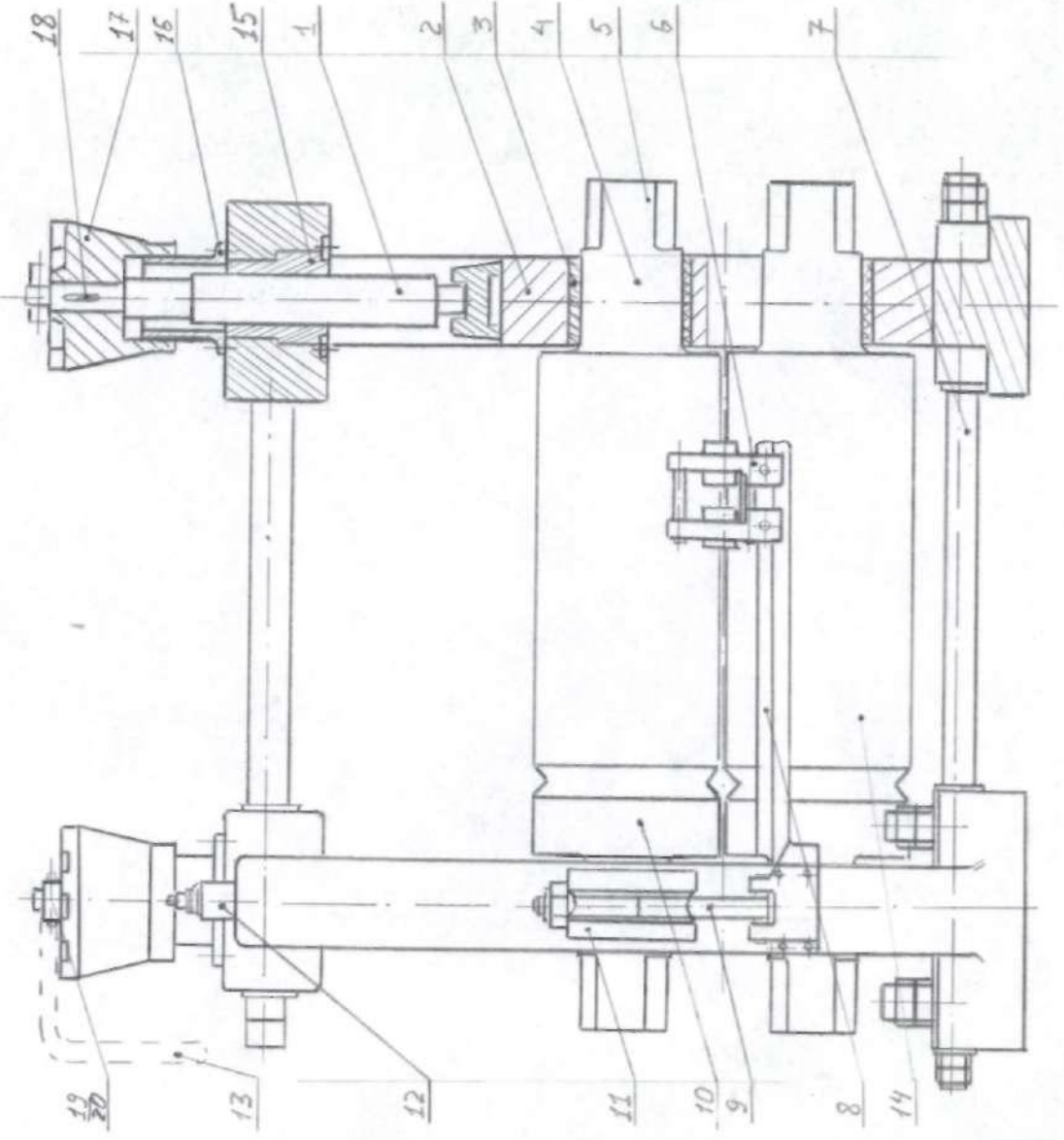


Рис. 1.1

1.2. Валки

Прокатный валок состоит из следующих элементов (рис. 1.1): бочки 14, в которой последовательно нарезаются ручьи (на рис. 1.1 показан только один ручей);

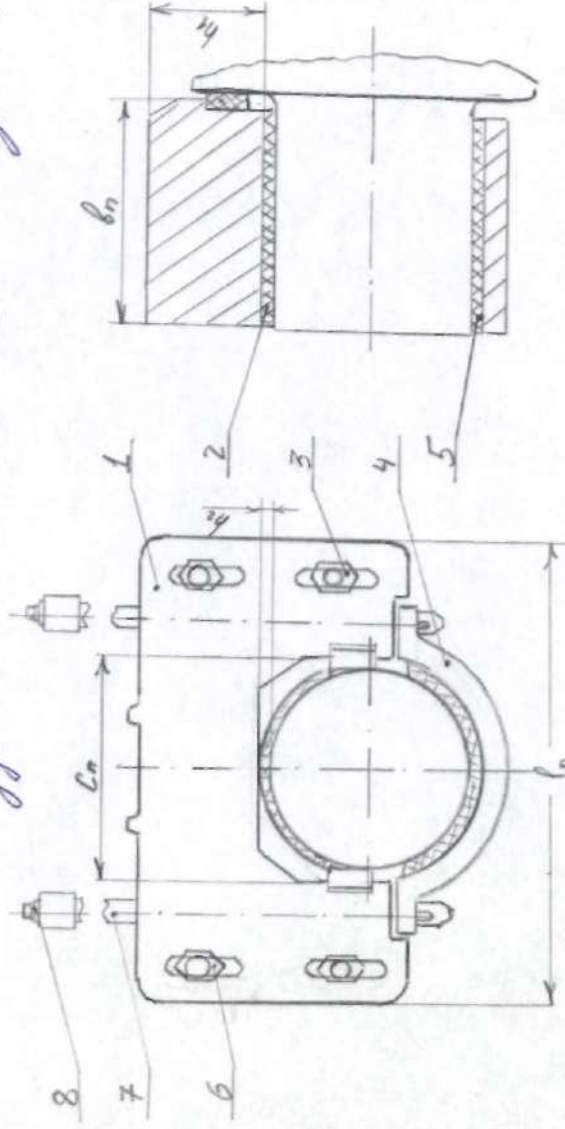
шек 4, огибающихся на подшипники; конусоват части 5, выполненных в форме торефа.

Валки изготовлены из чугуна с пределом прочности $\sigma_s = 500 \text{ МПа}$.

1.3. Подшипники и подушки.

В конструкции рабочей цепи (рис. 1.1) применены подшипники скольжения, представляющие цельнопрессованные текстолитовые вкладки (рис. 1.2).

Подушка с текстолитовой вкладкой



$$\begin{aligned} b_2 &= 0,03 \text{ м} \\ b_n &= 0,25 \text{ м} \\ r_n &= 0,6 \text{ м} \\ c_n &= 0,3 \text{ м} \\ h_1 &= 0,15 \text{ м} \end{aligned}$$

Рис. 1.2

Текстолитовый вкладыш 2, воспринимающий радиальное давление, закреплен в корпусе подшипника 1. Для поддержания большого вала при холостом ходе стана предусмотрена подушка 4, в которую также устанавливается текстолитовые вкладки 5.

На протяжении процесса прокатки (холодной) тонне учитываются) текстолитовые подушники изготавливаются и охлаждаются водой, непрерывно подаваемой из шланга. Данные подушники необходимо охлаждать (процесс горячей прокатки), чтобы они работали при температуре не выше $60-80^{\circ}\text{C}$, так как при более высокой температуре они приходят их короблению, а в дальнейшем и обугливания.

1.4. Нажимное устройство

Для перемещения верхнего вала, расширяющейся системы клетки, в вертикальной плоскости, применено нажимное устройство винтового типа с ручным приводом (рис. 1.1).

Технологический принцип действия нажимного механизма заключается в следующем. На хвостовике вала 1, посредством шпунта 18, закреплена головка 17. Вращение данной головки осуществляется за счёт рычага 13, который в свою очередь крепится в верхней части вала при помощи гайки и установленного кольца (поз. 19, 20). Таким образом, вращая головку 17, мы тем самым перемещаем нажимной винт в вертикальной плоскости и регулируем шельфовый зазор.

В процессе прокатки нажимной винт воспринимает усилие от шпунта вала через подушник и передаёт это усилие через нажимную гайку 15 шпунту.

1.5. Уровненивающее устройство

На рис. 1.2. показано уровненивающее устройство пружинного типа для установки верхнего вала чистовой рабочей клетки «450».

Верхний вал уровненивается с помощью четырех пружин δ (рис. 1.2.) Пружинки соединяются зажима с помощью гаек, предусмотренных на концах труб Γ , которые проходят через подушку 1 и закрепляются в кляммы положения κ подвески 4. При вращении вала пружинки поджимаются настолько, что обеспечивают плотное поджатие подушек κ торцам кляммных винтов.

1.6. Устройство для осевой регулировки валков

На рис. 1.3. показана схема устройства для осевой регулировки валков данной чистовой рабочей клетки. За счет ослабления болтов одной стороны (например болтов 1а) и стягивания болтов 1б другой стороны можно тем самым изменить зазор δ (увеличивать или уменьшать) между станиной 3 и подушкой 2. Уменьшение δ ведет к перемещению в осевом направлении вала.

Таким образом данная система позволяет регулировать осевое положение валков и настраивать полосу.

Механизм осевой регулировки валов

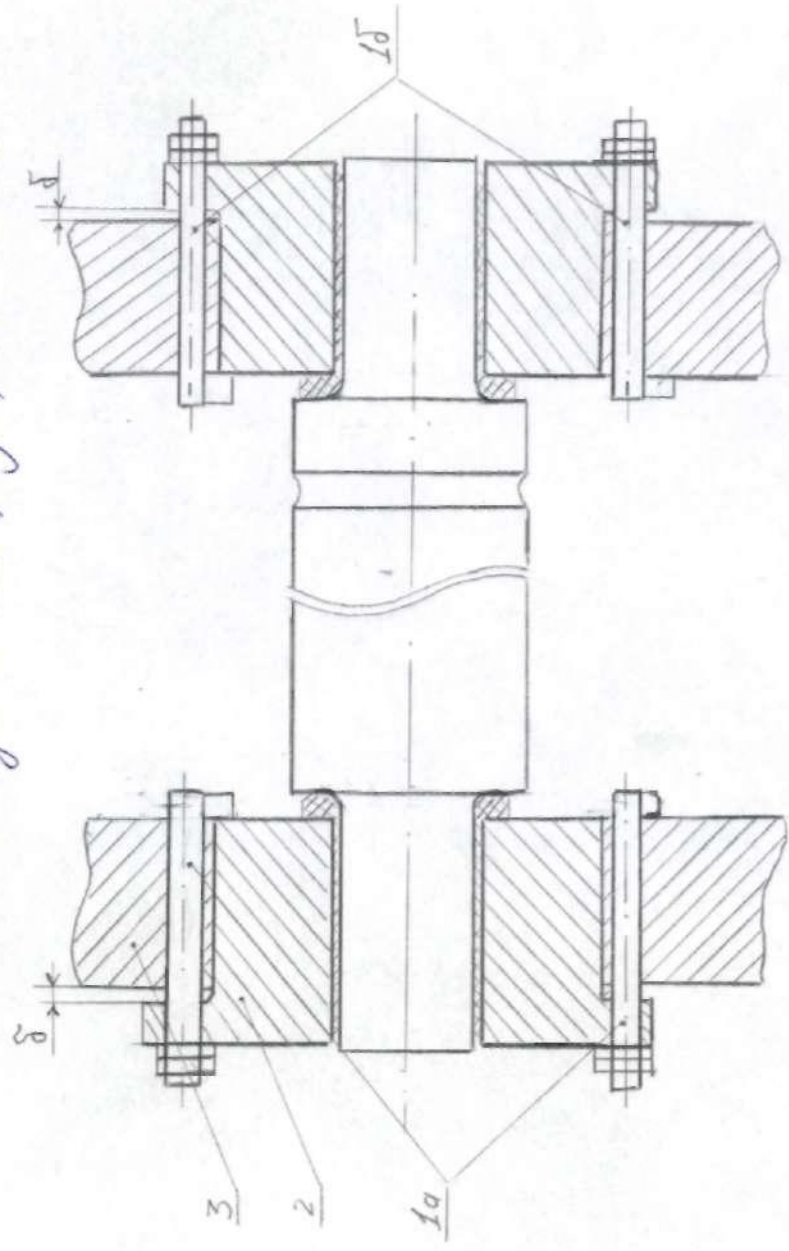


Рис. 1.3

1.7. Анализ конструкции

Вышеуказанные описания основных деталей, а также механизмов чистой рабчей клетки стана "450" позволяют установить следующие конструкционные недостатки данной клетки. Во-первых, используемые в подшипниках текстолитовые подшипники обходят более высоким коэффициентом трения (в отличие от подшипников качения и ПМТ), что в свою очередь влечет за собой увеличение затрат электроэнергии на преодоление сил трения. Кроме того текстолитовые подшипники подвержены быстрому износу как результате

Вторыми конструктивными недостатками плети следует отметить наличие устройств вытвора типа. Ручной привод вытвора не позволяет с высокой точностью установить верхний вал и производить настройку шемвалтового зазора. Это неточность непосредственно образом сказывается на качестве получаемого сортового проката.

Если же говорить в целом о конструкции рассмотренной плети, то оно является морально устаревшей. Здесь необходимо отметить тот факт, что применено много дополнительных деталей (стокины, подкладки и т.д.) устраняющих деформации которых увеличивает суммарную деформацию плети.

В последующих главах будут рассмотрены другие нетипичные моменты, а именно, будет рассмотрено влияние изменений силы прокатки на колебания упругой деформации плети. Кроме того будет изучено, какими же образом эти колебания влияют на точность прокатываемого сортового проката.

2. АНАЛИЗ ПРОЧНОСТИ И ЖЕСТКОСТИ РАБОЧЕЙ КЛЕТКИ

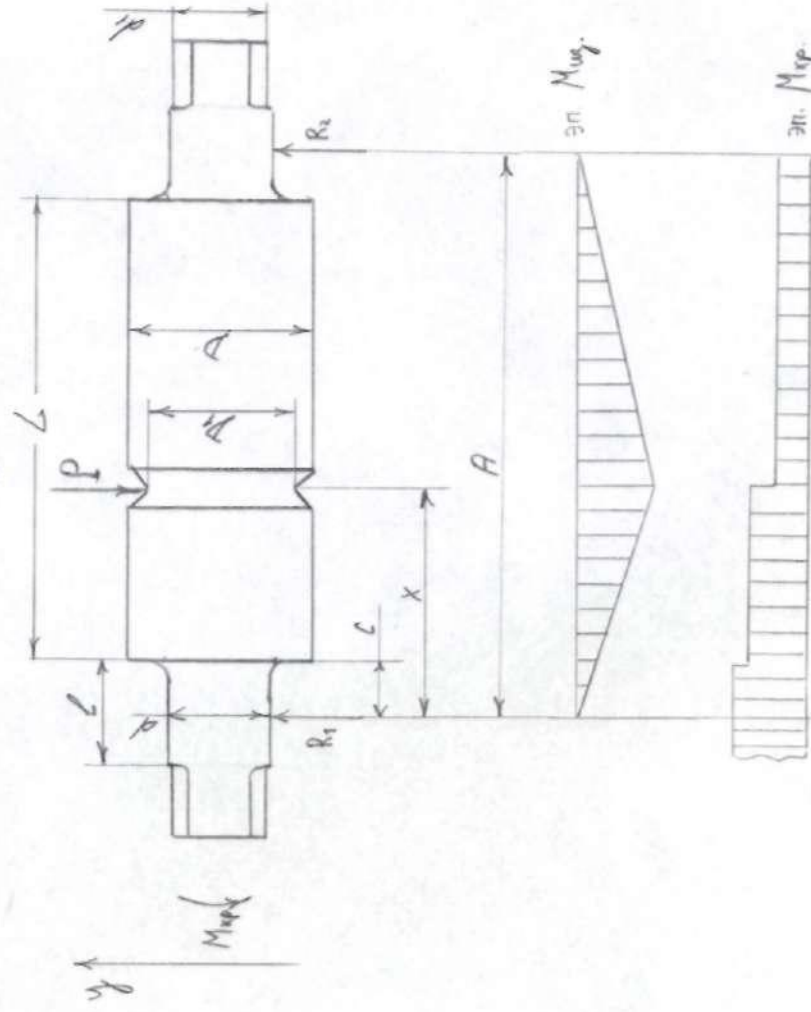
2.1. Расчет прочности клетки

2.1.1. Валки

Расчет сортового вала заключается в определении напряжений изгиба в ручье вала от действия сосредоточенной силы P и определении напряжений изгиба и кручения по шпиге. На рис. 2.1 представлено схема нагружения вала с указанием геометрических параметров.

Используемые формулы для вычисления приведены в работе [2].

Схема нагружения вала



$$\begin{aligned}
 L &= 1,2 \text{ м} \\
 D &= 0,45 \text{ м} \\
 D_1 &= 0,4 \text{ м} \\
 l &= 0,26 \text{ м} \\
 d &= 0,25 \text{ м} \\
 d_1 &= 0,24 \text{ м} \\
 X &= 0,53 \text{ м} \\
 A &= 1,98 \text{ м} \\
 C &= 0,13 \text{ м} \\
 P &= 1,2 \text{ МН} \\
 M_{кр} &= 100 \text{ МН}\cdot\text{м}
 \end{aligned}$$

Рис. 2.1

В связи с тем, что нагрузка на валок приложена не симметрично относительно опор, то вначале определим реакции на шейки вала из условий равновесия сил и моментов:

$$\sum M(0) = 0;$$

$$P \cdot x - R_2 \cdot A = 0$$

$$R_2 = P \cdot \frac{x}{A};$$

$$R_2 = 1,2 \frac{953}{196} = 0,43 \text{ МН.}$$

$$\sum I_y = 0;$$

$$R_1 + R_2 - P = 0;$$

$$R_1 = 0,77 \text{ МН.}$$

Определим изгибающий момент по следующей формуле:

$$M_{из} = R_1 \cdot x;$$

$$M_{из} = 0,77 \cdot 0,53 = 0,41 \text{ МН.м.}$$

Напряжения изгиба в сечении ручки рассчитаем по формуле:

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{0,1 D^3} \quad (2.1)$$

Подставив значения изгибающего момента и диаметра по

дну ручки в (2.1), получим:

$$\sigma_{из} = \frac{0,41}{0,1 \cdot 0,4^3} = 64,2 \text{ МПа.}$$

Напряжения изгиба и кручения в приводной шейке установим по формулам:

$$\sigma_{из.ш} = \frac{R_1 \cdot l}{0,2 \cdot d^3};$$

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{0,2 d^3}.$$

(2.2)

(2.3)

Подставив численные значения для R_1 , l , $M_{кр}$ и d

(2.2) и (2.3), получим:

$$\sigma_{из.ш} = \frac{0,77 \cdot 0,26}{0,2 \cdot 0,25^3} = 64,1 \text{ МПа};$$

$$\tau_{кр} = \frac{100}{0,2 \cdot 0,25^3} = 32 \text{ МПа.}$$

Так как валок выполнен из чугуна марки СЧ180, то результирующее напряжение в шейке:

$$\sigma_{ш} = 0,375 \sigma_{цш} + 0,625 \sqrt{\sigma_{цш}^2 + 4 \tau_{цш}^2} \quad (2.4)$$

После подстановки $\sigma_{цш}$ и $\tau_{цш}$ в (2.4) установили:

$$\sigma_{ш} = 0,375 \cdot 64,1 + 0,625 \sqrt{64,1^2 + 4 \cdot 32^2} = 80,6 \text{ МПа.}$$

Напряжения в приводной концевой части, выполненной в форме торефа, найдём по следующей формуле:

$$\tau_{цч} = \frac{M_{цч}}{0,0706 d^3} \quad (2.5)$$

По формуле (2.5) определим $\tau_{цч}$:

$$\tau_{цч} = \frac{100}{0,0706 \cdot 0,24^3} = 102 \text{ МПа.}$$

С учётом найденных напряжений расчитаем коэффициент запаса прочности в каждом элементе вала по формуле

$$n = \frac{\sigma_s}{\sigma} \rightarrow [n] = 5, \text{ принятая предел прочности материала вала}$$

$$\sigma_s = 500 \text{ МПа. При этом } \tau_s = 0,7 \sigma_s = 0,7 \cdot 500 = 350 \text{ МПа.}$$

В результате получили следующие значения коэффициентов: в обочке вала

$$n_1 = \frac{500}{64,2} = 7,8$$

в шейке

$$n_2 = \frac{500}{80,6} = 6,2$$

в концевой части

$$n_3 = \frac{350}{102} = 3,4$$

Все элементы вала, кроме концевой части, имеют коэффициент запаса прочности выше допустимого $[n] = 5$. Следовательно, условные статической прочности не выполняются.

Усталостная прочность валков
 При определении усталостной прочности валков необходимо
 рассчитать коэффициент запаса усталостной прочности
 при одновременном действии нормальных и касательных
 напряжений. Для чугунных валков этот коэффициент опреде-
 лется по формуле:

$$n_y = K \frac{\sigma_b \cdot n_z}{\sqrt{\sigma_b^2 + \tau_z^2}} \quad (2.6)$$

Здесь n_b - запас выносливости по нормальным напряжениям;
 n_z - запас выносливости по касательным напряжениям.

Коэффициенты n_b и n_z рассчитываются по следующим
 формулам:

$$n_b = \frac{\sigma_b \cdot \epsilon_b}{K_b \cdot \sigma_{max}} \quad (2.7)$$

$$n_z = \frac{\tau_z \cdot \epsilon_z}{K_z \cdot \tau_{max}} \quad (2.8)$$

В (2.7) и (2.8) ϵ_b и ϵ_z - масштабные факторы, учитывающие
 внешние размеры валка при изгибе и кручении; K_b и K_z -
 коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении
 в месте перехода шейки валка в обод.

Подставив в (2.7) и (2.8) $\epsilon_b = 0,4$, $\epsilon_z = 0,8$ и $K_b = K_z = 1$

получим:

$$n_b = \frac{500 \cdot 0,4}{1 \cdot 84,1} = 2,38$$

$$n_z = \frac{350 \cdot 0,8}{1 \cdot 102} = 2,74$$

Далее, по (2.6) рассчитаем коэффициент запаса усталостной
 прочности, приняв $K = 0,85 \div 1,0$:

$$n_y = \frac{3,11 \cdot 2,7}{\sqrt{3,11^2 + 2,7^2}} = 2,04$$

Так как $n_y > [n] = 2 \div 3$, то усталостная прочность валков
 выполняется.

2.1.2. Нажимное устройство

Нажимной винт

Поскольку привод винта является ручным, то его расчёт сводится к определению напряжений сжатия по формуле:

$$b_{см} = \frac{4R_m}{\pi d_1^2} \quad (2.9)$$

Схема нажимного устройства данной клетки показана на

рис. 2.2.

Расчётная схема винтового
нажимного устройства

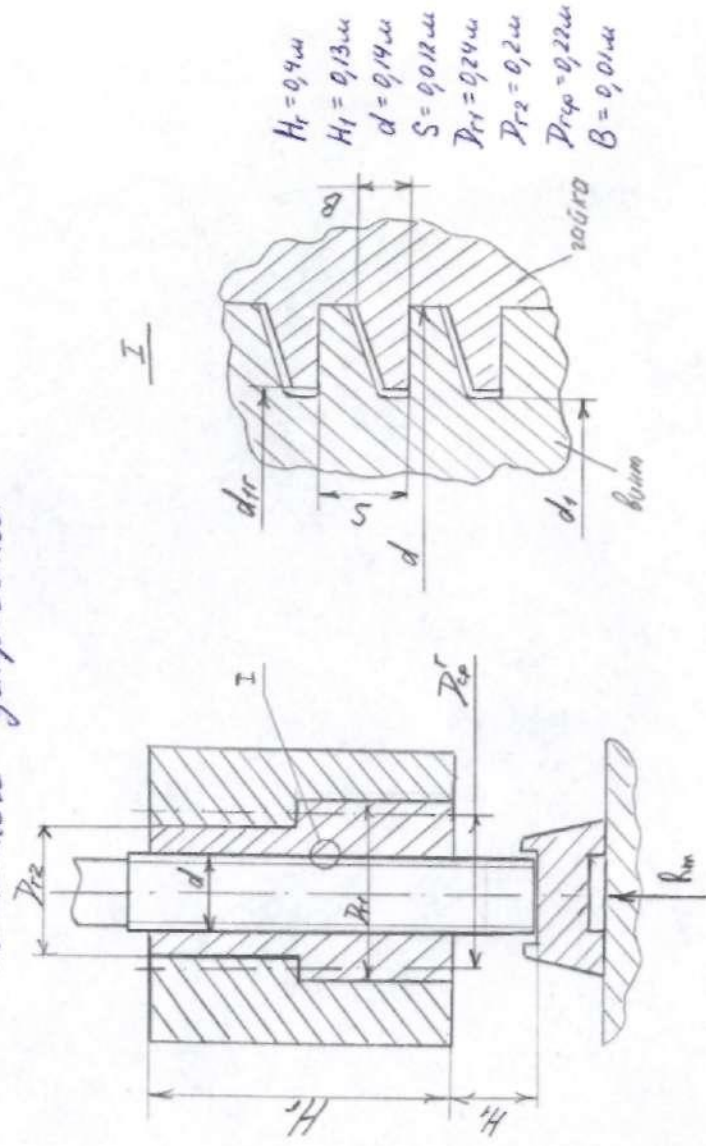


Рис. 2.2

Подставив численные данные для R_m и d_1 в (2.9) получим:

$$b_{см} = \frac{4 \cdot 0,77}{3,14 \cdot 0,11^2} = 81 \text{ МПа.}$$

Расчитав коэффициент запаса прочности винта $n = \frac{b_{ср}}{b_{см}}$,
примем $b_{ср} = 600 \text{ МПа}$.

$$n = \frac{600}{81} = 7,4$$

Условие прочности выполняется, т.к. расчётное значение коэффициента n превышает допустимое $[n] = 5$.

Нормальная гайка

Гайка, приведённая на рис. 2.2, находится под действием реакции от усилия прокатки R_m . Рассчитаем тено гайки на срыве по поверхности её опоры на поперечную станину, а резьбу гайки рассчитаем на изгиб, срыве и срез.

Напряжение сдвига на поверхности сопряжённых гайки с поперечной станины определим по формуле:

$$\sigma_{сдв.г} = \frac{4 R_m}{\pi (D_{г1}^2 - D_{г2}^2)} \quad (2.10)$$

Воспользовавшись (2.10) при известных диаметрах и усилии R_m , установим:

$$\sigma_{сдв.г} = \frac{4 \cdot 0,77}{3,14 \cdot (0,25^2 - 0,2^2)} = 46,6 \text{ МПа.}$$

Напряжение сдвига резьбы гайки определим по формуле:

$$\sigma_{сдв} = \frac{R_m}{m} \cdot \frac{4}{\pi (d^2 - d_r^2)} \quad (2.11)$$

Здесь m - число витков в гайке, $m = \frac{H_g}{S}$ (H_g - высота гайки, S - шаг резьбы); d и d_r - внутренний и наружный диаметры резьбы гайки.

Значение d_r легко можно рассчитать по приближённой формуле:

$$d_r = d - 1,75. \quad (2.12)$$

Определив число витков m , а также рассчитав по (2.12) значение d_r можно установить величину напряжения сдвига по формуле (2.11):

$$\sigma_{сш} = \frac{0,77}{33,3} \cdot \frac{4}{3,14(0,14^2 - 0,12^2)} = 5,7 \text{ МПа.}$$

Напряжения изгиба в резьбе рассчитываются по следующей формуле:

$$\sigma_{из} = \frac{R_m}{m} \cdot \frac{1,5(d - d_{из})}{\pi d \cdot B^2} \quad (2.13)$$

Здесь B - ширина впадины резьбы у основания, $B = 0,01 \text{ м}$.

Воспользуемся (2.13), имеем:

$$\sigma_{из} = \frac{0,77}{33,3} \cdot \frac{1,5(0,14 - 0,12)}{3,14 \cdot 0,14 \cdot 0,01^2} = 15,7 \text{ МПа.}$$

Напряжения среза в резьбе:

$$\tau_{ср} = \frac{R_m}{m} \cdot \frac{1}{\pi d B}$$

$$\tau_{ср} = \frac{0,77}{33,3} \cdot \frac{1}{3,14 \cdot 0,14 \cdot 0,01} = 5,3 \text{ МПа.}$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным напряжениям рассчитываются по формуле $n = \sigma_a / \sigma_i$, где σ_i соответственно $\sigma_{сш}$, $\sigma_{из}$ и $\sigma_{ср}$, а для касательных напряжений - по формуле $n = \tau_a / \tau_{ср}$, при этом $\sigma_a = \sigma_{ср} = 400 \text{ МПа}$.

- для поверхности соприкосновения гайки с поперечной стальной

$$n = \frac{400}{46,6} = 8,5;$$

- для резьбы гайки по нормальным напряжениям

$$n = \frac{400}{5,7} = 70;$$

- для резьбы гайки по нормальным изгибам

$$n = \frac{400}{15,7} = 25,5;$$

- для резьбы гайки по касательным среза

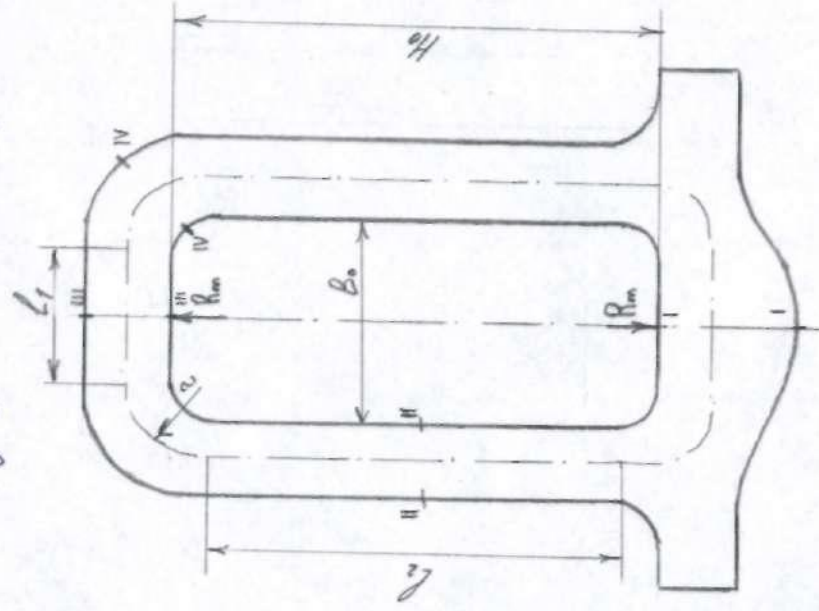
$$n = \frac{270}{5,3} = 50,9.$$

Результаты расчетов свидетельствуют, что условия прочности гайки выполняются, так как коэффициент запаса прочности превышает допустимое $[n] = 5$.

2.1.3 Станина

На рис. 2.3 представлена конструкция станины закрытого типа, а также схема её изготовления. В общем случае в станине можно выделить четыре основных сечения, форма и размеры которых показаны на рис. 2.4

Конструкция станины закрытого типа



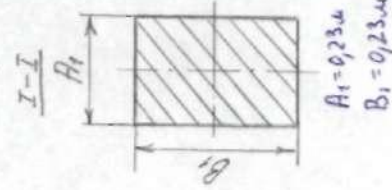
$$H_0 = 1,3 \text{ м}$$

$$B_0 = 0,58 \text{ м}$$

$$r = 0,19 \text{ м}$$

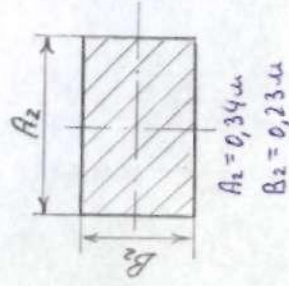
Рис. 2.3

Форма

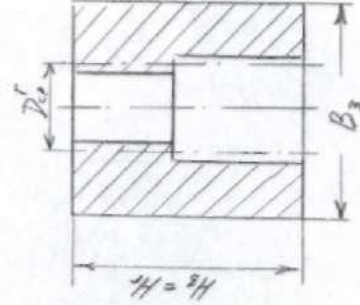


характерных сечений станины

II-II



III-III



IV-IV

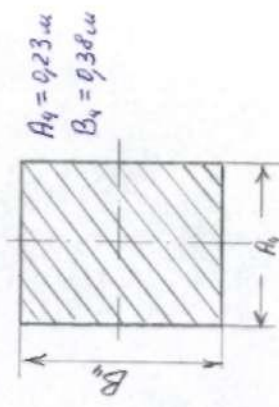


Рис. 2.4

Для сечения I-I определим следующие параметры:

площадь сечения

$$F_1 = A_1 \cdot B_1 ; \quad (2.14)$$

момент инерции

$$J_1 = \frac{B_1 B_1^3}{12} ; \quad (2.15)$$

координата центра тяжести

$$Y_1 = \frac{B_1}{2} ; \quad (2.16)$$

момент сопротивления изгибу

$$W_1 = \frac{A_1 B_1^2}{6} . \quad (2.17)$$

Подставив численные значения $A_1 = 0,23 \text{ м}$ и $B_1 = 0,23 \text{ м}$ в (2.14-2.17), установим следующие:

$$F_1 = 0,053 \text{ м}^2 ;$$

$$J_1 = 2,3 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4 ;$$

$$Y_1 = 0,115 \text{ м} ;$$

$$W_1 = 2,03 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 .$$

Для сечения II-II :

$$F_2 = A_2 \cdot B_2 ;$$

$$J_2 = \frac{B_2 A_2^3}{12} ;$$

$$W_2 = \frac{B_2 A_2^2}{6} .$$

Воспользовавшись данными формулами, получили:

$$F_2 = 0,078 \text{ м} ;$$

$$J_2 = 7,5 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4$$

$$W_2 = 44 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 .$$

Для сечения III-III :

площадь сечения

$$F_3 = H_3 \cdot B_3 - D_{\text{от}} \cdot H_r ; \quad (2.18)$$

$$S_3 = 0,5 [B_3 H_3^2 - D_{\text{от}} \cdot H_r^2] ; \quad (2.19)$$

$$Y_3 = \frac{S_3}{F_3}, \quad (2.20)$$

$$J_3 = \frac{B_3 H_3^3}{12} + \left(\frac{H_3}{2} - Y_3\right)^2 H_3 B_3 - \frac{D_{cp} \cdot H_3^3}{12} - \left(\frac{H_{cp}}{2} - Y_3\right) D_r \cdot H_r, \quad (2.21)$$

$$W_3 = \frac{J_3}{Y_3}. \quad (2.22)$$

Воспользовавшись формулами (2.18-2.22) с учётом несомненных геометрических параметров сечения III-III, получим:

$$F_3 = 0,41 \cdot 0,49 - 0,23 \cdot 0,41 = 0,1089 \text{ м}^2;$$

$$S_3 = 0,5 [0,49 \cdot 0,41^2 - 0,23 \cdot 0,41^2] = 0,023 \text{ м}^3;$$

$$Y_3 = \frac{0,023}{0,1089} = 0,205 \text{ м};$$

$$J_3 = \frac{0,49 \cdot 0,41^3}{12} + \left(\frac{0,41}{2} - 0,205\right)^2 \cdot 0,41 \cdot 0,49 - \frac{0,23 \cdot 0,41^3}{12} - \left(\frac{0,41}{2} - 0,205\right) \cdot 0,23 \cdot 0,41;$$

$$J_3 = 0,006 \text{ м}^4;$$

$$W_3 = \frac{0,006}{0,205} = 0,029 \text{ м}^3.$$

Сечение IV-IV

Воспользуемся формулами (2.14-2.17) с учётом только размеров сечения IV-IV:

$$F_4 = 0,38 \cdot 0,23 = 0,0874 \text{ м}^2;$$

$$J_3 = \frac{0,23 \cdot 0,38^3}{12} = 0,001 \text{ м}^4;$$

$$Y_4 = 0,19 \text{ м};$$

$$W_4 = \frac{0,001 \cdot 0,38^2}{0,19} = 0,005 \text{ м}^3.$$

Под действием сил R_m в угол нижней рошши возникают статически неопределённые изгибающие моменты M_0 . Эти моменты изгибают стойки станины внутри окна, а поперечины - по направлению действия сил R_m .

Для поперечных с закруглёнными углами (рис. 2.3) момент M_0 определяется по следующей формуле:

$$M_0 = \frac{R_m \left[\frac{r_1^2}{8J_3} + \frac{r^2}{J_4} \left(\frac{r}{2} - 1 \right) + \frac{r_1 r}{2J_3} \right]}{\frac{r_1}{J_3} + \frac{r}{J_2} + \frac{r r_1}{J_4}} \quad (2.23)$$

Здесь r_1 - диаметр поперечных по нейтральной линии; r_2 - диаметр стоек по нейтральной линии; r - радиус закругления углов стоек по нейтральной линии.

Параметры r_1 и r_2 определяются по формулам:

$$r_1 = B_0 + A_2 - 2r, \quad r_2 = H_0 + Y_3 + Y_1 - 2r. \quad (2.24)$$

Подставив геометрические параметры стоек в (2.24)

установили: $r_1 = 0,58 + 0,34 - 2 \cdot 0,19 = 0,54 \text{ м}$;

$$r_2 = 13 + 0,205 + 0,115 - 2 \cdot 0,19 = 12,94 \text{ м}.$$

Определим по (2.23) статически неопределённый момент M_0 :

$$M_0 = \frac{0,77 \left[\frac{0,54^2}{8 \cdot 0,006} + \frac{0,19^2}{0,001} \left(\frac{3,14}{2} - 1 \right) + \frac{0,54 \cdot 0,19}{2 \cdot 0,006} \right]}{\frac{0,54}{0,006} + \frac{1,24}{0,0075} + \frac{3,14 \cdot 0,19}{0,001}} = 0,01 \text{ МН·м}$$

$$M_0 = 0,01 \text{ МН·м}.$$

Рассчитаем напряжения в опасных сечениях стоек по формулам:

в нижней поперечине

$$\sigma_1 = \frac{R_m r_1 / 4 - M_0}{W_1}; \quad (2.25)$$

в стойках

$$\sigma_2 = \frac{R_m}{2F} + \frac{M_0}{W_2}; \quad (2.26)$$

в верхней поперечине

$$\sigma_3 = \frac{R_m r_1 / 4 - M_0}{W_3}. \quad (2.27)$$

Подготовив необходимые численные данные в (2.25-2.27)

определим следующие:

$$\sigma_1 = \frac{0,77 \cdot 0,54 / 4 - 0,01}{0,002} = 47 \text{ МПа};$$

$$\sigma_2 = \frac{0,77}{2 \cdot 0,078} + \frac{0,01}{0,0044} = 7,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_3 = \frac{0,77 \cdot 0,54 / 4 - 0,01}{0,029} = 3,2 \text{ МПа}.$$

Определим коэффициенты запаса прочности, приняв предел прочности материала стоек $\sigma_B = 500 \text{ МПа}$:

для нижней поперечины

$$n_1 = \frac{500}{47} = 10,6;$$

для стойки

$$n_2 = \frac{500}{7,2} = 69;$$

для верхней поперечины

$$n_3 = \frac{500}{3,2} = 156.$$

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

2.2. Расчет жесткости клетки

Качественно жесткость клетки оценивают коэффициентом (модулем) жесткости, равным:

$$C = \frac{P}{f_{\text{ст}}}, \frac{\text{кН}}{\text{мм}}.$$

(2.28)

Здесь P - наибольшее усилие прокатки; $f_{\text{ст}}$ - общий угруз деформируемых элементов чистой рабочей плиты.

Для теоретического определения коэффициента жесткости клетки необходимо при известном усилии прокатки рассчитать её общую упругую деформацию, которая равна сумме деформаций всех её деталей:

$$f_{кл} = f_{вол} + f_n + f_{подш} + f_{ту} + f_{стан} + f_{стак} \quad (2.29)$$

Здесь, $f_{вол}$, f_n , $f_{подш}$, $f_{ту}$, $f_{стан}$, $f_{стак}$ — упругая деформация валков, подушек, подшипников, номинного устройства, станины и стана.

2.2.1. Упругая деформация валков

Деформация валкового узла сырового стока равна:

$$f_{вол} = 2(f_1 + f_2) \quad (2.30)$$

Здесь f_1 — прогиб валка под действием прибоющих элементов, f_2 — прогиб валка в результате действия поперечных сил. Все

составляющие прогибов рассчитываются по следующим формулам:

$$f_1 = \frac{64D}{\pi E D^2} \left\{ \frac{1}{3} \left(1 - \frac{x}{D}\right)^2 (x^3 - c^3) + x^2 \left[A - c - \frac{(A-c)^2}{3D^2} \sqrt{\frac{(A-c)^2}{3D^2} - x + \frac{x^2 - x^3}{3D}} \right] + \frac{D^3}{A^3} \left[\left(1 - \frac{x}{A}\right)^2 \frac{c^3}{3} + x^2 \left(\frac{(A-c)^2}{A} - \frac{(A-c)^3}{3A^2} - \frac{2A}{3} + c \right) \right] \right\}; \quad (2.31)$$

$$f_2 = \frac{4D}{\pi E D^2} \left\{ \left(1 - \frac{x}{A}\right)^2 (x-c) + \frac{x^2}{D} (A-c-x) + \frac{D^2}{d^2} c \left[\frac{x^2}{D} + \left(1 - \frac{x}{A}\right)^2 c \right] \right\}. \quad (2.32)$$

В (2.31) и (2.32) x, A, D, c, d — размеры соответствующих элементов валка (рис. 2.1); E и ν — модуль упругости и модуль сдвига материала валка. Ориентировочно при $\nu = 3/8 E$, где $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.

Подставив в (2.31) и (2.32) необходимые численные данные по центру бочки (поскольку в центре имеет место максим. прогиб) получим:

$$f_1 = \frac{64 \cdot 12}{3,14 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,45} \left\{ \frac{1}{3} \left(1 - \frac{0,73}{1,46} \right)^2 (0,73^2 - 0,13^2) + 0,73^2 \left[1,46 - 0,13 - \frac{1,46 - 0,13}{3} \right]^2 + \left(\frac{1,46 - 0,13}{3 \cdot 1,46} \right)^2 \cdot 0,73 + \frac{0,73^2}{1,46} - \frac{0,73^3}{3 \cdot 1,46} \right\} + \frac{0,45^3}{0,25^3} \left[\left(1 - \frac{0,73}{1,46} \right)^2 \cdot \frac{0,13^3}{3} + 0,73^2 \left(\frac{1,46 - 0,13}{1,46} \right)^2 - \frac{(1,46 - 0,13)^3}{3 \cdot 1,46^2} - \frac{2 \cdot 1,46 + 0,13}{3} \right] \cdot \frac{1}{3}$$

$$f_1 = 0,13 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$f_2 = \frac{4 \cdot 12}{3,14 \cdot 0,75 \cdot 10^5 \cdot 0,45} \left\{ \left(1 - \frac{0,73}{1,46} \right)^2 (0,73 - 0,13) + \frac{0,73^2}{1,46^2} (1,46 - 0,13 - 0,73) + \frac{0,45^2}{0,25^2} \cdot 0,13 \left[\frac{0,73^2}{1,46^2} + \left(1 - \frac{0,73}{1,46} \right)^2 \right] \right\} \cdot 0,05 \cdot 10^{-3};$$

$$f_2 = 0,05 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Согласно формуле (2.30), имеем:

$$f_{\text{ван}} = 2 \cdot (0,23 + 0,05) \cdot 10^{-3} = 0,56 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

2.2.2. Упругая деформация подушек

Для определения деформации подушек данной клетки существует формула:

$$f = \frac{P_{\text{м}} \cdot h_1}{h_0 \cdot b_n \cdot E_n} \quad (2.33)$$

Подставив в (2.33) размеры подушек, получим:

$$f = \frac{0,77 \cdot 0,15}{0,6 \cdot 0,25 \cdot 2,15 \cdot 10^5} = 0,0036 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Для двух подушек:

$$f_n = 2f = 2 \cdot 0,0036 \cdot 10^{-3} = 0,0072 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

2.2.3. Упругая деформация подшипников

Упругие смещения f подшипника скольжения под действием реакции усилий прокатки F_n определим по формуле:

$$f = \frac{P_{\text{м}} \cdot h_2}{F_n \cdot E} \quad (2.34)$$

Здесь h_2 - высота вкладки подшипника (рис. 1.2), $h_2 = 0,03$ м;
 F - горизонтальная проекция мощности сопряженных впадины
 с подушкой, $F = c_0 b_1 = 0,3 \cdot 0,25 = 0,075$ м; E - модуль упругости
 материала вкладки, $E = (0,06 \div 0,10) \cdot 10^5$ МПа.

Подставив соответствующие значения усилий, а также
 геометрических параметров β (2.34), получим:

$$f = \frac{0,77 \cdot 0,03}{0,075 \cdot 0,1 \cdot 10^5} = 0,031 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Для двух подшипников (верхнего и нижнего) получим:

$$f_{\text{подш}} = 2f = 2 \cdot 0,031 \cdot 10^{-3} = 0,062 \cdot 10^{-3}.$$

2.2.4. Упругая деформация подшипного устройства

Общую упругую деформацию винтовой пары определим по
 уравнению:

$$f_{\text{вп}} = f_1 (f_r + f_b). \quad (2.35)$$

Здесь f_r - упругая деформация тела и резьбы гайки;

f_b - деформация тела винта на участке между пятной и
 гайкой.

Величину f_r рассчитаем по следующей формуле:

$$f_r = 1,2 \frac{4 \cdot R_m \cdot H_r}{\pi E_r (D_{\text{вп}}^2 - d^2)}. \quad (2.36)$$

Деформация тела винта между пятной и гайкой равна:

$$f_b = \frac{4 R_m \cdot H_b}{\pi d^2 E_b}. \quad (2.37)$$

Воспользуемся (2.36) и (2.37), приняв $E_r = 10^5$ МПа,

$E_b = 2,15 \cdot 10^5$ МПа, установили:

$$f_r = 1,2 \frac{4 \cdot 0,77 \cdot 0,4}{3,14 \cdot 10^5 (0,22^2 - 0,14^2)} = 0,16 \cdot 10^{-3};$$

$$f_b = \frac{4 \cdot 0,77 \cdot 0,13}{3,14 \cdot 0,08^2 \cdot 2,15 \cdot 10^5} = 0,1 \cdot 10^{-3}.$$

Таких образом, деформация винтовой пары по формуле (2.35) равна:

$$f_{k.y} = 1.1 (0.16 + 0.1) \cdot 10^{-3} = 0.28 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

2.2.5. Угловое деформация стоек

Общая деформация стойки закрытого типа в вертикальном направлении равна:

$$f_{cm} = f_1 + f_2 + f_3. \quad (2.38)$$

В (2.38) f_1 - угловой прогиб двух поперечин от действия изгибающих моментов; f_2 - деформация поперечин от действия поперечных сил; f_3 - удлинение стоек от действия продольных сил.

Для стоек со сгруппированными углами радиусом r соответственно f_1, f_2, f_3 рассчитываются следующими формулами:

$$f_1 = \frac{2r^2}{EJ_4} \left[\frac{r R_m}{2} \left(\frac{3\sqrt{2}}{4} - 2 \right) - M_0 \left(\frac{r}{2} - r \right) \right] + \frac{r_1}{E J_{op}} \left[\frac{R_m}{3} \left(\frac{3r^2}{2} + \frac{3r^2 l}{4} + \frac{l^2}{8} \right) - M_0 \left(r + \frac{l}{4} \right) \right], \quad (2.39)$$

$$f_2 = \frac{R_m}{2E} \left(\frac{l}{F_p} + \frac{\pi l}{2F_4} \right); \quad (2.40)$$

$$f_3 = \frac{R_m}{2E} \left(\frac{l}{F_2} + \frac{\pi l}{2F_4} \right). \quad (2.41)$$

В формулах (2.39-2.41) J_{op}, F_p и M_0 - соответственно средний момент инерции сечения нижней поперечины, средняя их площадь и изгибающий момент. Эти величины определяются следующими выражениями:

$$J_{op} = \frac{J_1 + J_2}{2}; \quad F_p = \frac{F_1 + F_2}{2}. \quad (2.42)$$

Введем в (2.42) $J_{op} = 0.0031 \text{ м}^4, F_p = 0.081 \text{ м}^2$, а также с учетом $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ и $G = 0.75 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ установим значения

f_1, f_2, f_3 по формулам (2.39 - 2.41):

$$f_1 = \frac{2 \cdot 0,19^2}{2 \cdot 10^5 \cdot 9001} \left[\frac{0,19 \cdot 0,77}{2} \left(\frac{3 \cdot 3,14}{4} - 2 \right) - 0,01 \left(\frac{3,14}{2} - 1 \right) \right] +$$

$$+ \frac{0,54}{2 \cdot 10^5 \cdot 90031} \left[\frac{0,77}{3} \left(\frac{3 \cdot 0,19^2}{2} + \frac{3 \cdot 0,19 \cdot 0,54}{4} + \frac{0,54^2}{8} \right) - 0,01 \left(0,19 + \frac{0,54}{4} \right) \right];$$

$$f_1 = 0,04 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$f_2 = \frac{0,77}{2 \cdot 0,75 \cdot 10^5} \left(\frac{0,54}{0,081} + \frac{3,14 \cdot 0,19}{2 \cdot 0,0874} \right) = 9,05 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$f_3 = \frac{0,77}{2 \cdot 2 \cdot 10^5} \left(\frac{1,24}{0,078} + \frac{3,14 \cdot 0,19}{2 \cdot 0,0874} \right) = 9,037 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

По формуле (2.38) рассчитаем деформацию стоек:

$$f_{\text{ст}} = (0,04 + 9,05 + 9,037) \cdot 10^{-3} = 9,14 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

2.2.6. Угловая деформация стока

Рассчитаем деформацию предельного стокана по следующей формуле:

$$f_{\text{стк}} = \frac{P \cdot H}{E \cdot F},$$

(2.43)

Здесь H и F - соответственно высота и площадь поперечного сечения стока, $H = 0,12 \text{ м}$, $F = 9,01 \text{ м}^2$.

С учетом $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ и геометрии стока по формуле (2.43) получим:

$$f_{\text{стк}} = \frac{0,77 \cdot 0,12}{2 \cdot 10^5 \cdot 9,01} = 0,04 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

2.2.7. Местность клетки

По формуле (2.19) была найдена общая деформация клетки

$$f_{\text{кл}} = (0,56 + 0,0072 + 0,062 + 0,228 + 0,14 + 0,04) \cdot 10^{-3} = 1,09 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Согласно формуле (2.28) рассчитаем коэффициент жесткости при усилии $F = 1100 \text{ кН}$:

$$C = \frac{1200}{109} = 1101 \frac{\text{кН}}{\text{мм}}$$

2.3. Анализ результатов

Результаты продольных расчетов на прочность свидетельствуют о следующем. У станина, и кожухое устройство, и валки по своим прочностным характеристикам удовлетворяют условиям их эксплуатации.

Расчетный коэффициент жесткости укладывателя в диапазон значений для сортировочных станков (для среднего сорта станков $700 + 1300$).

Однако, при прокатке имеет место фактор колебания упругой деформации катки за счет изменения силы деформирования. Последнее в свою очередь является следствием падения температурного поля по длине проката. Вуемим флуктуацию упругой деформации при уменьшении силы P на $20 + 30\%$, воспользовавшись следующей формулой:

$$\Delta f_{\text{кп}} = \frac{\Delta P}{C} \quad (2.44)$$

Воспользовавшись (2.44), получим:

$$\text{при } \Delta P = 30\%$$

$$\Delta f_{\text{кп}} = \frac{360}{1101} = 0,32 \text{ мм};$$

$$\text{при } \Delta L = 25\%$$

$$\Delta f_{\text{кл}} = \frac{300}{1101} = 0,27 \text{ мм.}$$

Сравнивая эти колебания с допусками отклонений по классам точности, приведённых в табл. 2.1., пришли к выводу: прокатка круглых профилей (для примера труба 50 мм.) с повышенной и высокой точностью невозможна, так как в этом случае колебания упругой деформации почти выйдут за пределы допусков этих классов.

Таблица 2.1

Допустимые отклонения

по классам точности

Диаметр, мм	Точность прокатки, мм	
	высокая	повышенная
26-48	+0,2 -0,5	+0,2 -0,7
		обычная
50-58	+0,2 -0,8	+0,2 -1,0
		обычная

3. ОБЗОР СОВРЕМЕННОГО РАЗВИТИЯ РАБОЧИХ КЛЕТЕЙ СОРТОПРОКАТНЫХ СТАНОВ

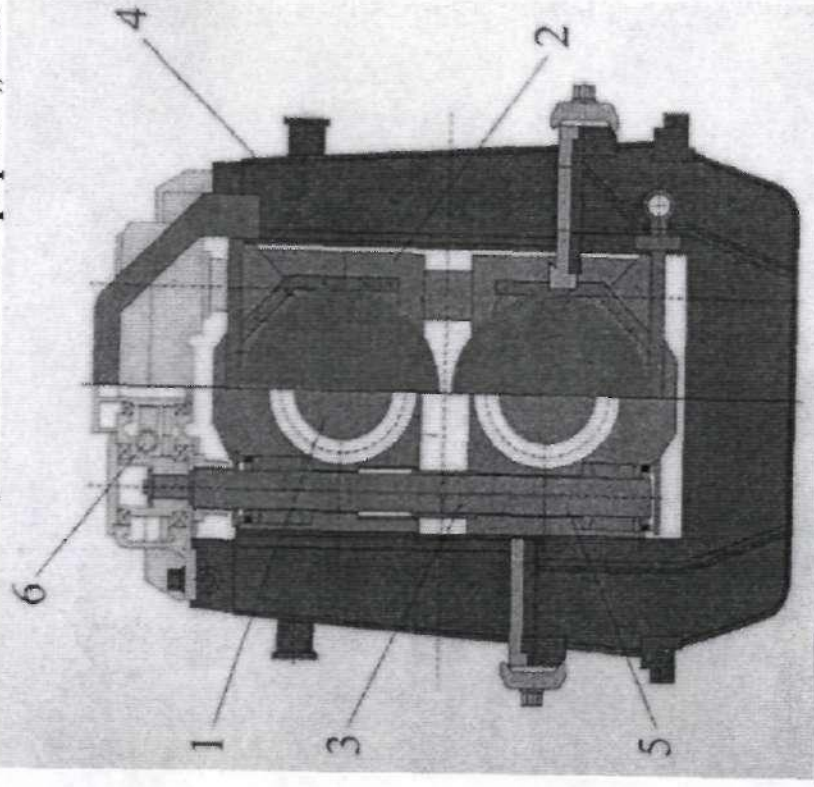
Анализ конструкций прокатных клетей, введенных в эксплуатацию за последние двадцать-тридцать лет, показывает, что на среднесортных клетях в качестве клетей частовой группы наиболее перспективным является применение бесстыковых ненапряженных клетей и клетей с поперечными валками. Бесстыковые клетки обладают рядом преимуществ в отличие от работающих на большинстве металлургических предприятий клетей устаревшей конструкции:

- конструкция клетей более легкая. Ее масса меньше в среднем на 15-30%;
- клетки могут быть использованы как в горизонтальном, так и вертикальном положении;
- быстрая смена прокатных валков;
- рабочие клетки обладают большей жесткостью, что позволяет получать изделия с точными геометрическими размерами.

3.1. Ненапряженные прокатные клетки

На рис. 3.1. показана ненапряженная клеть дуо бесстыковой конструкции фирмы "Sket" (Германия).

Прокатная клеть состоит из кассеты, которая закрепляется в направляющей раме 4. Кассета включает в себя



1- валки; 2- подушка; 3- нажимной винт
 4- направляющая рама; 5- сферическая шайба;
 6- нажимное устройство

Рис. 3 1

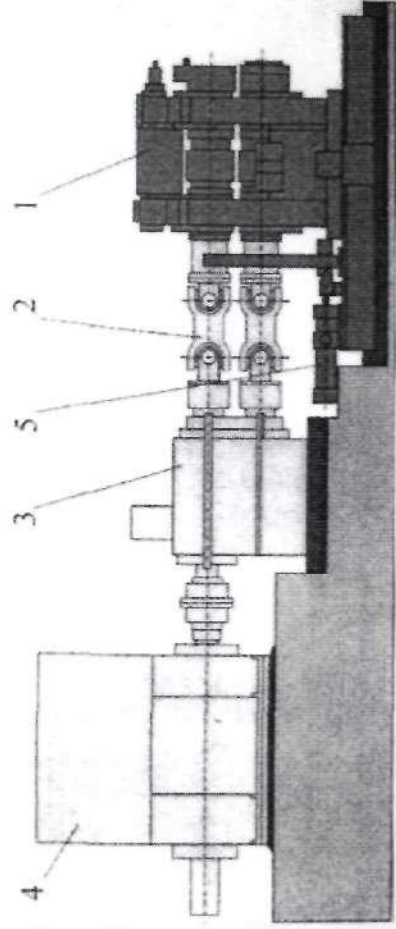
Валки 1, установленные в подушках 2. Верхняя и нижняя подушки связаны между собой четырьмя нажимными винтами 3. Для установки подушек в соответствии с прогибом валков нажимные винты соединяются с подушками через сферические шайбы 5. Осевая регулировка валков осуществляется при помощи условочной втулки. Подшипниковый узел данной клетки состоит из четырехрядных цилиндрических роликоподшипников, а также сферических и упорных роликоподшипников.

Конструкция направляющей рамы выполнена сварной. Валки выполняются как одним, так и с несколькими

каштрами.

Рабочая кость может использоваться как в горизонтальном, так и в вертикальном положении. Для кисти с горизонтальным расположением валков поправляющая рама закрепляется на шпindle (рис. 3.2). Кисть с вертикальным расположением валков устанавливается в приводном цехе (рис. 3.3). При переделке заменяется вся плеть целиком.

Прокатная кисть с горизонтальным расположением валков



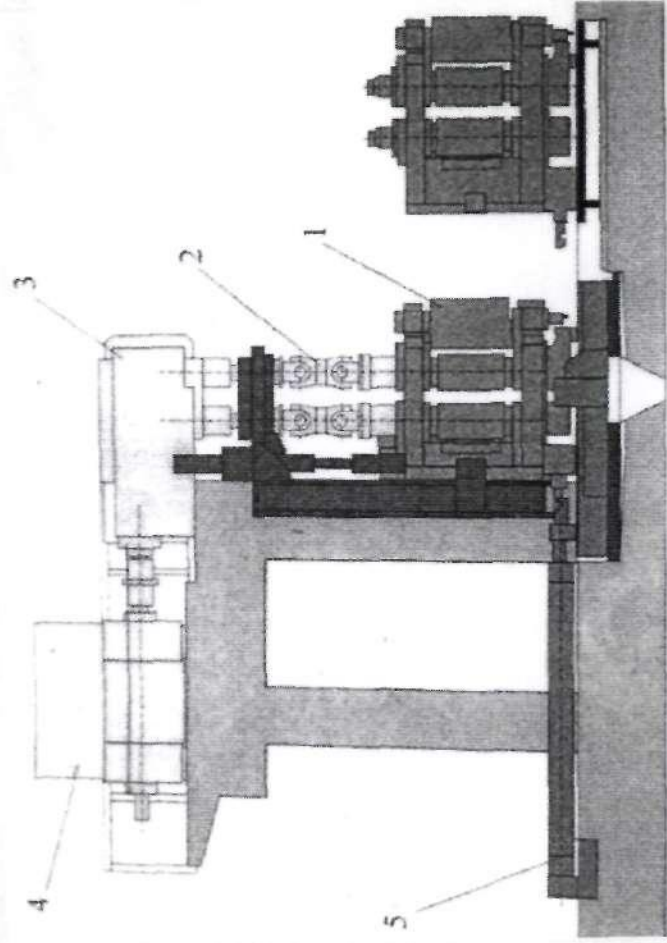
1 - рабочая кисть; 2 - шпindleное соединение;
3 - шестерённая кисть; 4 - электродвигатель;
5 - устройство для зажима кисти

Рис. 3.2

Основным элементом прокатной кисти две бесстыж-ной конструкции «рирми», «Далеи» является кассета, закреплённая в опорной раме (рис. 3.4).

Кассета состоит из валков 1, установленных в подушках 2. Подушки связаны между собой четырьмя самыми большими винтами 3. Винты опираются на подушки

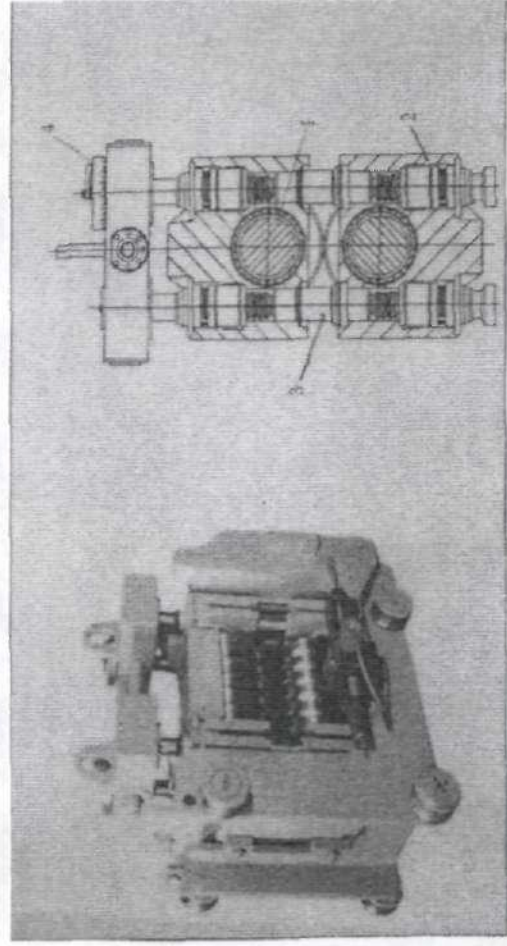
Прокатная клетка с вертикальным расположением валков



1- прокатная клетка; 2- цилиндрическое соединение;
3- универсальный редуктор; 4- электродвигатель;
5- устройство для замены клетей

Рис. 3.3

Бесстаночная клетка фирмы "Daples".



1- валок; 2- подшипник; 3- ножничной вент; 4- ножничное устройство

Рис. 3.4

через сферические шайбы. Таким образом, подушки самоустанавливаются в результате прохода валков. Раствор валков регулируется посредством нажимного устройства 4, закреплённого на касетке. В подшипниковом узле (рис. 3.5) используются четырёхрядные цилиндрические роликоподшипники для восприятия радиальной нагрузки и упорные роликоподшипники с коническими роликами для восприятия осевой нагрузки.

Узел вала бессточной прокатной клетки фирмы "Valmet"

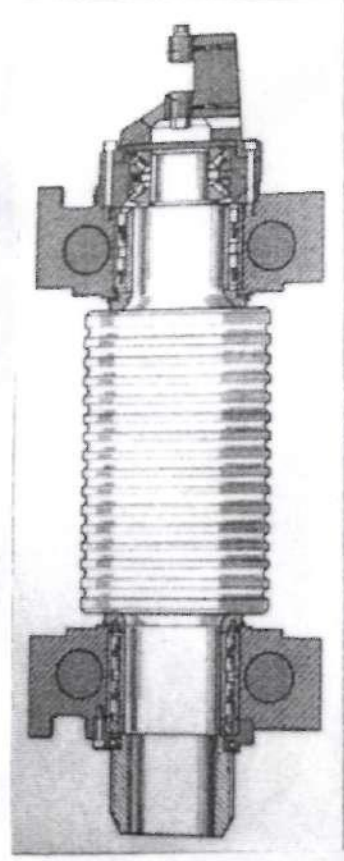


Рис. 3.5

Клеть устанавливается в специальную раму и может использоваться как в качестве горизонтальной, так и вертикальной. Перевалка осуществляется с помощью крапа или специального устройства путём зажима касетки.

Применяемые на ОАО "Металлургический завод им. А.К. Серова" бессточные клетки жёсткой конструкции (рис. 3.6, рис. 3.7) состоят из рамы 1, на которой посредством протавок 6 закреплён узел валков 2. Узел валков 2

крепится к раме при помощи откидных болтов 3 с гайками. В подушкат 4 устанавливаются подшипниковые опоры, механизм осевой фиксации валков. Устройство для регулирования межвалкового зазора 9 состоит из следующих элементов: двух пар винтов 12 с разнонаправленными резьбой; сферических подшипников 15 с подпятниками 14. Для постоянного прижатия подушек 4 к винтам в направлении действия усилия прокатки предусмотрены пружины 17. Эти пружины опираются на гайки 16 и закручены с помощью стоек 18.

Нажимные винты приводятся во вращение от электродвигателей посредством червячных передач и редукторов. Для визуального контроля величины межвалкового расстояния предусмотрен микр 20.

Передача данной кисти осуществляется по специальной схеме.

Бесстаночная рабочая клеть 320x600

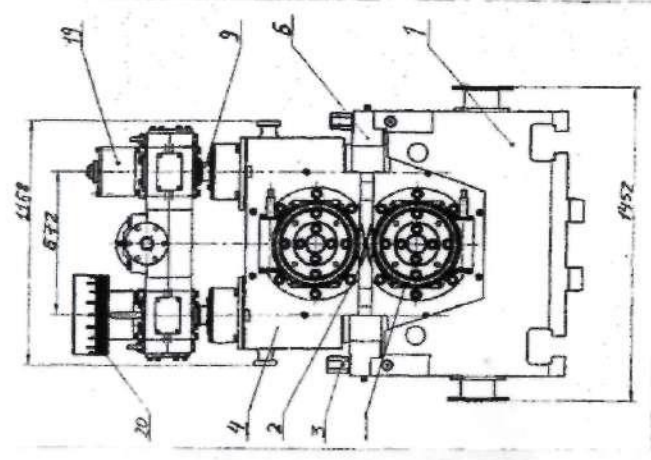


Рис. 3.6

Шестная рабочая клетка (разрез)

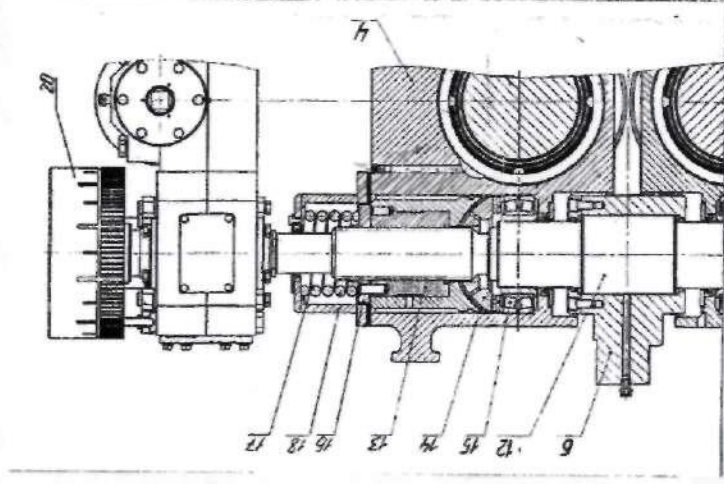


Рис. 3.7

3.2. Консольные клетки

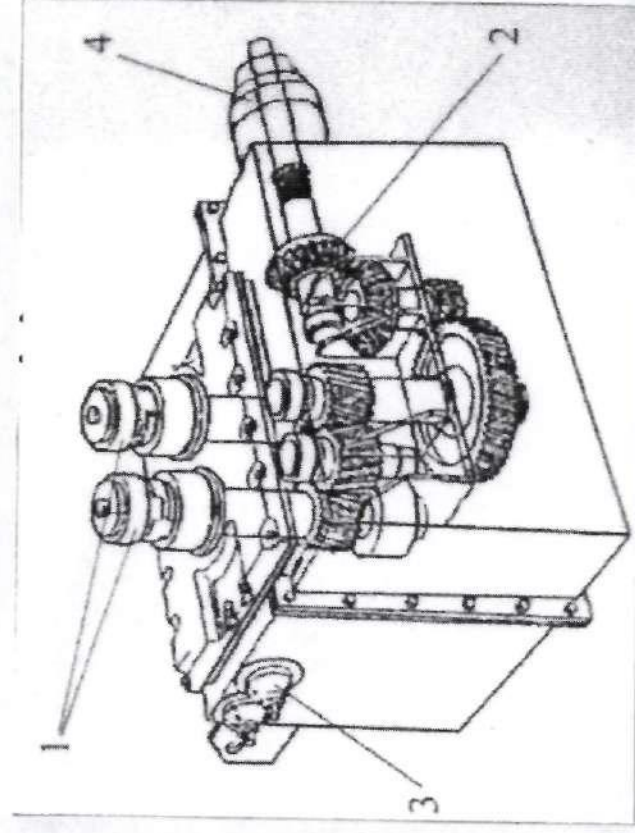
Наряду с бесстаночными клетками получили распространение консольные клетки. Эти клетки имеют следующие преимущества перед клетками с двухпорными валами:

- значительно меньшая масса клетки (в среднем на 70%);
- малые затраты времени на шену пошворов путём шены только валковой шайбы, возможность работы без замены клеток;
- малые затраты обеспечивают компактную установку клеток;
- малая высота как горизонтальных, так и вертикальных клеток позволяет применять клетки при

реконструкции действующих станков.

Основным недостатком консольных клетей является меньшие допустимые нагрузки на валки в сравнении с двухпорными валками. Но рис. 3.8 приведена клеть с консольными валками фирмы "Palmel".

Консольная клеть фирмы "Palmel".



1 - валковые шайбы; 2 - универсальный редуктор; 3 - подшипное устройство; 4 - трансмиссионный вал

Рис. 3.8

Валковые шайбы 1 консольной прокатной клетки устанавливаются на выходном валу универсального редуктора 2, служащего одновременно корпусом клетки. Расстояние между валковыми шайбами регулируется при помощи эксцентрикового механизма. Валковые шайбы закреплены на валу с помощью специальных механических замков, позволяющих быстро проводить замену.

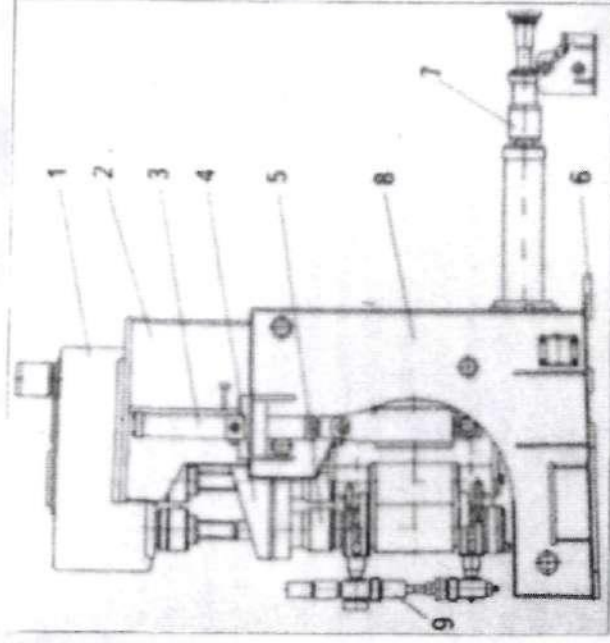
Универсальный редуктор является четырехступенчатым с одним входным и двумя выходными валами. Использование конической пары в качестве «быстроходной» передачи и конструкция корпуса позволяют использовать клеть как в качестве горизонтальной, так и вертикальной.

Автоматизированные бесконечные прокатные клетки Red-Ring (RR/HS) разработаны компанией "Юпитер". Термин Red-Ring означает - короткая траектория поворотов, а HS (high stiffness) - высокая жесткость и небольшое удлинение, которые достигаются за счет конструктивного исполнения клетки. Четырёхручные радиальные подшипники валков в сочетании с индивидуальными упорными подшипниками обеспечивают максимальную несущую способность клетки и продолжительность срока службы (более 15 лет). Смена валков осуществляется за 12-15 минут с помощью робота.

Клеть Red-Ring нового поколения (RRU) является универсальной и взаимозаменяемой с клетями горизонтального типа для прокатки фасонной сортовой стали. В дополнение к горизонтальным валкам они имеют комплект холостых вертикальных валков для обработки листа прокатной профилей. Горизонтальные вертикальные валки имеют гидравлическую регулировку их положения с дистанционным управлением. Конструкция клетки RRU приведена на рис. 3.9.

По сравнению с универсальными клетями традиционной конструкции, клеть RRU имеет вдвое меньшие. Смена клетей осуществляется с помощью самоуправляемого механизма, рассчитанного на две клетки и имеющего гидравлический привод

Универсальная клетка КРУ-S



1- передаточный механизм привода
 (редуктор-шестирённые клетки); 2- обратная станина;
 3- система перемещения; 4- опора шпинделя; 5- зубчатая шпindel;
 6- фундаментная шпindel; 7- зубчатая шпindel
 с ручным или автоматическим соединением; 8- вальное
 рами; 9- трубопровод для смазки и гидравлической шпindel

Рис. 3.9

Рассмотренные конструкции бесстанинных клетей, а также
 клетей с консольными валами позволяют сделать вывод
 в перспективе их использовании на металлургических
 предприятиях для получения сортового проката с точными
 геометрическими характеристиками.

В данной работе баковой по усовершенствованию конструк-
 ции клетки "450" является клетей 310x600 пещкоротного стана.
 Данное клетей является своего рода конструкционным шаблом
 и выступает в роли создания аналогичной конструкции для
 среднесортного стана.

4. МЕРОПРИЯТИЯ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИИ

4.1. Мероприятия

Основными и наиболее рациональными организационными мероприятиями по усовершенствованию чистовой работы кисти среднесортного стана "450" ОАО "Металлургический завод им. А.К. Герова" являются создание новой кисти, ободочной более высоким коэффициентом жесткости. А это значит, что величина упругой деформации всех составляющих элементов, механизмов при одном и том же значении усилия прокатки (калельных силы P также учитываются) должна быть наименьшей в сравнении с ободочной деформирующей "старой" кистью. В этом плане перспективным вариантом выступают создание бескаменной кисти жесткой конструкции, связующим аналогом кисти 320x600 мелкосортового стака ОАО "Металлургический завод им. А.К. Герова".

Перечислим конкретные технологические мероприятия, направленные на разработку усовершенствованной конструкции:

- применение подшпильков качения;
- замена ручного привода пашинного устройства на электрофицированный;
- изменение механизма осевой регулировки (замена стальных бабтов червячной передачей);
- отсутствие станины, стаканов, подкладок.

Переход с текстолитовых подшпильков на подшпильники качения (четырёхрядные цилиндрические с короткими радиусом)

обусловлен следующими причинами. Техническое совершенствование подшипников способствует более высокому коэффициенту трения, что является фактором их быстрого износа, кроме того, повышены энергетические показатели при трении.

Замена ручного привода нажимного вала электрофицированным способствует повышению точности настройки шенбаковского зазора, что непосредственным образом увеличивает точность получаемого сортового проката. Кроме того снижаются условия тяжёлой физической работы, необходимые для ручного пробивания вала.

Мероприятия, направленные на коренные изменения технологии осевой регулировки, заключаются в установке червячной передачи на торцах двух валков (рис. 5.1, рис. 5.2). Благодаря такому выбору устройство для осевой регулировки позволяет настроить калибр с одного торца валков, в отличие от валков, которые приподнимаются "крутить" по одной, то с другой стороны кисти, без "взвод-вперед".

Последние технические мероприятия проводятся с целью повышения надёжности кисти, поскольку "отказ" от станка, станков и т.д. в существующей степени уменьшает деформацию кисти. Говоря в целом о конструкции "старой" кисти, целесообразно отметить следующее. Кисть широко устарела и резко новой «отсутствием вышерассмотренных элементов», а также заменой некоторых механизмов технологически более совершенными эррективно повысит точность настройки валков и тем самым повысит производительность. Проведение мероприятий позволит улучшить условия тяжёлой работы, которой учредно влияют на здоровье обслуживающего персонала, рабочих.

4.2. Расчёт жёсткости усовершенствованной конструкции

Для теоретического определения коэффициента жёсткости крети (по формуле 2.28) при известном усилии прокатки необходимо рассчитать её общую упругую деформацию, которая равна сумме упругих деформаций всех деталей:

$$f_{\text{кр}} = f_{\text{вн}} + f_{\text{п}} + f_{\text{пог}} + f_{\text{ту}},$$

где $f_{\text{вн}}$, $f_{\text{п}}$, $f_{\text{пог}}$, $f_{\text{ту}}$ - упругая деформация валков, пружин, подшипников, катаночного устройства.

4.2.1 Упругая деформация валков

Деформация валков определяется их прогибом под действием сосредоточенной силы, и определяется по формуле:

$$f_{\text{вал}} = 2(f_1 + f_2). \quad (4.1)$$

Здесь f_1 и f_2 соответственно прогиб вала под действием изгибающих моментов и поперечных сил. Величины f_1 и f_2

рассчитываются по следующим выражениям:

$$f_1 = \frac{64P}{\pi E D^3} \left\{ \frac{1}{3} \left(1 - \frac{X}{A}\right)^2 (X^3 - c^3) + X^2 \left[A - c - \frac{(A-c)^2}{A} + \frac{(A-c)^3}{3A^2} - X + \frac{X^2}{A} - \frac{X^3}{3A^2} \right] + \frac{P^2}{d^4} \left[\left(1 - \frac{X}{A}\right)^2 \frac{c^3}{3} + X^2 \left(\frac{(A-c)^2}{A} - \frac{(A-c)^3}{3A^2} - \frac{2A}{3} + c \right) \right] \right\}, \quad (4.2)$$

$$f_2 = \frac{4P}{\pi G D^2} \left\{ \left(1 - \frac{X}{A}\right)^2 (X - c) + \frac{X^2}{A^2} \left[(A - c - X) + \frac{P^2}{d^2} c \left[\frac{X^2}{A^2} + \left(1 - \frac{X}{A}\right)^2 \right] \right] \right\}. \quad (4.3)$$

В (4.2) и (4.3) $X = \frac{A}{2}$, так как наибольший прогиб имеет

место посередине бочки. Таким образом формулы (4.2) и

$$(4.3) \text{ сводятся к простейшим:}$$

$$f_1 = \frac{P}{6\pi E D^3} \left[8A^3 + 64c^2 \left(\frac{D^4}{d^4} - 1 \right) \right], \quad (4.4)$$

$$f_2 = \frac{P}{\pi G D^2} \left[A + 2c \left(\frac{D^2}{d^2} - 1 \right) \right]. \quad (4.5)$$

Здесь $D = 0,4 \text{ м}$, $d = 0,253 \text{ м}$, $c = 0,255 \text{ м}$, $A = 1,354 \text{ м}$.

E и G - соответственно модуль упругости и модуль сдвига материала балки. Примем $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $G = 0,75 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Воспользуемся (4.4) и (4.5) - получим:

$$f_1 = \frac{1,2}{6 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,4^3} \left[8 \cdot 1,354^3 + 64 \cdot 0,255^2 \left(\frac{0,4^4}{0,253^4} - 1 \right) \right] = 0,24 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$f_1 = 0,24 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$f_2 = \frac{1,2}{3,14 \cdot 0,75 \cdot 10^5 \cdot 0,4^2} \left[1,354 + 2 \cdot 0,255 \left(\frac{0,4^2}{0,253^2} - 1 \right) \right] = 0,06 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

$$f_2 = 0,06 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Тогда суммарный прогиб вилкового узла составит:

$$f_{\text{вкл}} = 2 \cdot (0,24 + 0,06) \cdot 10^{-3} = 0,6 \text{ мм}$$

4.2.2. Упругая деформация подружи и подшипников

Подрушка балки претерпевает упругую деформацию статы, величина которой определяется по формуле:

$$f = \frac{F_m \cdot l_m}{l_0 \cdot V_m \cdot E_m} \quad (4.6)$$

Здесь E_m - модуль упругости материала подружи; $E = 215 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Подставив численные значения в (4.6) получим

$$f = \frac{0,6 \cdot 0,126}{0,977 \cdot 0,337 \cdot 215 \cdot 10^5} = 9,0011 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Одновременно для двух подрушек деформация равна:

$$f_m = 2f = 2 \cdot 9,0011 \cdot 10^{-3} = 0,0182 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Упругую деформацию подшипника поочередно поочередно рассчитаем

по следующей формуле:

$$\delta = \frac{300}{10^7} \sqrt{\left(\frac{5 \cdot R_m}{n \cdot z} \right)^2 \cdot \frac{l}{d_p}} \quad (4.7)$$

В (4.7) n - число рядов роликов в подшипнике, $n = 6$

z - число роликов в одном ряду, $z = 48$

d_p - диаметр ролика, $d_p = 34 \text{ мм}$.

Воспользуемся формулой (4.7), получим:

$$\delta = \frac{300}{10^7} \sqrt{\left(\frac{5 \cdot 0,6}{6 \cdot 48}\right)^2 \cdot \frac{1}{0,034}} = 0,00442 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Упругая деформация двух подшипников качения:

$$\Delta_{\text{под}} = 2 \cdot 0,00442 = 0,00884 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

4.2.3 Упругая деформация нажимного устройства

Общая упругая деформация винтовой пары от действия усилия F_n на шейку вала рассчитывается по формуле:

$$f_{\text{нп}} = (f_2 + f_6). \quad (4.8)$$

В данной формуле f_2 - упругая деформация тела и резьбы гайки; f_6 - упругая деформация тела вилки.

Величину f_2 рассчитывают по формуле:

$$f_2 = 1,2 \frac{F_n H_n}{\pi E_r (D_r^2 - d^2)}, \quad (4.9)$$

где H_n - высота гайки;

D_r - внешний диаметр гайки;

d - внутренний диаметр резьбы гайки;

E_r - модуль упругости материала, $E_r = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

Подставив численные значения в (4.9), установиле следующие:

$$f_2 = 1,2 \frac{4 \cdot 0,6 \cdot 0,166}{3,14 \cdot 2,15 \cdot 10^5 (0,185^2 - 0,11^2)} = 0,06 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Деформация тела вилки находится по формуле:

$$f_6 = 4 \frac{F_n H_v}{\pi d_2^2 E_v}. \quad (4.10)$$

Здесь H_v - высота сжимаемой части вилки, $H_v = 0,285 \text{ м}$;

d_2 - диаметр сжимаемой части, $d_2 = 0,136 \text{ м}$;

E_v - модуль упругости материала вилки, $E_v = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

Воспользуемся (4.10), имеем:

$$f_6 = \frac{4 \cdot 0,6 \cdot 0,285}{3,14 \cdot 0,136^2 \cdot 2,15 \cdot 10^5} = 0,054 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

$$\text{Тогда } \Delta t_{\text{н.ч}} = (0,06 + 0,054) \cdot 10^{-3} = 0,114 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

4.2.4. Определение и оценка коэффициента жесткости клетки

Установив значение общей упругой деформации клетки:

$$f_{\text{кн}} = (0,6 + 0,0022 + 0,00884 + 0,114) \cdot 10^{-3} = 0,72 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

По формуле (2.28) рассчитаем значение коэффициента жесткости при усилии $P = 1200 \text{ кН}$:

$$c = \frac{1200}{0,72} = 1666 \frac{\text{кН}}{\text{мм}},$$

В процессе прокатки усилие на валки P не будет оставаться одним и тем же - оно будет уменьшаться (20+30%) вследствие уменьшения температурного поля проката, неравномерного снос окалина по поверхности исходной полосы и т.д. Вычислим колебания упругой деформации при усилении P на 25%:

$$\Delta f_{\text{кн}} = \frac{300}{1666} = 0,18 \text{ мм.}$$

Сравнивая данное значение с отклонением по ГОСТ для различных классов точности пришли к следующему.

Прокатка круглых профилей (по-прежнему для примера рассмотрим труба $\varnothing 50 \text{ мм}$) по бесстыковой клетке местной конструкции возможно как с обычной, так и с повышенной и высокой точностью. Выясним эту сторону, что усовершенствованная клетка не имеет станины, стоек, подкладок. Этого следует, по попыткам уменьшить уменьшение общей упругой деформации клетки $f_{\text{кн}}^{\text{старое}} = 1,02 \text{ мм}$ ($f_{\text{кн}}^{\text{новая}} = 0,72 \text{ мм}$) и увеличение коэффициента жесткости.

Поэтому применение бесстыковых клеток является целесообразным в связи с высоким коэффициентом жесткости.

5. ПРАВИЛА ЭКСПЛУАТАЦИИ БЕЛСТАНЦИОННОЙ КЛЕТЫ

5.1. Лостов клет

Рабочая двухвалковая клет имеет жесткой конструкции (рис 5.1) состоит из рамы 1, на которой посредством проставки 6 закреплен узел валков 2. Узел валков крепится к раме при помощи откидных болтов 3 с гайками.

Узел валков 2 (рис 5.1, рис 5.2, рис 5.3, рис 5.4.) состоит из расположенных в подушках 4 подшипников опор 5 с механизмом своей регулировки 7 валков 8, устройства для регулирования межвалкового зазора 9. Данное устройство выполнено в виде двух пар винтов 12, имеющих разную направленную резьбу 4 сопрягающихся с подушками 4 через гайки 13 с подпятниками 14. Винты 12, приводятся в движение от электродвигателя 10 через червячные редуктора 11, установленны в проставках 6 4 фиксируют положение подушек 4 посредством сферических подшипников 15.

На концах винтов 12 предусмотрены гайки 16, на которые упираются пружины 17. Эти пружины, в свою очередь, затянута с помощью стоконов 18 и обеспечивают постоянное прижатие подушек 4 к винтам в направлении действия усилия прокатки.

На концах винтов 12, выступающих за габариты, установлены муфты 19, предохраняющие от редукторов 11 и подшипников валков 12. Кроме того, имеется шкив 20, расположенный на конце одного из валков, и преднозначенный

для визуального контроля шенвалкового расстояния.

Для одновремениого перемещения педущек 4, редуктора правой и левой сторон сварки между собой зубчатой шурфой 21.

Каждый валок 8 расшиатрированной кисти имеет механизмы осевой регулировки 7, установленный в верхней и нижней педущках 4. Рамный механизм смонтирован в стакане 22 и посредством резьбового соединения 24 связан с корпусом 23. В этом корпусе установлен червяк 26, который находится в зацеплении с наклонными зубьями стакана 22. Вращение осуществляется при помощи упорных шарикоподшипников 27. Внутреннее кольцо подшипника крепится с помощью втулки 28, прижатой к торцу балка болтами 29. Наружное кольцо шарикоподшипника закреплено при помощи разъемного кольца 31, болтов 32 и втулок 33 и 30. При вращенной конструкции, (рис. 5.2) вращением болтов 32, осуществляется одновремениое прижатие втулки 30 к кольцу 31 и фиксации внешнего кольца шарикоподшипника втулкой 33. Это устраняет зазоры в резьбовом соединении 24 предусмотрена гайка 34, вращение которой швидирует имеющиеся люфты.

5.2. Устройство и работа

1.1. Перед началом работы

1.1.1. Кисть установлена на плитовку и надежно там закреплена

1.1.2. Ко всем необходимым точкам подведены шланги для подачи воды; обеспечена непрерывная во время прокатки

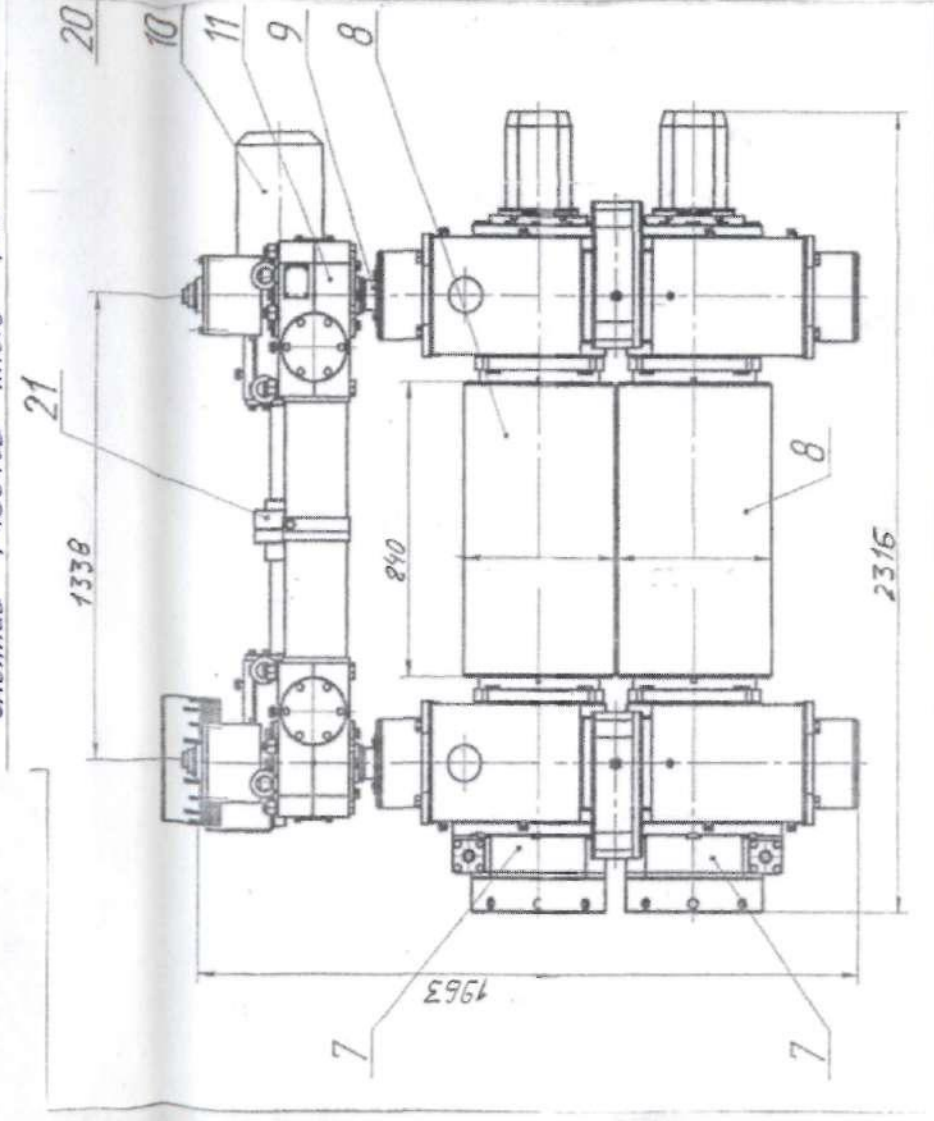


Рис. 5.3

подача воды. Также присоединены 4 крепко прикрунуты шланги гидростанции.

1.1.3. Валки установлены на технологически предыдущий уровень относительно оси проката.

1.1.4. Кошеры валков совмещены согласно технологической пометке.

1.2. Работа клетки

1.2.1. От муфты главного привода вращения передается на кошированный редуктор, который в свою очередь через зубчатые шпандели приводит во вращение валки 8 рабочей клетки 450.

1.2.2. Рабочая клеть закреплена на плите следующего уровня. Ось одного из нарезанных на обже кошеров совмещена

Сменная рабочая клеть 450

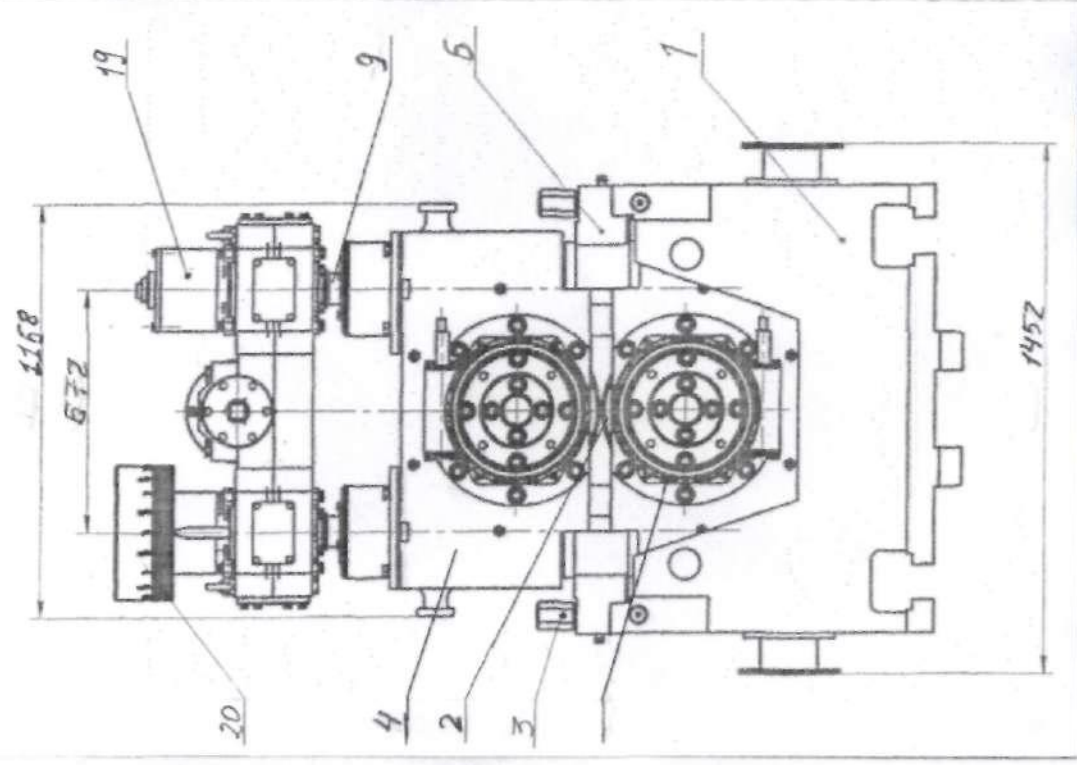
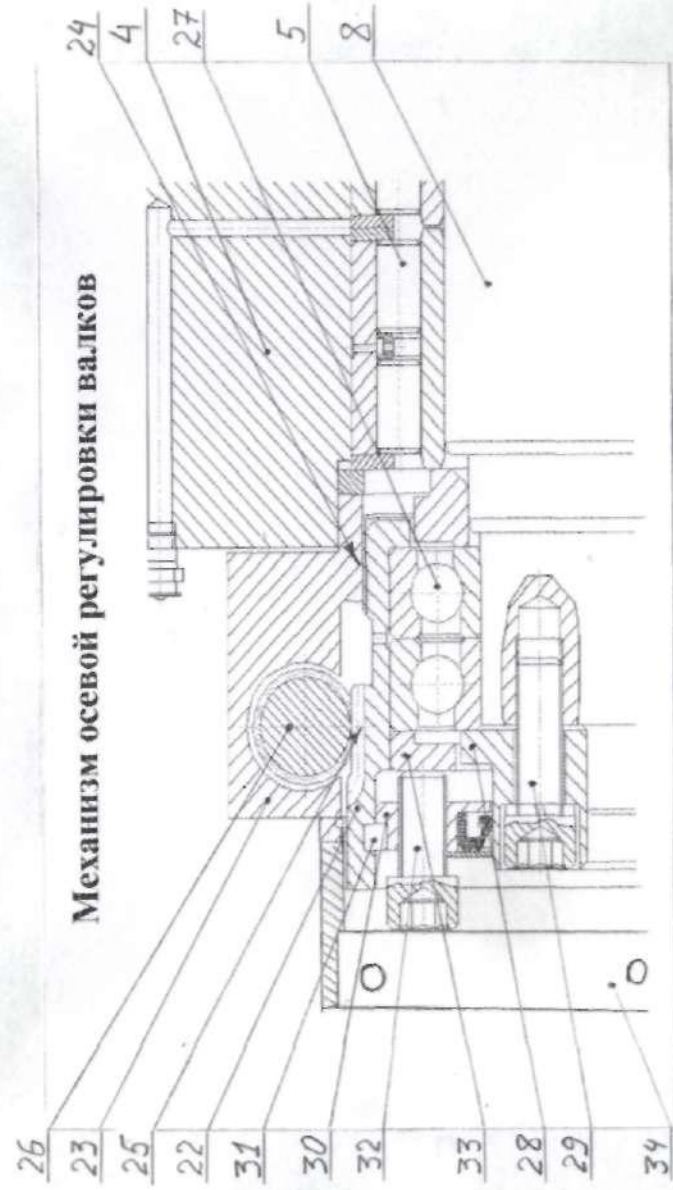


Рис. 5.1



Механизм осевой регулировки валков

Рис. 5.2

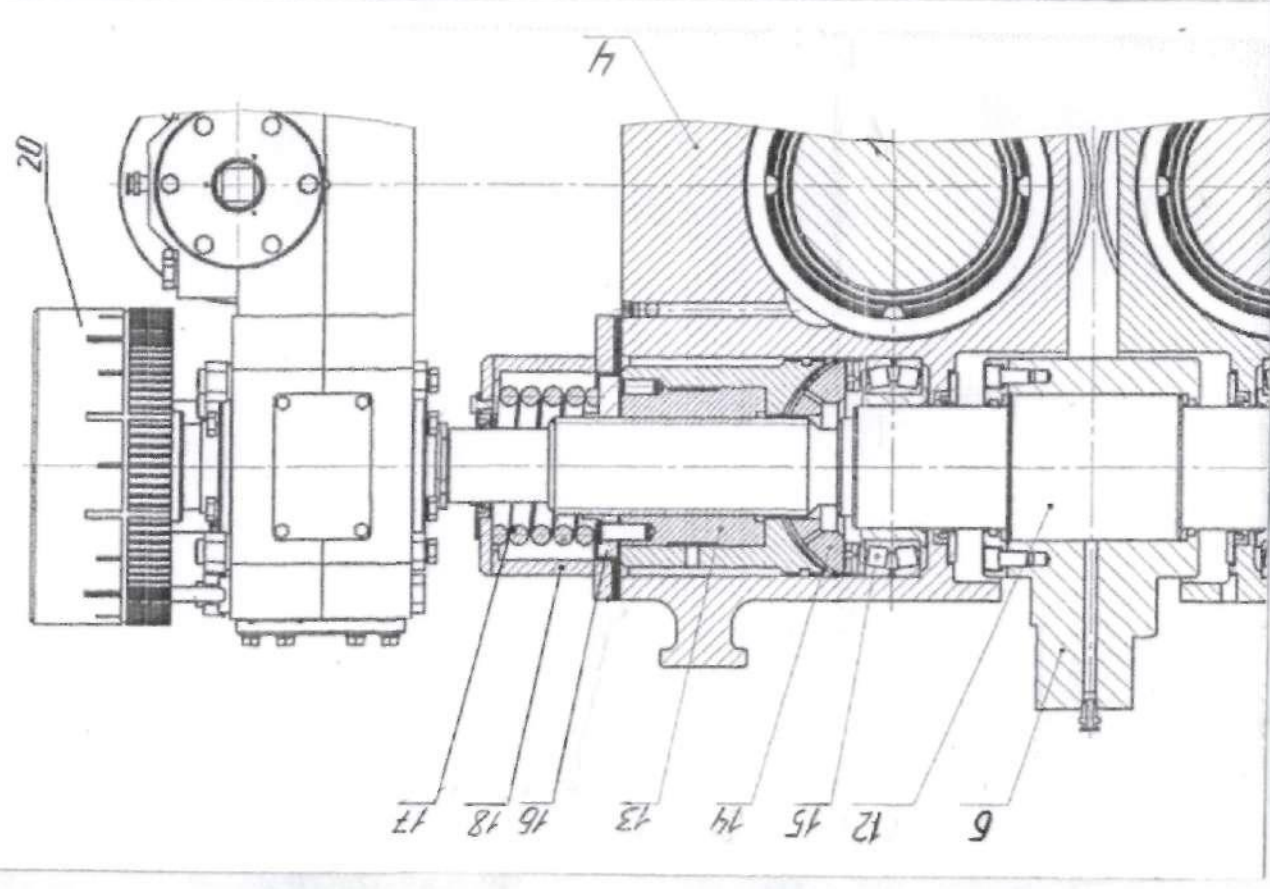


Рис. 5.4

с осью прокатки, совпадающей с осью валковой арматуры, преобразуется на поворотных рычагах.

1.2.3. Регулировка межвалкового расстояния и тем самым настройкой размера кошибра производится путем вращения винтов 12 от электродвигателя 10 через редукторы 11.

1.2.4. Сдвигание кошибров верхнего и нижнего валков достигается с помощью механизмов осевой регулировки 7 валков.

1.2.5. По мере выработки кошибров при прокатке производится регулировка на необходимую величину межвалкового расстояния

1.3. Особенности конструкции

Совмещение осей сферических подшипников, установленных на стальных валах с осями сферических поверхностей подшипников, установленных под гайками, обеспечивает тем самым саму установку подшипников по узлу по усилению прокатки оси вала. Уменьшение радиусов поверхностей, по которым и происходит проскальзывание, значительно снижает неравномерность распределения усилия между роликами четырёхрядных подшипников, что увеличивает их долговечность.

1.4. Замена валков кисти

Замена валков в узле валков данной бессточной кисти производится на специальной стелде путём одновременного снятия с двух валков подушек правой и левой стороны без разборки подшипниковых узлов стальных валков с редукторами и выполняется в следующей последовательности.

1.4.1. Ослабить гайки откидных болтов 3 и освободить узел валков 2. Извлечь узел валков 2 из рамы 1.

1.4.2. Переместить узел валков на перебоочный стелд.

1.4.3. Открутить болты 29 механизма осевой регулировки 7 и извлечь втулку 28.

1.4.4. Смазать резьбовое соединение установочных гаек другого конца вала, извлечь кольца и удалить установочные гайки.

1.4.5. Развести зубчатую шурту 21, сдвигающую редукторы 11 и болтовые соединения между редукторами 11.

1.4.6. Снять с обих валков 8 подушки 4.

1.4.7. Заменить валки

1.4.8. Сборка узла валков осуществляется в обратной последовательности

После установки новых валков на стегде производится регулировка их взаимного расположения в осевом и радиальном направлении, чем исключаются дополнительные затраты времени на настройку кисти после ее установки в шкиво стана, то есть сокращается время переделки

5.3 Смазка

1.1. Смазка рабочей кисти применяется для уменьшения сил трения и износа сопрягающихся поверхностей, отвода тепла и защита от коррозии

1.2. Подшипниковые опоры валков 8, подшипники и зацепления червячных редукторов 11, вала 12, гайки 13 с подшипниками 14 и подшипники 15 устройств для регулировки шетвалкового расстояния смазываются закладной густой пластичной смазкой. Рекомендуемый сорт смазки - Литол - 24 / МЛ4 4/12-3)

ОАО «Металлургический завод им. А. К. Серова», а также оценка расчётов прочности и жёсткости выявили следующее. При найденном значении коэффициента жёсткости невозможно получать готовые изделия высокой точности. При всём этом используемые нажимные устройства ручного привода не позволяют осуществлять точную настройку валкового узла, что непосредственным образом отражается на качестве сортового проката. К тому же большие габариты и масса, невозможность использования данной клетки как в горизонтальном, так и в вертикальном положении подчёркивают её устаревшие конструкционные характеристики.

Применение бесстанинных клеток является технологически оправданным. Их небольшие размеры и масса, возможность установки в горизонтальном и вертикальном положениях, выделяют в рассматриваемых клетях универсальность и перспективность. Кроме того, повышенная жесткость и электрофицированность некоторых механизмов в существенной степени повышает точность производства сортовых изделий.

На основании всего сказанного, наиболее приемлимым вариантом для сортопрокатной области является применение бесстанинных клеток жесткой конструкции, увеличивающих производительность и конкурентоспособность металлургических предприятий.

2. Королёв А.А. Конструкция и расчёт механизмов прокатных станов. М.: Металлургия, 1985.
3. Никберг И. М., Райко В. В., Зюзин В. И. Устройство и эксплуатация прокатных станов. М.: Металлургия, 1993.
4. Целиков А. И., Зюзин В. И. Современное развитие прокатных станов. М.: Металлургия, 1972.
5. Чекмарёв А. П., Побегайло Г. Г. Точная прокатка сортовых профилей. М.: Металлургия, 1968.
6. Шилов В. А., Инатович Ю. В. Расчёты рабочих клеток прокатных станов (методика и примеры). Екатеринбург: УГТУ – УПИ, 2002.