

мая для прокатки катанки на Белорусском металлургическом заводе, имеет ряд недостатков, снижающих вероятность прокатки качественного металла и особенно высокоуглеродистых и легированных марок сталей.

4. Схема деформации в первом овальном формирующем калибре Днепровского металлургического комбината имеет явное превосходство с точки зрения качества напряженного состояния и вероятности прокатки металла без дефектов прокатного происхождения.

Библиографический список

1. Бахтинов Б. П. Калибровка прокатных валков / Б. П. Бахтинов, М. М. Штернов. – М.: Металлургиздат, 1953. – 784 с.

2. Чекмарев А. П. Калибровка прокатных валков: учебное пособие для вузов / А. П. Чекмарев, М. С. Мутьев, Р. А. Машковцев. – М.: Металлургия, 1971. – 512 с.

3. Минкин А. В. Расчет систем вытяжных калибров / А. В. Минкин. – М.: Металлургия, 1989. – 208 с.

4. Смирнов В. К. Деформации и Усилия в калибрах простой формы / В. К. Смирнов, В. А. Шилов, К. И. Литвинов. – М.: Металлургия, 1982. – 144 с.

5. Николаев В. А. Теория прокатки: монография / В. А. Николаев. – Запорожье: Изд-во Запорожской государственной инженерной академии, 2007. – 228 с.

6. Полухин П. И. Деформации и напряжения при обработке металлов давлением. При-

менение метода муар и координатных сеток / П. И. Полухин, В. К. Воронцов, А. Б. Кудрин, Н. А. Чиченев. – М.: Металлургия, 1974. – 336 с.

7. Эффективность деформации сортовых профилей / С. А. Тулупов, Г. С. Гунн, В. Д. Ониский [и др.]. – М.: Металлургия, 1990. – 280 с.

8. Воронцов В. К. Экспериментальные методы механики деформируемых твердых тел / В. К. Воронцов, П. И. Полухин, В. А. Белевитин, В. В. Бринза. – М.: Металлургия, 1990. – 480 с.

9. Ершов С. В. Сравнение методов исследования напряженно-деформированного состояния металла при прокатке в сортовом калибре / С. В. Ершов, М. Н. Штода, В. В. Степчук // Вісник національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія машинобудування. – 2011. – № 62. – С. 137-140.

10. Теоретические основы обработки металлов давлением: в 2 т. / Б. М. Илюкович, А. П. Огурцов, Н. Е. Нехаев, С. В. Ершов. Т. 2. – Днепропетровск: РИА «Днепро-ВАЛ», 2002. – С. – 485 с.

11. Ершов С. В. Развитие теории напряженно-деформированного состояния при прокатке крупных круглых профилей с пониженным трещинообразованием в системах сортовых калибров: дис. ... д-ра техн. наук: 05.03.05 / С. В. Ершов. – Днепродзержинск, 2008. – 339 с.

Поступила 16.03.2016



УДК 621.771.23

Наука

В. А. Николаев /д. т. н./, А. Г. Васильев, С. В. Жученко
Запорожская государственная инженерная академия

Способы воздействия на межвалковый зазор в клети кварто. Сообщение 2

Величина изгиба опорного вала в значительной мере обусловлена степенью свободы перемещения в вертикальной плоскости шеек относительно подушек.

Предложена конструкция валков клети кварто с коническими шейками под подшипники качения, которые обеспечивают повышение стойкости подшипников и улучшение условий регулирования межвалкового зазора.

Предложена конструкция обводного ролика с регулярным рельефом поверхности, которая может обеспечить выравнивание продольных напряжений натяжения по ширине полосы и улучшение качества формирования рулона. (Ил. 3. Библиогр.: 9 назв.)

Ключевые слова: опорный и рабочий валки, изгиб, шейки валков, подшипники, полоса, натяжение, напряжения, обводной ролик, рельеф.

© В. А. Николаев /д. т. н./, А. Г. Васильев, С. В. Жученко, 2016 г.

The size of bend of supportroller is largely conditioned by the degree of freedom of moving in the vertical plane of necks in relation to pillows.

Offered construction of rollers of cage of quarto with conical necks under bearing wobbling that provide the increase of firmness of bearing and improvement of terms of adjusting of interrolling interval.

Offered construction of by-pass roller with regular relief of surface that can provide smoothing of longitudinal tension of pull on stripe and improvement of quality of forming of roll.

Key words: supportroller and working roller, bend, necks of rollers, bearing, stripe, pull, tensions, by-pass roller, relief.

Прокатка широких полос (листов) с качественным поперечным профилем (с минимальными поперечной разнотолщиной и неплоскостностью) обеспечивается рациональным профилированием опорных и рабочих валков и эффективностью устройств для регулирования межвалкового зазора в процессе работы прокатного стана.

В настоящее время установку и формирование межвалкового зазора клетей кварто станов горячей и холодной прокатки полос выполняют по нескольким каналам [1; 2], в том числе и нажимными устройствами рабочей клетки [3–5].

Регулирование межвалкового зазора нажимными устройствами [3–5].

Регулирование винтами нажимных устройств с электромеханическим приводом используется для воздействия на зазор между рабочими валками в клетей кварто, шейки опорных валков которых зачастую вращаются в подшипниках качения. Однако, как установлено в работах [2–4], эффективность регулирования межвалкового зазора указанными нажимными устройствами в значительной степени обусловлена степенью свободы перемещения шеек опорного валка в вертикальной плоскости. В свою очередь, свобода перемещения шеек валка зависит от величины зазора между шейкой и подшипником качения и свободы перемещения самой подушки совместно с подшипником.

В процессе эксплуатации опорного валка его шейки вырабатываются и уменьшаются в диаметре. Измерения показывают, что шейки верхних опорных валков между перевалками получают небольшой износ (до 0,1 мм), чему способствует наличие сферической прокладки между нажимными винтами и подушками, и, следовательно, имеет место самоустановка опорных подшипников качения (и подушек) относительно шеек опорного валка в период его нагружения. Нижние подушки не имеют устройств самоустановки, а попадание в зазор между шейками и внутренним кольцом абразивных частиц и проскальзывание внутреннего кольца относительно шейки вызывают износ шеек за одну установку более чем на 0,15...0,2 мм. После износа шейки подвергают шлифовке с уменьшением ее диаметра и увеличением зазора между шейкой и подшипником.

Теоретическими исследованиями работ [1; 2] показано, что величина суммарного зазора δ между шейкой опорного валка и подшипником оказывает существенное влияние на величину его прогиба. Так, для стана 1700 при зазоре $\delta \geq 0,68$ мм отсутствует даже частичное защемление шеек опорного валка и имеет место максимальный изгиб опорного валка (при данной силе прокатки). Показано, что чем больше зазор между шейкой и подшипником, тем меньше степень защемления шеек валка и больше его прогиб (рис. 1).

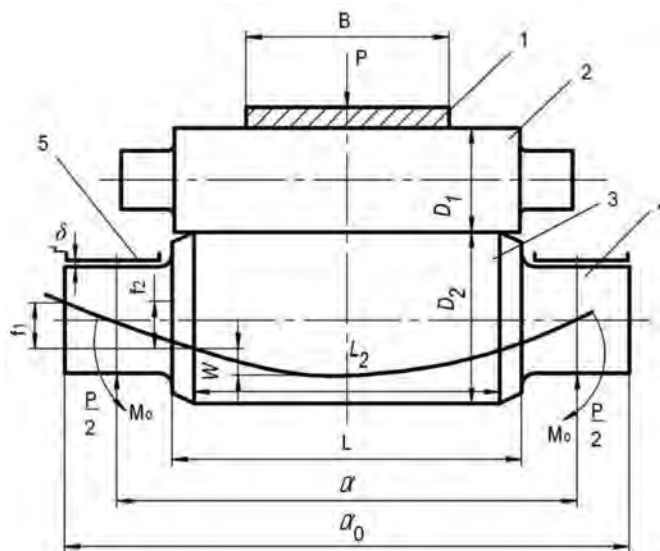


Рис. 1. Валковый узел четырехвалковой клетки:
1 – полоса; 2 – рабочий валок; 3 – опорный валок; 4 – шейка опорного валка; 5 – подшипник качения

Шейки опорных валков работают при зазоре $\delta = 0,25...0,4$ мм (монтажный зазор). При наличии зазора δ под действием силы P шейки имеют возможность перемещаться в вертикальной плоскости на некоторый угол относительно опорной реакции $P/2$. При этом точка приложения силы равнодействующей реакции $P/2$ смещается ближе к торцевой поверхности опорного валка, а расстояние a уменьшается. В предельном случае, при больших значениях силы прокатки P и зазорах δ , параметр a будет примерно равен длине бочки валка, т. е. $a = L$, а значение опорного момента M_0 будет приближаться к нулю. В первом приближении величина опорного момента определяется выражением [1]:

$$M_0 = \frac{P}{4}(a-L),$$

а прогиб опорного валка из работы [2] равен:

$$W_2 = \frac{PL_2^3}{48EJ} \left[1 + \frac{0,73 + 1,27n}{2+n} + 4,6 \frac{EJ}{R^2GL_2^3} \cdot \left(\frac{L}{L_2} - \frac{1}{2} \right) - 1,5 \left(\frac{a}{L} - 1 \right) \right], \quad (1)$$

где W_2 – прогиб опорного валка относительно длины валка L_2 ; P – сила прокатки; L – длина бочки опорного валка; L_2 – длина активной части длины бочки валка; a – расстояние между опорными реакциями; E – модуль упругости материала валка; J – момент инерции сечения опорного валка; G – модуль сдвига материала опорного валка; R – радиус опорного валка; n – коэффициент неравномерности межвалковых погонных сил.

Расчет прогибов валка, выполненный применительно к нижнему опорному валку чистовой клетки непрерывного стана 1680 горячей прокатки (жестко установленному на нижнюю поперечину станины) при $P = 8$ МН, $D_1 = 610$ мм и $D_2 = 1240/1170$ мм, показывает следующее (рис. 1) [2].

При $a/L = 1,62$ (полное защемление шеек валка) прогиб опорного валка $D_2 = 1240$ мм составляет $W_2 = 0,095$ мм. Уменьшение диаметра валка до $D_2 = 1170$ мм вызывает увеличение прогиба до $W_2 = 0,103$ мм. Смещение равнодействующей $P/2$ к бочке валка (увеличение зазора до $\delta \geq 0,68$ мм и уменьшение параметра a) приводит к существенному увеличению прогиба до $W_2 = 0,132$ и $0,148$ мм (при $a/L = 1,0$). В реальных условиях $a/L = 1,1$ прогиб будет несколько меньше. По данным [2], для стана 1680 при $B = 1550$ мм и $P = 12$ МН стрела прогиба опорного валка при свободных шейках ($M_0 = 0$) в $\sim 2,5$ раза больше, чем при заземленных шейках при $M_0 > 0$.

Опыты показывают [3], что применение в подшипниках нижнего опорного валка клетки № 10 стана горячей прокатки 1680 зазоров $\delta = 0,8 \dots 1,0$ мм (по диаметру), предотвращающих защемление шеек в подушках, обеспечивает повышение эффективности регулирования межвалкового зазора при помощи электромеханических нажимных устройств, существенно уменьшает количество серповидных полос на выходе из чистовой клетки.

При небольших зазорах δ изгибу нижнего опорного валка препятствуют установленные между подушками опорных валков гидроустройств уравнивания с плоскими торцами плунжеров, действие которых препятствует свободному перемещению (повороту) в вертикальной плоскости подушек и шеек нижнего валка.

Уменьшение жесткости установки нижних опорных валков клетки кварто обеспечивается системой уравнивания верхнего опорного

валка с применением плунжеров со сферическими торцовыми поверхностями [5; 6].

Применение валков с коническими опорными шейками. Прогиб валка клетки кварто и вместе с этим наклон его шеек относительно поверхности четырехрядного подшипника качения приводит к появлению неравномерного распределения удельных сил по его длине и неравномерному нагружению крайних и средних рядов подшипника. Нередко это приводит к разрушению подшипника. Действительно, при больших зазорах в подшипниках при изгибе опорного валка его шейки, при неподвижной подушке, опираются на наружные кольца подшипника, а при небольшом зазоре – на внутренние кольца подшипника. Неравномерное распределение нагрузок способствует внеплановому выходу их из строя.

Мы полагаем, что одним из путей повышения стойкости подшипников качения шеек является применение валков с коническими шейками, которые могут обеспечить равномерное распределение удельных сил по длине подшипника качения. При этом шейки, например, опорного валка выполняют с обратным конусом поверхности контакта (с меньшим диаметром шейки со стороны бочки).

На рис. 2 представлены опорный валок 1 с шейкой 2, с разницей диаметров по длине шейки, образующей обратный конус, подушка 3 валка с установленными в ней подшипниками качения 4. Шейки опорного валка воспринимают силу прокатки полосы. Для верхнего опорного валка нагрузка воспринимается верхней поверхностью шейки.

Внутренний диаметр кольца подшипника качения валка имеет постоянный размер по длине шейки $l_{ш}$, а диаметр шейки уменьшается от d_1 до d_2 ($d_1 > d_2$), образуя обратный конус (то есть диаметр на конце шейки больше диаметра у торца бочки).

Для соприкосновения с подшипником по всей длине шейки валка, то есть для равномерного нагружения всех рядов подшипника при изгибе опорного валка, параметр $(d_1 - d_2)/2$ должен быть равен величине прогиба $W_{ш}$ валка на участке длины шейки валка $l_{ш}$. То есть:

$$W_{ш} = (d_1 - d_2)/2, \quad (2)$$

где d_1 и d_2 – диаметры шейки валка на конце и со стороны торца бочки соответственно.

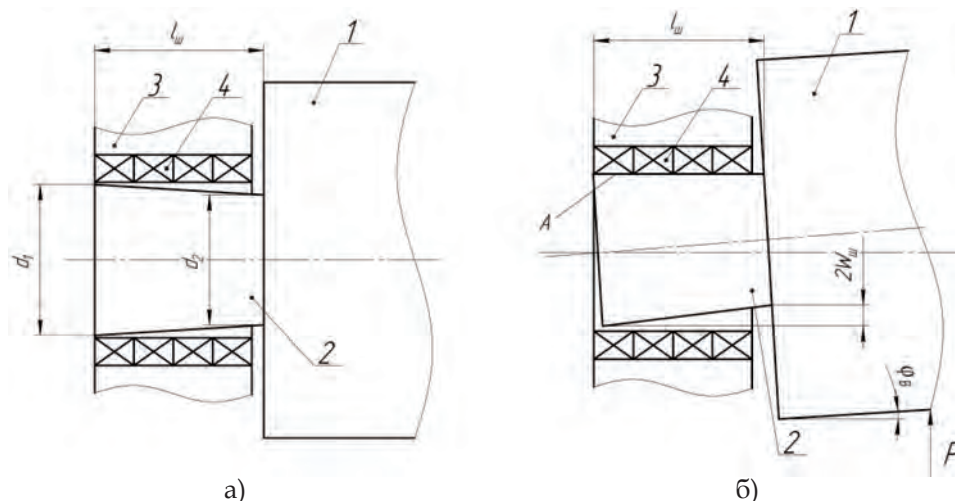


Рис. 2. Шейка опорного вала в исходном состоянии (а) и в нагруженном состоянии (б):

1 – бочка вала; 2 – шейка вала; 3 – подушка; 4 – подшипник качения

Прогиб шейки вала рассчитываем (рис. 1) из выражения при условии линейного перемещения оси шейки относительно торца бочки:

$$W_{ш} = W_2 [(2l_w + L) / L] - 1], \quad (3)$$

где W_2 – прогиб опорного вала относительно длины его бочки; L – длина бочки вала.

Прогиб вала определяется экспериментально или теоретически по известным формулам. Так, например, для клетки № 9 широкополосного стана горячей прокатки (ШСП) $L = 1680$ мм, $l_w = 650$ мм, $B = 1250$ мм, сила прокатки $P = 10$ МН, прогиб опорного вала равен $W_2 = 0,056$ мм [формула (1)]

$$W_{ш} = 0,056 \times (1,77 - 1,0) \approx 0,043 \text{ мм.}$$

Таким образом, в соответствии с выражением (3) разница диаметров шейки опорного вала должна быть равна:

$$(d_1 - d_2) = 2W_{ш}; (d_1 - d_2) = 0,086 \text{ мм.}$$

Бочка рабочего вала (например, верхнего) воспринимает силу прокатки, но его шейки (нижние поверхности) воспринимают нагрузку от уравнивающих устройств или от устройств противоизгиба рабочего вала. Для соприкосновения с подшипником по всей длине шейки вала, то есть для равномерного нагружения всех рядов подшипника при изгибе рабочего вала, параметр $(d_2 - d_1)/2$ должен быть равен величине прогиба $W_{ш}$ вала на участке длины шейки вала l_w . В этом случае, как следует из рис. 2, для создания контакта по всей длине шейки необходимо изготовить шейку с большим диаметром со стороны бочки вала. То есть обеспечить соотношение $d_2 > d_1$ (прямой конус поверхности) и равенство:

$$W_{ш} = (d_2 - d_1)/2. \quad (4)$$

Определение параметра $W_{ш}$ для рабочего вала конкретного стана выполняем следующим образом с использованием формулы:

$$W_{ш} = W_1 \times [(1 + 2l_w / L) - 1], \quad (5)$$

где W_1 – прогиб рабочего вала относительно длины его бочки; L – длина бочки вала.

Так, например, для клетки № 9 широкополосного стана горячей прокатки (ШСП) $L = 1680$ мм, $B = 1250$ мм, $l_w = 360$ мм, $P = 10$ МН, прогиб рабочего вала принимаем равным $W_1 = 0,05$ мм параметр $W_{ш}$ из формулы (5) равен:

$$W_{ш} = 0,05 (1,43 - 1) \approx 0,0215 \text{ мм.}$$

Таким образом, в соответствии с выражением (3) разница диаметров шейки рабочего вала должна быть равна:

$$(d_2 - d_1) = 2W_{ш}; (d_2 - d_1) = 0,043 \text{ мм.}$$

Предлагаемая конструкция шеек валков может обеспечить повышение стойкости подшипников и улучшение условий регулирования межвалкового зазора, может быть использована на любом широкополосном стане горячей и холодной прокатки полос и сортовых профилей.

Улучшение качества смотки полосы в рулон. При смотке полосы моталка создает натяжение в полосе, среднее значение которого не превышает $\sigma_H \approx 40$ Н/мм². В случае неравномерных по ширине вытяжек, например, больший коэффициент вытяжки в середине ширины полосы, продольные напряжения σ_H на краевых участках оказываются существенно больше, чем на среднем участке рулона [7; 8]. Вследствие этого краевые участки рулона получают плотную смотку и значительные межвитковые сжимающие напряжения, результатом действия которых является слипание – схватывание витков, неодинаковые условия отжига полосы по ши-

рине. Для выравнивания продольных напряжений по ширине полосы в работе [9] предлагается использовать в линии стана обводные ролики с выпуклым профилем образующей бочки, которые способствуют выравниванию продольных напряжений по ширине полосы.

Однако в случае выхода полосы из чистовой клетки с равномерным распределением вытяжек по ширине полосы применение таких роликов нецелесообразно.

Ниже рассмотрено иное, более рациональное, техническое решение для выравнивания продольных напряжений по ширине полосы на выходе из стана при помощи специального обводного ролика с регулярным рельефом поверхности в виде спиральных врезов (рис. 3) [9]. Параметры рельефа могут быть следующие: ширина вреза $a = 50 \dots 80$ мм, глубина вреза $\delta = 0,5 \dots 2,0$ мм, ширина буртика $b = 80 \dots 100$ мм, угол наклона канавки $\varphi = 25 \dots 35^\circ$.

В процессе прокатки после выхода из валков 2 полоса 4 проходит через обводной ролик 5 с регулярным рельефом и сматывается в рулон моталкой 6.

Ролик устанавливают за клетью или перед клетью. Основное отличие ролика с регулярным рельефом от обычного обводного ролика с гладкой поверхностью заключается в существенном (в 1,5...2 раза) увеличении продольных напряжений натяжения только на локаль-

ных участках ширины полосы, контактирующей непосредственно с буртиками (выступами) ролика.

В процессе движения полоса 4 шириной «В» контактирует с роликом только на участках «А», которые и подвержены действию продольных напряжений растяжения от моталки. При повороте ролика в процессе вращения на 0,5 оборота буртик перемещается в положение «С» и в контакт с роликом вступают соседние участки полосы, которые также подвергаются действию локальных повышенных напряжений растяжения.

При прокатке полосы участки «А» с большими напряжениями натяжения растягивают соседние локальные участки полосы, находящиеся в положении «С», на которые воздействуют меньшие растягивающие напряжения. Благодаря такому воздействию происходит выравнивание продольных напряжений натяжения по ширине полосы с уменьшением амплитуд неплоскостности и улучшением качества формирования рулона. Следует также ожидать некоторое положительное воздействие рельефного ролика через полосу и на поле контактных напряжений в очаге деформации клетки.

Смена участков натяжения из положения «А» в положение «С» происходит практически мгновенно и поэтому на полосу постоянно действует некоторая усредненная сила «Т». Действительно, при скорости полосы $v = 10$ м/с, диаметре ролика $d = 0,25$ м число полуоборотов ролика будет равно:

$$n = \frac{2 \cdot 60v}{\pi \cdot d} = \frac{1200}{0,785} = 1530 \text{ п.об / мин,}$$

то есть 25,5 полуоборотов ролика в секунду.

Выводы

Показано, что величина изгиба опорного вала в значительной мере обусловлена степенью свободы перемещения в вертикальной плоскости его шеек относительно его подушки. Чем больше зазор между шейкой и подшипником, тем меньше степень защемления шеек вала и больше его прогиб.

Предложена конструкция валков клетки кварто с коническими шейками под подшипники качения, которые обеспечивают повышение стойкости подшипников и улучшение условий регулирования межвалкового зазора.

Благодаря применению обводного ролика с регулярным рельефом поверхности может быть достигнуто выравнивание продольных напряжений натяжения по ширине полосы с уменьшением неплоскостности и улучшение качества формирования рулона.

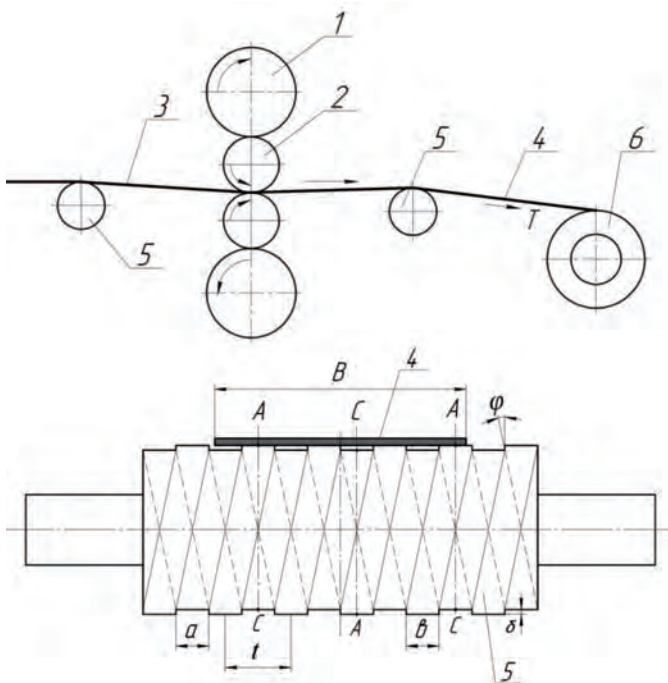


Рис. 3. Схема расположения рабочей клетки и обводной ролик:

- 1 – опорные валки; 2 – рабочие валки; 3, 4 – полоса;
- 5 – обводной ролик с регулярным рельефом поверхности; 6 – моталка

Библиографический список

1. Третьяков А. В. Расчет и исследование прокатных валков / А. В. Третьяков, Э. А. Гарбер, Г. Г. Давлетбаев. – М.: Металлургия, 1975. – 256 с.
2. Николаев В. А. Прогиб опорного валка четырехвалковой клетки с учетом опорного момента / В. А. Николаев // Известия вузов. Черная металлургия. – 2001. – № 9. – С. 18, 19.
3. Николаев В. А. Повышение стойкости шеек опорных валков стана 1680 / В. А. Николаев, А. Ю. Путноки, В. Т. Тилик [и др.] // Сталь. – 2002. – № 5. – С. 37–39.
4. Николаев В. А. Прогиб валкового комплекта при различных зазорах в подшипниках / В. А. Николаев, А. Г. Васильев // Известия вузов. Черная металлургия. – 2002. – № 7. – С. 23–25.
5. Николаев В. А. Совершенствование регулирования поперечного профиля полосы при горячей прокатке / В. А. Николаев, С. В. Жученко // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2013. – № 2. – С. 39–42.
6. Николаев В. А. Устройства для уравнивания (противоизгиба) валков с новой конструкцией плунжеров / В. А. Николаев, А. Г. Николенко, С. В. Мацко, А. А. Васильев, А. Г. Васильев // Сб. науч. тр. ДГМА. – Краматорск: ДГМА, 2013. – № 1. – С. 264–269.
7. Железнов Ю. Д. Прокатка ровных листов и полос / Ю. Д. Железнов. – М.: Металлургия, 1971. – С. 81,89.
8. Николаев В. А. Профилирование и износостойкость листовых валков / В. А. Николаев. – К.: Техника, 1992. – 160 с.
9. Николаев В. А. Регулирование плоскостности полос при холодной прокатке роликовыми устройствами / В. А. Николаев, С. В. Жученко // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2011. – № 7. – С. 235–237.

Поступила 09.03.2016



УДК 621.771.26.001

Наука

А. А. Чичкан /к. т. н./, Э. Н. Клепач
 ПАО «Алчевский металлургический комбинат»

В. С. Медведев /д. т. н./, Е. В. Базарова
 Донбасский государственный технический университет

Универсальная калибровка валков для прокатки двутавров смежных размеров

Приведены результаты освоения технологии производства двутавров № 16 и № 18 по ГОСТ 8239, ранее не входивших в сортамент стана 600. Разработана новая универсальная калибровка валков с общим разрезным калибром, которая может успешно использоваться для прокатки двух смежных размеров двутавровых профилей. Возможность формирования из одного общего разрезного калибра двух разных по ширине стенки и высоте полок двутавров достигнута за счет изменения соотношений деформации металла по отдельным элементам профилей. Осуществлен переход стана 600 на использование исходных заготовок меньшего сечения 265×265 мм вместо 320×320 мм, что позволило уменьшить нагрузки на оборудование главных линий непрерывно-заготовочной группы клеток. Применение универсальных калибровок позволяет уменьшить расход валков, повысить точность двутавров, сократить выход продукции второго сорта и брак по недокатам при настройке стана на профиль. За счет унификации калибров сокращены затраты на освоение новых профилей. (Ил. 4. Табл. 1. Библиогр.: 8 назв.)

Ключевые слова: двутавр, калибровка валков, унификация калибров, параметры прокатки.

The results of application the I-beam production technology №16 and №18 according to GOST 8239 are given, which have not been included into the grades of rolling mill 600. A new universal calibration method has been developed for the rolls with common slitting pass, which can be successfully used for rolling process of two adjacent dimensions of I-beams. Capacity of forming two I-beam flanges of different wall width and flange height from one common slitting pass has been achieved by varying the deformation ration of metal on separate section elements. Rolling mill 600 has changed an original size of ingot for the less dimensions i.e. 265×265 mm instead of 320×320 mm, providing load reduce at main lines of continuous preparation stands. Using the universal calibration provides the