

УДК 621.771:669.295

DOI 10.18698/0536-1044-2017-6-35-42

Проектирование подшипниковых опор валковых узлов трехвалковых станов винтовой прокатки

Е.А. Харитонов, Б.А. Романцев, А.С. Будников

НИТУ «МИСиС», 119049, Москва, Российская Федерация, Ленинский пр., д. 4

Designing Bearing Supports for Roller Assemblies of Three-Roll Helical Rolling Mills

E.A. Kharitonov, B.A. Romantsev, A.S. Budnikov

National University of Science and Technology MISiS, 119049, Moscow, Russian Federation, Leninskiy Ave., Bldg. 4



e-mail: haritonov45@mail.ru, boralr@yandex.ru, fiar128@yandex.ru



Для успешного деформирования широкого спектра материалов современные станы винтовой прокатки должны обладать повышенными надежностью и нагрузочной способностью, позволяющими получать прокат с высоким качеством поверхности и точностью геометрических размеров. Рассмотрена проблема проектирования подшипниковых опор валковых узлов трехвалковых станов винтовой и радиально-сдвиговой прокатки с повышенной нагрузочной способностью. Методика проектирования подшипниковых опор с учетом разворота валков на углы подачи и раскатки дает возможность увеличить свободное пространство для размещения подшипника большей грузоподъемности. Приведены результаты исследования широкого диапазона значений углов подачи и раскатки, используемых в современных станах данного типа. Отмечены наиболее значимые особенности определения свободного пространства для размещения подшипника в опоре, максимально приближенной к оси прокатки. Предложен способ, обеспечивающий увеличение диаметра подшипников опоры путем смещения валка относительно его классического положения в барабане или кассете клетки стана.

Ключевые слова: трехвалковый стан винтовой прокатки, угол подачи, угол раскатки, радиально-сдвиговая прокатка, валковый узел, подшипниковая опора.



For successful deformation of a wide range of materials, modern helical rolling mills must be highly reliable and have an increased load capacity that would guarantee high surface quality and geometrical accuracy of the rolled stock. This article discusses the problem of designing bearing supports for the roller units of three-roll mills for screw and radial-shear rolling with a high load capacity. The application of design methods that take into consideration turning angles of the rolls when feeding and rolling off the stock, make it possible to increase the space available for a bearing with a higher load capacity. The results of studies of a wide range of feed and rolling angles used in modern roll mills of this type are presented. The most significant features for determining the space for a bearing in the support, nearest to the axis of rolling, are described. The authors propose a method that provides an increase in the diameter of the bearing support by displacing the roller relative to its classical position in the drum or holder of the mill stand.

Keywords: three-roll helical rolling mill, feed angle, rolling angle, radial-shear rolling, roller assembly, bearing assembly.

Трехвалковые станы винтовой прокатки применяют для получения полых профилированных заготовок, сплошного проката круглого сечения (путем радиально-сдвиговой прокатки (РСП) [1]) из углеродистых средне- и высоколегированных марок сталей, цветных металлов и сплавов [2], бесшовных труб и деталей специального назначения [3]. К особенностям конструкции таких станов относится сложное пространственное расположение рабочих валков, которые развернуты в двух плоскостях на углы раскатки γ и подачи β [4]. В связи с этим проектирование валкового узла станов винтовой прокатки проводится без учета разворота валков на угол подачи.

Цель работы — разработка методики проектирования подшипниковых опор с учетом разворота валков на углы подачи и раскатки, позволяющей увеличить свободное пространство наиболее нагруженной опоры для размещения подшипников большей грузоподъемности.

На рис. 1 представлена схема валкового узла правильно-калибровочного стана трубопрокатного агрегата ТПА 70-270 производства Выксунского металлургического завода [5] и сечение А-А подшипниковой опоры. В результате разворота валка на угол подачи подшипниковые опоры удаляются от оси прокатки. Образовавшееся свободное пространство можно использовать для размещения подшипника большего диаметра. Поскольку винтовая прокатка осуществляется с углами подачи отличными от 0° , а процесс прокатки в станах РСП — при больших углах подачи ($\beta = 18...25^\circ$) [6], свободное в опорах пространство, предназначенное под подшипники, значительно увеличивается, позволяя расширить возможности при выборе подшипника качения [7].

На рис. 2 приведена схема пространственного расположения валков трехвалкового стана винтовой прокатки, где они сведены на минимальный диаметр калибра D_k^{\min} . В результате разворота валков на угол раскатки первая подшипниковая опора приближена к оси прокатки, а вторая удалена. Первая опора имеет меньшее пространство для размещения подшипника. При выборе последнего необходимо определить внутренний диаметр $D_{вн}$ в опоре, предназначенный для его размещения.

Выберем систему координат $oxuz$, связанную с очагом деформации так, чтобы ось ox и ось прокатки были направлены в одну сторону, а ось ou совпадала с осью поворота валка на угол подачи или с осью барабана. Согласно методике расчета геометрии очага деформации, представленной в работе [8], выберем систему координат $OXYZ$, связанную с валком таким образом, чтобы ось OX совпадала с осью валка, а точка O лежала на оси ou на расстоянии P от точки o . Уравнения связи систем координат $oxuz$ и $OXYZ$ имеют вид

$$\begin{cases} x = X \cos \beta \cos \gamma + Y \cos \beta \sin \gamma - Z \sin \beta; \\ y = P + Y \cos \gamma - X \sin \gamma; \\ z = X \sin \beta \cos \gamma + Y \sin \beta \sin \gamma + Z \cos \beta, \end{cases} \quad (1)$$

где P — расстояние между осью валка и прокатки вдоль оси поворота валка на угол подачи.

Параметр P зависит от диаметра калибра очага деформации D_k^{\min} и диаметра бочки валка D_6 , за который принят диаметр, в чьей плоскости расположена ось OY . Значение параметра P с учетом угла раскатки определяется по формуле

$$P = 0,5 \left(\frac{D_6}{\cos \gamma} + D_k^{\min} \right).$$

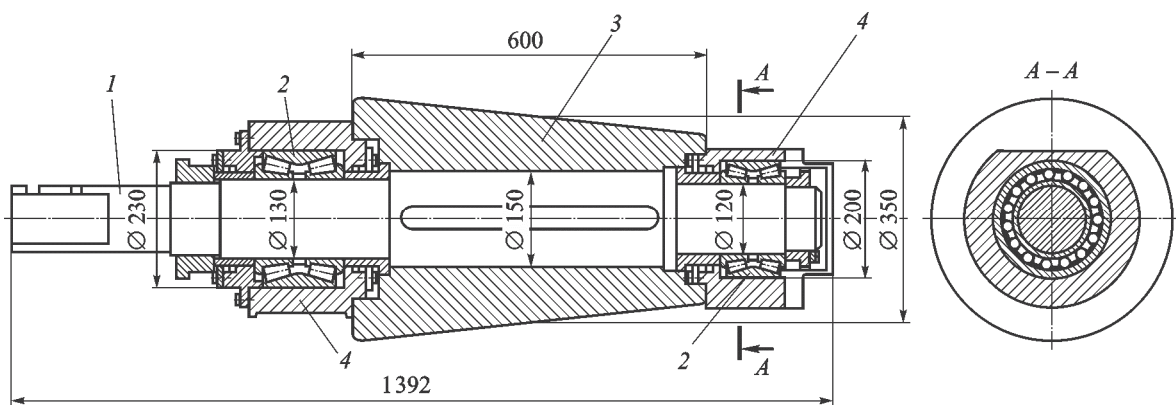


Рис. 1. Схема валкового узла правильно-калибровочного стана трубопрокатного агрегата ТПА 70-270:

1 — вал; 2 — подшипник; 3 — бочка валка; 4 — подушка

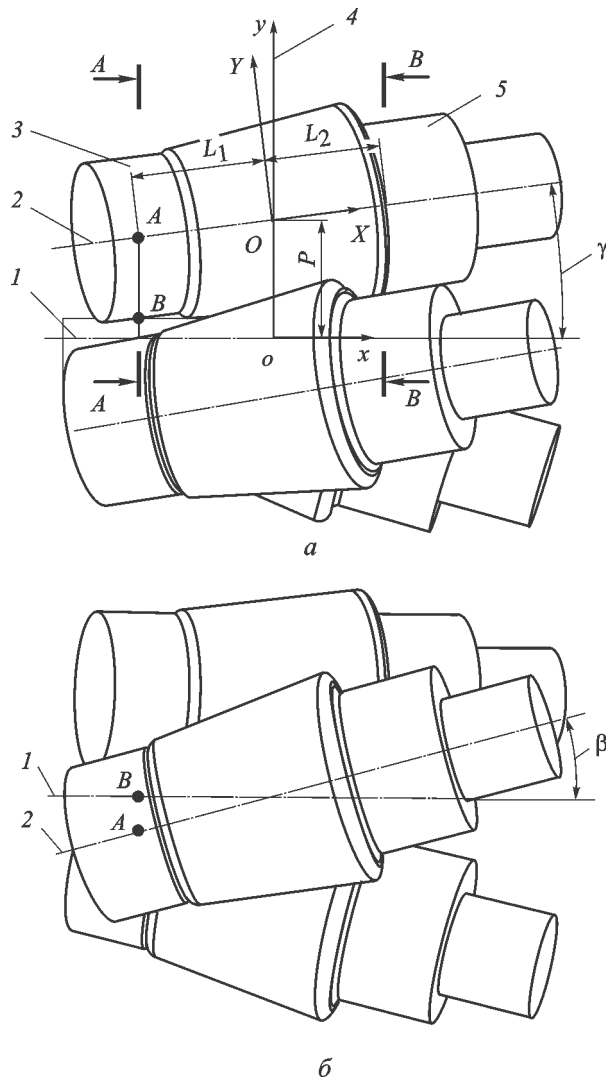


Рис. 2. Расположение валков стана винтовой прокатки:

- a* — вид спереди; *б* — вид сверху; 1 — ось прокатки;
- 2 — ось вала; 3 — первая подшипниковая опора;
- 4 — ось поворота валка на угол подачи (ось барабана);
- 5 — вторая подшипниковая опора

Рассмотрим сечения А-А и Б-Б (см. рис. 2). Сечение А-А первой подшипниковой опоры удалено от оси барабана на расстояние L_1 вдоль оси OX , а сечение Б-Б второй подшипниковой опоры — в противоположном направлении на расстояние L_2 .

Пусть в плоскости сечения А-А имеются две точки А и В. Первая лежит на оси валка с координатами $(X_A, 0, 0)$, причем $X_A = L_1$, вторая — на оси прокатки с координатами $(x, 0, 0)$. Используя уравнения связи (1) находим координаты точки А в системе $oxuz$ [8]. Поскольку точки А и В лежат в плоскости, перпендикулярной оси ox , их координаты x равны. Зная координаты этих точек в системе $oxuz$, определяем отрезок АВ, равный H_{A-A} — кратчайшему расстоянию между осями прокатки и валка в плоскости сечения А-А.

На рис. 3 приведена схема к определению диаметра подшипника, где обозначены следующие параметры: $R_{вн1}$ и $R_{вн2}$ — внутренние радиусы первой и второй подшипниковой опоры; H_{A-A} и H_{B-B} — расстояния между осями валка и прокатки в сечениях А-А и Б-Б; Δ — зазор между металлом и подушкой, обеспечивающий свободное прохождение металла; S — толщина стенки подушки в области прохождения металла. Поскольку валок развернут на углы подачи и раскатки, для определения внутреннего диаметра опоры необходимо найти проекцию ρ внутреннего радиуса опоры $R_{вн1}$ или $R_{вн2}$. В общем случае ρ можно представить в виде соотношения

$$\rho = \frac{R_{вн}}{\sqrt{\sin^2 \varphi^2 \cos^2 \gamma^2 + \cos^2 \varphi^2 \cos^2 \beta^2}},$$

где $R_{вн}$ — внутренний радиус опоры; φ — угол меридионального сечения, равный φ_1 для сечения А-А и φ_2 для сечения Б-Б.

Выразив расстояние H_{A-A} через проекцию внутреннего радиуса опоры на плоскость сечения А-А, и решив относительно $R_{вн}$, получаем уравнение для вычисления внутреннего диаметра опоры

$$D_{вн} = 2\sqrt{\sin^2 \varphi^2 \cos^2 \gamma^2 + \cos^2 \varphi^2 \cos^2 \beta^2} \times \left(H - \Delta - \frac{S}{\sqrt{\sin^2 \varphi^2 \cos^2 \gamma^2 + \cos^2 \varphi^2 \cos^2 \beta^2}} - 0,5d \right), \quad (2)$$

где H — кратчайшее расстояние между осью валка и металлом; $\Delta = 5 \dots 10$ мм; $S = 10 \dots 15$ мм; d — диаметр раската.

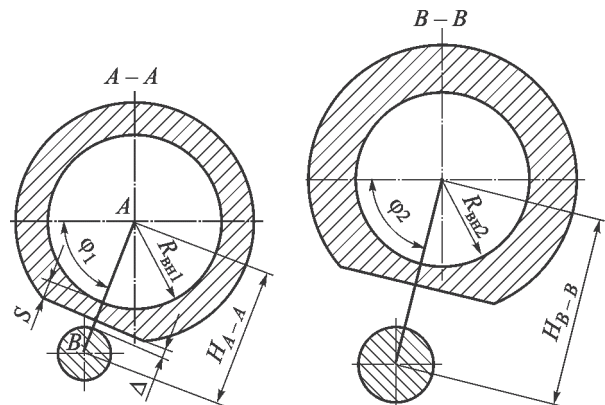


Рис. 3. Схема к определению диаметра подшипника

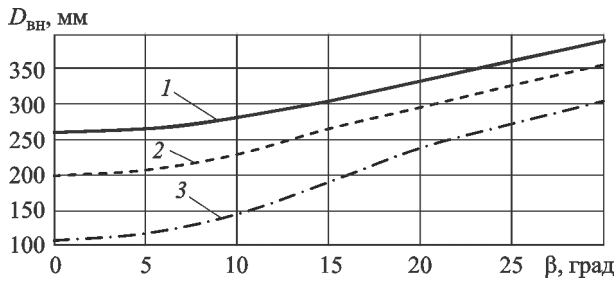


Рис. 4. Зависимость внутреннего диаметра $D_{вн}$ первой опоры от угла подачи β при разных значениях угла раскатки: 1 — $\gamma = 0^\circ$; 2 — $\gamma = 4^\circ$; 3 — $\gamma = 10^\circ$

При определении внутреннего диаметра первой опоры по формуле (2), проводимого для минимального угла подачи по технической характеристике стана, требуется выбрать такое сечение А–А, в котором расстояние $H_{А-А}$ является минимальным, т. е. сечение А–А должно быть удалено от оси барабана на расстояние $L_1 = L_{H_{мин}}$.

Расстояние $L_{H_{мин}}$ различно для каждой настройки стана. Следует отметить, что для станков с углами подачи до 10° и раскатки до 7° , применяемых в основном для раскатки труб [9, 10], сечение с минимальным значением H находится за пределами валкового узла. В этом случае внутренний диаметр определяется в сечении А–А, проходящем через задний конец подшипниковой опоры. Для станков РСП с углами $\beta = 18...25^\circ$ и $\gamma = 7...10^\circ$ сечение с минимальным расстоянием H расположено в зоне очага деформации, поэтому расчет диаметра подшипника целесообразно проводить в сечении А–А на переднем конце опоры при минимальном угле подачи $\beta = 18^\circ$.

На рис. 4 приведены графики изменения внутреннего диаметра первой опоры при углах

подачи $\beta = 0...30^\circ$ и раскатки $\gamma = 0, 4, 10^\circ$ для стана с максимальным диаметром валков, равным 350 мм, минимальным диаметром калибра $D_{к}^{мин} = 70$ мм, толщиной стенки подушки $S = 15$ мм и зазором между металлом и валком $\Delta = 10$ мм.

В станках с малыми значениями угла подачи влияние β на внутренний диаметр опоры незначительно, а в станках с большими значениями угла подачи (с РСП) оно существенно возрастает. Так, при изменении угла подачи в $0...10^\circ$ диаметр $D_{вн}$ увеличивается в среднем на $20...30$ мм (см. рис. 3), а в интервале $10...20^\circ$ — на $70...100$ мм. При изменении угла раскатки наблюдается обратная картина: рост угла раскатки с 0 до 10° приводит к уменьшению $D_{вн}$. Необходимо отметить, что влияние угла γ на диаметр $D_{вн}$ в станках с небольшим углами подачи больше, чем в станках РСП.

Увеличение внутреннего диаметра опоры дает возможность использовать подшипник большего диаметра. В табл. 1 приведены расчетные значения внутреннего диаметра $D_{вн}$ опоры и диаметры D роликовых подшипников по ГОСТ 6364–78 для правильно-калибровочной клетки стана ТПА 70-270 [5].

Обычно подшипник выбирается диаметром меньше внутреннего диаметра опоры, что приводит к увеличению толщины стенки подушки. В некоторых случаях можно использовать подшипник, диаметр которого больше $D_{вн}$. Увеличить диаметр подшипника можно путем снижения толщины стенки подушки, если ее толщина достаточно велика, т. е. $S > 15$ мм. Для трехвалкового стана при углах $\beta = 20^\circ$ и $\gamma = 4^\circ$ внутренний диаметр первой опоры $D_{вн} = 295$ мм. Поскольку толщина стенки подушки равна 15 мм, можно выбрать подшипник диа-

Таблица 1

Расчетные значения внутреннего диаметра опоры и диаметры роликовых подшипников по ГОСТ 6364–78 при разных значениях угла раскатки

β, град	γ = 0°		γ = 4°		γ = 10°	
	D _{вн} , мм	D, мм	D _{вн} , мм	D, мм	D _{вн} , мм	D, мм
0	260	250	199	200	108	110
5	265	250	207	200	118	120
10	281	270	229	210	140	140
15	304	300	265	250	190	190
20	332	320	295	300	238	210
25	361	340	326	320	272	270
30	388	370	355	340	304	300

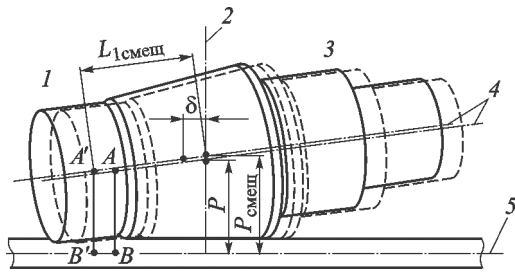


Рис. 5. Схема валкового узла со смещенным относительно оси барабана валком:

- 1 — первая опора; 2 — ось поворота валка на угол подачи (ось барабана); 3 — вторая опора; 4 — ось валка;
- 5 — ось прокатки

метром 300 мм путем уменьшения толщины стенки на 2,5 мм (см. таблицу).

У второй опоры в отличие от первой определение внутреннего диаметра по формуле (2) не требует проверки минимального значения H , так как на ее участке расстояние между осями валка и прокатки по ходу осевого перемещения заготовки постоянно уменьшается при чашевидной схеме или увеличивается при грибовидной. Внутренний диаметр опоры определяется в сечении $B-B$, проходящем через ее задний конец. Очевидно, что с ростом углов β и γ внутренний диаметр этой опоры будет возрастать.

Повышение ресурса подшипниковых опор — задача достаточно актуальная, особенно в прокатном производстве [11–13]. Повысить грузоподъемность подшипниковых опор можно путем увеличения их внутреннего диаметра посредством перемещения валка вдоль оси прокатки относительно оси поворота на угол подачи. На рис. 5 представлена схема валкового узла с валком, смещенным относительно оси барабана на величину δ вдоль оси ox в сторону первой опоры. Пунктирной линией показано первоначальное положение валкового узла относительно оси поворота валка на угол подачи.

Таблица 2

Расчетные значения внутреннего диаметра первой опоры и диаметры роликовых подшипников по ГОСТ 6364–78 при различном смещении валка относительно оси барабана

Смещение валка относительно оси барабана δ , мм	Внутренний диаметр первой опоры $D_{вн}$, мм	Диаметр подшипника D , мм
0	197	200
50	205	
100	212	210
150	222	220
200	233	230

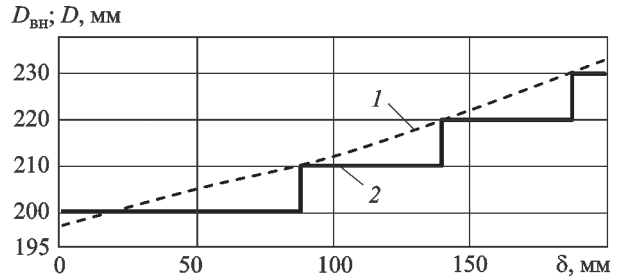


Рис. 6. Изменение внутреннего диаметра первой опоры $D_{вн}$ (1) и диаметра подшипника D (2) при смещении валка на расстояние δ

Расстояния H_{A-A} первой и H_{B-B} второй опоры определяют с учетом смещения валка, т. е. с учетом параметра $P_{смещ}$ и расстояний $L_{1смещ}$ и $L_{2смещ}$.

В качестве примера рассмотрена трехвалковая клеть правильно-калибровочного стана трубопрокатного агрегата ТПА 70-270 [5], особенностью которого является возможность его реконструкции в раскатной и последующего использования для раскатки труб.

Техническая характеристика трехвалковой клетки правильно-калибровочного стана ТПА 70-270

Диаметр бочки валка, мм	330
Длина бочки валка, мм	600
Угол, град:	
подачи	10
раскатки	6
Диаметр калибра, мм	75–270

Расчетные значения внутреннего диаметра первой опоры и диаметры роликовых подшипников по ГОСТ 6364–78 при разном смещении валка относительно оси барабана приведены в табл. 2.

В опорах валкового узла клетки правильно-калибровочного стана использован радиально-упорный конический двухрядный роликовый подшипник диаметром 200 мм по ГОСТ 6364–78.

Минимальный диаметр калибра принят равным 70 мм, толщина стенки подушки в области прохождения металла $S = 15$ мм, зазор между металлом и подушкой $\Delta = 10$ мм. На рис. 6 показано изменение внутреннего диаметра первой опоры и диаметра подшипника при смещении вала.

Смещение вала более чем на 84 мм (см. рис. 6) позволяет заменить роликовый подшипник с наружным диаметром 200 мм на аналогичный с диаметром 210 мм. При $\delta = 140$ мм диаметр подшипника можно увеличить на 20 мм, а при $\delta = 188$ мм и более можно использовать подшипник диаметром 230 мм вместо 200 мм.

Максимальное перемещение вала определяется конструктивными особенностями валкового узла и ограничивается размерами второй подшипниковой опоры. Необходимо, чтобы внутренний диаметр второй опоры был больше внутреннего диаметра первой, поскольку при наличии угла раскатки в процессе прокатки вторая опора воспринимает большую нагрузку [14]. Из рассмотренного примера следует, что для стана с диаметром валков 350 мм, длиной бочки 600 мм, углом подачи 10° и углом раскатки 6° смещение вала на 188...200 мм является наиболее эффективным и позволяющим

максимально увеличить диаметр подшипника в первой опоре.

Выводы

1. Проектирование подшипниковых опор трехвалковых станов винтовой прокатки и станов РСР по предложенной методике дает возможность определить внутренний диаметр опоры и диаметр подшипника с учетом разворота валков на угол подачи. Это позволяет учесть расширение свободного пространства, образовавшегося в подшипниковой опоре при развороте вала, и использовать его для увеличения диаметра подшипника.

2. Перемещение вала относительно оси поворота на угол подачи расширяет свободное пространство для размещения подшипника в станах, где необходимо усилить подшипниковые опоры при довольно ограниченном пространстве из-за разворота вала на угол раскатки.

3. Предложенный подход к проектированию подшипниковых опор, основанный на существующих способах, позволяет значительно упростить определение диаметра подшипника и дать достаточно точные результаты для дальнейшего моделирования и проектирования валкового узла и клетки стана.

Литература

- [1] Галкин С.П., Фадеев В.А., Гусак А.Ю. Сопоставление анализа геометрии мини-станов радиально-сдвиговой (винтовой) прокатки. *Производство проката*, 2015, № 12, с. 19–25.
- [2] Галкин С.П., Романцев Б.А., Харитонов Е.А. Реализация инновационного потенциала универсального способа радиально-сдвиговой прокатки. *Черные металлы*, 2015, № 1, с. 23–28.
- [3] Сигалов Ю.М., Бахтинов Ю.Б., Комаров В.М. Козлов А.Н. Совершенствование прокатки прутков из титанового сплава ВТ16 с устранением перегрузки стана посредством оптимизации калибровки валков. *Технология легких сплавов*, 2011, № 4, с. 86–89.
- [4] Никулин А.Н. *Винтовая прокатка. Напряжения и деформации*. Москва, Металлургияиздат, 2015. 380 с.
- [5] Зимин В.Я., Пахомов В.П., Онучин А.Б., Романцев Б.А., Гончарук А.В., Давыдова Е.А. Опыт прокатки труб на калибровочном стане винтовой прокатки ТПА 70-270 ОАО «Выксунский металлургический завод» и совершенствование калибровки рабочих валков. *Производство проката*, 2011, № 2, с. 11–14.
- [6] Потапов И.Н., Полухин П.И. *Технология винтовой прокатки*. Москва, Металлургия, 1990. 344 с.
- [7] Schlapp M. Selection of rolling bearings for the rolling mill technology (Wälzlagerauswahl für die Walzwerkstechnik). *Konstruktion*, 2012, is. 5, pp. 27–33.
- [8] Харитонов Е.А., Буров И.А., Романенко В.П., Вольшонок И.З. Совершенствование методики расчета геометрии очага деформации и калибровок валков станом радиально-сдвиговой прокатки при больших углах подачи. *Известия вузов. Черная металлургия*, 2010, № 3, с. 29–31.
- [9] Шевакин Ю.Ф., Коликов А.П., Райков Ю.Н. *Производство труб*. Москва, Интермет Инжиниринг, 2005. 568 с.

- [10] Коликов А.П., Романцев Б.А. *Теория обработки металлов давлением*. Москва, Издательский Дом МИСиС, 2015. 451 с.
- [11] Поляков Р.Н. Увеличение ресурса тяжело нагруженных опор валков прокатных станов за счет совмещения подшипников качения и скольжения. *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*, 2012, № 5, с. 59–66.
- [12] Trojahn W. Walzlager aus hoher legierten Stählen. *HTM – Journal of Heat Treatment and Materials*, 2010, vol. 65, pp. 225–229.
- [13] Yoshitaka Inoue, Choji Hatsugai. *Roll mill with automatic control of roll-to-roll distance and inter-roll pressure*. Patent US, no. 8172166 B2, 2011.
- [14] Шевакин Ю.Ф., Коликов А.П., Райков Ю.Н. *Машины и агрегаты для производства стальных труб*. Москва, Интермет Инжиниринг, 2007. 388 с.

References

- [1] Galkin S. P., Fadeev V.A., Gusak A.Iu. Sopostavlenie analiza geometrii mini-stanov radial'no-sdviigovoi (vintovoi) prokatki [Comparative analysis of geometry of mini-mills of radial-shearing (screw) rolling]. *Proizvodstvo prokata* [Rolled Products Manufacturing]. 2015, no. 12, pp. 19–25.
- [2] Galkin S.P., Romantsev B.A., Kharitonov E.A. Realizatsiia innovatsionnogo potentsiala universal'nogo sposoba radial'no-sdviigovoi prokatki [Realization of innovation potential universal method of radial-shear rolling]. *Chernye metally* [Ferrous metals]. 2015, no. 1, pp. 23–28.
- [3] Sigalov Iu.M., Bakhtinov Iu.B., Komarov V.M. Kozlov A.N. Sovershenstvovanie prokatki prutkov iz titanovogo splava VT16 s ustraneniem peregruzki stana posredstvom optimizatsii kalibrovki valkov [Improvement of the rolling rods of titanium alloy BT16 with the elimination of overloading of the mill through optimization of the calibration of the rolls]. *Tekhnologiya legkikh splavov* [Technology of light alloys]. 2011, no. 4, pp. 86–89.
- [4] Nikulin A.N. *Vintovaia prokatka. Napriazheniia i deformatsii* [Screw rolling. Stress and strain]. Moscow, Metallurgizdat publ., 2015. 380 p.
- [5] Zimin V.Ia., Pakhomov V.P., Onuchin A.B., Romantsev B.A., Goncharuk A.V., Davydova E.A. Opyt prokatki trub na kalibrovochnom stane vintovoi prokatki TPA 70-270 OAO «Vyksunskii metallurgicheskii zavod» i sovershenstvovanie kalibrovki rabochikh valkov [Experience in rolling the tubes in the sizing 20-270 tube mill for screw rolling and improvement in work roll grooving at Vyksunskij Metallurgicheskij Zavod open-end joint stock company]. *Proizvodstvo prokata* [Rolled Products Manufacturing]. 2011, no. 2, pp. 11–14.
- [6] Potapov I.N., Polukhin P.I. *Tekhnologiya vintovoi prokatki* [Technology helical rolling]. Moscow, Metallurgiya publ., 1990. 344 p.
- [7] Schlapp M. Selection of rolling bearings for the rolling mill technology (Wälzlagerauswahl für die Walzwerkstechnik). *Konstruktion*, 2012, is. 5, pp. 27–33.
- [8] Kharitonov E.A., Burov I.A., Romanenko V.P., Vol'shonok I.Z. Sovershenstvovanie metodiki rascheta geometrii ochaga deformatsii i kalibrovok valkov stanov radial'no-sdviigovoi prokatki pri bol'shikh uglakh podachi [The methodology used for calculating the geometry of the deformation and calibration of the rolls of the mill of radial-shear rolling at high angles of flow]. *Izvestiia vuzov. Chernaia metallurgiya* [Izvestia. Ferrous Metallurgy]. 2010, no. 3, pp. 29–31.
- [9] Shevakin Iu.F., Kolikov A.P., Raikov Iu.N. *Proizvodstvo trub* [The production of pipes]. Moscow, Intermet Inzhiniring publ., 2005. 568 p.
- [10] Kolikov A.P., Romantsev B.A. *Teoriia obrabotki metallov davleniem* [The theory of processing of metals pressure]. Moscow, MISiS publ., 2015. 451 p.
- [11] Poliakov R.N. Uvelichenie resursa tiazhelonagruzhennykh opor valkov prokatnykh stanov za schet sovmeshcheniia podshipnikov kachenii i skol'zheniia [Reliability improvement of rotor supports by combining rolling-elements bearings and fluid-film bearings]. *Fundamental'nye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii* [Fundamental and applied problems of technics and technology]. 2012, no. 5, pp. 59–66.
- [12] Trojahn W. Walzlager aus hoher legierten Stählen. *HTM – Journal of Heat Treatment and Materials*, 2010, vol. 65, pp. 225–229.

- [13] Yoshitaka Inoue, Choji Hatsugai. *Roll mill with automatic control of roll-to-roll distance and inter-roll pressure*. Patent US, no. 8172166 B2, 2011.
- [14] Shevakin Iu.F., Kolikov A.P., Raikov Iu.N. *Mashiny i agregaty dlia proizvodstva stal'nykh trub* [Machines and units for production of steel pipes]. Moscow, Internet Inzhiniring publ., 2007. 388 p.

Статья поступила в редакцию 13.03.2017

Информация об авторах

ХАРИТОНОВ Евгений Анатольевич (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Обработка металлов давлением». НИТУ «МИСиС» (119049, Москва, Российская Федерация, Ленинский пр., д. 4, e-mail: haritonov45@mail.ru).

РОМАНЦЕВ Борис Алексеевич (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Обработка металлов давлением». НИТУ «МИСиС» (119049, Москва, Российская Федерация, Ленинский пр., д. 4, e-mail: boralr@yandex.ru).

БУДНИКОВ Алексей Сергеевич (Москва) — аспирант кафедры «Обработка металлов давлением». НИТУ «МИСиС» (119049, Москва, Российская Федерация, Ленинский пр., д. 4, e-mail: fiar128@yandex.ru).

Information about the authors

KHARITONOV Evgeniy Anatolievich (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Metal Processing by Pressure. National University of Science and Technology MISiS (119049, Moscow, Russian Federation, Leninskiy Ave., Bldg. 4, e-mail: haritonov45@mail.ru).

ROMANTSEV Boris Alekseevich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Metal Processing by Pressure. National University of Science and Technology MISiS (119049, Moscow, Russian Federation, Leninskiy Ave., Bldg. 4, e-mail: boralr@yandex.ru).

BUDNIKOV Aleksey Sergeevich (Moscow) — Postgraduate, Department of Metal Processing by Pressure. National University of Science and Technology MISiS (119049, Moscow, Russian Federation, Leninskiy Ave., Bldg. 4, e-mail: fiar128@yandex.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана вышла в свет монография под редакцией Д.А. Ягодникова «Актуальные проблемы ракетного двигателестроения»

Приведена классификация конверсионных технологий на основе ракетных и реактивных двигателей. Рассмотрены основные методы термо- и газодинамического расчета характеристик рабочего тела и рабочего процесса в камерах сгорания конверсионных разработок. Представлены примеры проектирования и практического использования технологических установок газопламенной обработки конструкционных материалов, сверхзвукового напыления многофункциональных покрытий, установок пожаротушения на основе генерации микродисперсного аэрозоля и газодисперсного синтеза нанодисперсных частиц оксидов и нитридов металлов. Практическое применение конверсии ракетных и реактивных двигателей изложено на примере реальных разработок.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru