



УДК 621.771.014.2
DOI: 10.21122/1683-6065-2018-92-3-101-109

Поступила 26.06.2018
Received 26.06.2018

ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ БАНДАЖИРОВАННОГО ВАЛКА ДЛЯ АСИММЕТРИЧНОЙ ПРОКАТКИ МАЛОЛИСТОВЫХ РЕССОР

Л. А. ИСАЕВИЧ, А. Д. КРИЦКИЙ, Д. М. ИВАНИЦКИЙ, М. И. СИДОРЕНКО, Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Беларусь, пр. Независимости, 65. E-mail: denisrodman@tut.by

Проведен расчет номинальных крутящих моментов на валках при асимметричной прокатке полос малолистовых рессор. Для стабилизации процесса прокатки предложено использовать переднее натяжение и определена минимальная величина. Рассчитано рассогласование окружных его скоростей ведущего и ведомого валков. Предложена конструкция составного бандажированного валка с двумя выступами на бандаже и двумя пазами на валу. Кроме того, сопрягаемые поверхности вала и бандажа выполнены в виде конуса Морзе, что облегчает ремонт валка и обеспечивает плотный контакт между сопрягаемыми поверхностями. Произведена проверка на смятие и срез выступов на бандаже. Прочность конструкции обеспечена.

Ключевые слова. Асимметричная прокатка, крутящий момент, переднее натяжение, бандажированный валок, рассогласование, смятие, срез.

Для цитирования. Исаевич, Л. А. Прочностной расчет бандажированного валка для асимметричной прокатки малолистовых рессор / Л. А. Исаевич, А. Д. Крицкий, Д. М. Иваницкий, М. И. Сидоренко // Литье и металлургия. 2018. Т. 92. № 3. С. 101–109. DOI: 10.21122/1683-6065-2018-92-3-101-109.

STRENGTH ANALYSIS OF BANDED ROLL FOR ASYMMETRIC ROLLING OF FEW-LEAF SPRINGS

L. A. ISAEVICH, A. D. KRITSKY, D. M. IVANICKIJ, M. I. SIDORENKO, Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus, 65, Nezavisimosti ave. E-mail: denisrodman@tut.by

The nominal rotational torque on the rolls during asymmetric rolling of a strip of few-leaf springs was calculated. To stabilize the rolling process it was proposed to use a front tension and a minimum value of such tension was computed. Misalignment of the circumferential speeds of the driving and driven rolls are calculated. The design of a composite banded roll with two tabs on the bandage and the two grooves on the shaft are proposed. In addition, the mating surfaces of the shaft and the shroud are made in the form of a Morse cone, which facilitates the repair of the roll and provides a tight contact between the mating surfaces. The test for bearing stress and shear of the tabs on the bandage. The structural strength of banded roll is provided.

Keywords. Asymmetric rolling, rotational torque, front tension, banded roll, misalignment, crumbling, cutting.

For citation. Isaevich L. A., Kritsky D. A., Ivanickiy D. M., Sidorenko M. I. Strength analysis of banded roll for asymmetric rolling of small-leaf springs. Foundry production and metallurgy, 2018, vol. 92, no. 3, pp. 101–109. DOI: 10.21122/1683-6065-2018-92-3-101-109.

При асимметричной прокатке вследствие разных окружных скоростей валки воспринимают различные по величине крутящие моменты. Распределение общего крутящего момента между валками при асимметричной прокатке рассмотрено А. И. Целиковым и др. [1]. При прокатке с рассогласованием окружных скоростей валков (рис. 1) возникающие горизонтальные силы P_x , которые взаимно уравновешиваются, вызывают отклонение равнодействующих сил P от плоскости прокатки. При данной схеме прокатки также уравновешиваются силы контактного трения τ на поверхностях верхнего и нижнего валков.

С увеличением коэффициента рассогласования скоростей $k_V = V_1/V_2$ соответственно увеличивается угол отклонения равнодействующих сил, а также плечо a_2 . В данном случае валок, вращающийся с большей скоростью (V_1), будем называть ведущим, а валок, вращающийся с меньшей скоростью (V_2), ведомым. Поскольку ведущий валок принимает на себя больший крутящий момент по отношению к ведомому, крутящие моменты у обоих валков положительны и момент прокатки составит

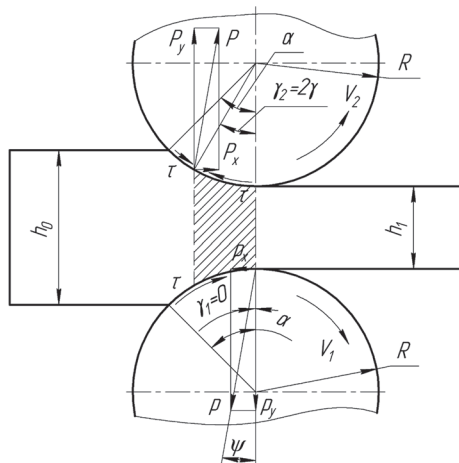


Рис. 1. Схема прокатки с рассогласованием окружных скоростей валков

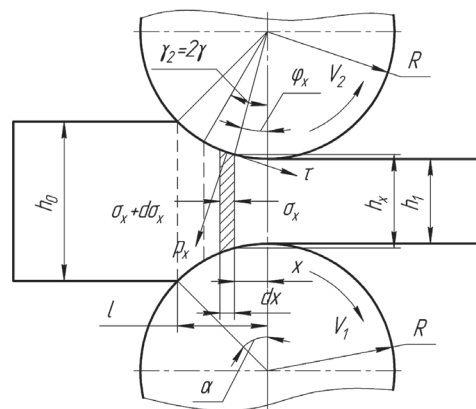


Рис. 2. Схема сил, действующих на выделенный элемент деформируемого тела при прокатке с рассогласованием окружных скоростей валков

$$M = M_1 + M_2, \tag{1}$$

при этом $M_1 > M_2$.

Определить момент прокатки можно, используя следующее выражение:

$$M = Pa_2, \tag{2}$$

однако при использовании данной методики для определения момента прокатки довольно сложно рассчитать значения плеча a_2 , особенно при постоянном изменении очага деформации.

С целью упрощения решения поставленной задачи момент прокатки на ведущем валке будем считать равным работе деформации на этом валке. Определим работу, совершаемую ведущим валком, для чего рассмотрим процесс симметричной прокатки:

$$A = 2\tau bR^2(\alpha - 2\gamma). \tag{3}$$

Принимая во внимание, что $\tau = fp_x$, запишем выражения для определения крутящего момента при асимметричной прокатке на ведущем и ведомом валках соответственно:

$$M_{кр1} = 2fp_x bR^2(\alpha - 2\gamma_1),$$

$$M_{кр2} = 2fp_x bR^2(\alpha - 2\gamma_2).$$

При предельном рассогласовании окружных скоростей валков $\gamma_1 = 0$ и $\gamma_2 = 2\gamma$, тогда

$$M_{кр1} = 2fp_x bR^2\alpha, \tag{4}$$

$$M_{кр2} = 2fp_x bR^2(\alpha - 4\gamma),$$

где p_x – нормальное контактное напряжение между поверхностями валков и металла; f – коэффициент контактного трения.

Согласно [2], положение нейтрального сечения определяется как:

$$\gamma = \frac{\alpha}{2} \left(1 - \frac{\alpha}{2f} \right). \tag{5}$$

Для определения нормального контактного напряжения между поверхностями валков и металла выделим в объеме очага деформации двумя координатными плоскостями x и $x + dx$ элемент деформируемого тела (рис. 2) и рассмотрим условие его равновесия [2].

Решая дифференциальное уравнение равновесия сил совместно с условием пластичности с учетом граничных условий и, принимая $\tau = fp_x$, найдем среднее нормальное контактное напряжение при рассогласовании окружных скоростей валков:

$$p_x = \frac{\sigma_s}{\Delta h} h_\gamma \left[\frac{1}{\delta} \left(\left(\frac{h_0}{h_\gamma} \right)^\delta - 1 \right) + \ln \frac{h_\gamma}{h_1} \right], \tag{6}$$

где σ_s – предел текучести металла; h_γ – высота полосы в критическом сечении при асимметричной прокатке, которую можно рассчитать из выражения:

$$h_\gamma = h_1 + R\gamma^2; \quad (7)$$

$$\delta = \frac{f}{\operatorname{tg} \varphi_x} = \frac{2fl}{\Delta h} = \frac{2f}{\alpha}.$$

Окончательно запишем выражения для определения крутящего момента соответственно на ведущем и ведомом валках

$$M_{\text{кр1}} = 2fbR^2 \alpha \frac{\sigma_s}{\Delta h} h_\gamma \left[\frac{1}{\delta} \left(\left(\frac{h_0}{h_\gamma} \right)^\delta - 1 \right) + \ln \frac{h_\gamma}{h_1} \right], \quad (8)$$

$$M_{\text{кр2}} = 2fbR^2 \left(\alpha - 2\alpha \left(1 - \frac{\alpha}{2f} \right) \right) \frac{\sigma_s}{\Delta h} h_\gamma \left[\frac{1}{\delta} \left(\left(\frac{h_0}{h_\gamma} \right)^\delta - 1 \right) + \ln \frac{h_\gamma}{h_1} \right].$$

Используя выражения (8), в качестве примера рассчитаем крутящие моменты на составных ведомом и ведущем валках при прокатке полосы малолистовой рессоры за несколько проходов. Эскиз обрабатываемой полосы представлен на рис. 3.

Определим количество переходов прокатки полосы. Как известно, при продольной периодической прокатке опережение, сопровождающее процесс, изменяется по мере увеличения или уменьшения обжатия [3]. От величины опережения существенно зависит точность прокатки. Это необходимо учитывать, особенно при прокатке с переменным обжатием.

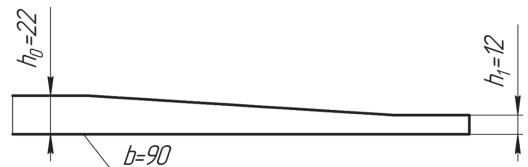


Рис. 3. Эскиз одной ветви полосы малолистовой рессоры

Для расчетов обычно используют довольно сложные методики, например, методику расчета переменных скоростей. Был предложен другой подход. Допускаем, что в рассматриваемом случае не будет изменяться величина критического угла γ , определяющего положение критического сечения, разделяющего потоки металла на участки опережения и отставания. Для обеспечения требуемых продольных размеров готового профиля необходим учет опережения на различных фиксированных участках полосы. При такой постановке формула для расчета опережения может быть получена из закона сохранения масс.

Уравнение для определения мгновенного опережения металла в сечении выхода из очага деформации при прокатке профилей переменного сечения с нарастанием обжатия [3] имеет вид

$$S = \frac{\left\{ 1 + \frac{R}{h} \beta^2 + 2 \frac{R}{h} \left[\gamma \beta + \frac{(\gamma - \beta)^2}{2} - \frac{\beta^2}{2} \right] \right\} \left[1 - \frac{(\gamma - \beta)^2}{2} \right]}{(1 + (R/h)\beta^2) \left(1 - (\beta^2/2) \right)} - 1. \quad (9)$$

Входящий в выражение (9) критический угол определяем (с учетом знака β) по уравнению, которое может быть получено как из условия равновесия сил в очаге деформации, так и на основе энергетической теории взаимодействия полосы и валков. Для случая прокатки с нарастающим обжатием оно записывается как [3]

$$\gamma = \sqrt{\frac{h}{R}} \operatorname{tg} \left\{ 0,5 \left[\operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{h}{R}} \alpha \right) - \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{h}{R}} \beta \right) \right] - \left(\frac{0,25}{f} \right) \sqrt{\frac{h}{R}} \ln \left[\frac{\left(\frac{h}{R} + \alpha^2 \right)}{\left(\frac{h}{R} + \beta^2 \right)} \right] \right\} + \beta, \quad (10)$$

где f – средний коэффициент трения; β – угол сечения выхода металла из валков.

В свою очередь

$$\alpha = \alpha_k - \beta,$$

где α_k – угол касания валков с металлом.

После упрощения уравнение (10) примет вид

$$\gamma = \frac{\alpha_k}{2} \left(1 - \frac{\alpha_k}{2f} + \frac{\beta}{f} \right). \quad (11)$$

Результаты расчетов по формуле (9) и по данным [4] приведены в табл. 1. Как видно из таблицы, результаты хорошо согласуются между собой, что указывает на корректность предлагаемого решения.

Таблица 1. Изменение мгновенного опережения при прокатке с нарастающим обжатием в зависимости от угла касания α_k при $f = 0,5$; $\beta = 0,1$ рад и $R/h = 10$ по данным [4] и формуле (9)

α_k	S [4]	S формула (9)
0	0	0
0,2	0,096391	0,096391
0,4	0,237218	0,236692
0,6	0,29794	0,296887
0,8	0,237218	0,236692
1	0,096391	0,096391
1,2	0	0

Теоретические исследования показывают, что для уменьшения опережения и достижения заданной размерной точности прокатываемого профиля вполне достаточно производить прокатку полосы в последнем проходе с минимальным единичным обжатием (не более 0,5 мм) без дополнительного ее натяжения и рассогласования окружных скоростей валков. Увеличение обжатия, а, следовательно, и угла касания α_k приводит к проскальзыванию валков по поверхности металла. Прокатку осуществляем за два прохода, причем в последнем проходе с единичным обжатием 0,5 мм.

Определим крутящие моменты на ведущем и ведомом валках, используя зависимости (8) (табл. 2). Принимаем исходные данные для расчетов: $f = 0,3$; $R = 130$ мм; $\sigma_s = 100$ МПа для стали 50ХГФА [6].

Таблица 2. Результаты расчета крутящих моментов

α , рад	γ , рад	δ	Δh , мм	h_γ	$M_{кр1}$, Нм	$M_{кр2}$, Нм
0,2716	0,0743	2,21	9,5	12,77	37 018	-3 504
0,0877	0,0374	6,84	0,5	12,18	8 435	-5 969

Крутящий момент на ведомом валке $M_{кр2}$ имеет отрицательное значение, поскольку на поверхности контакта металла и валка преобладает зона опережения над зоной отставания и энергия передается от полосы к валку. В данном случае отрицательный знак крутящего момента оказывает негативное влияние, приводит к проскальзыванию ведомого валка по полосе и остановке процесса прокатки. Устранить негативное влияние крутящего момента при асимметричной прокатке можно с помощью переднего натяжения полосы. Схема прокатки с передним натяжением T показана на рис. 4.

Зависимость для определения усилия переднего натяжения:

$$T = 2fbR \left(\frac{\alpha^2}{f} - \alpha \right) \sigma_s. \quad (12)$$

Рассчитаем величину усилия переднего натяжения при прокатке полосы малолистовой рессоры (см. рис. 3) за один проход в валках:

$$T = 2 \cdot 0,3 \cdot 90 \cdot 130 \left(\frac{0,249^2}{0,3} - 0,249 \right) \cdot 100 = 29,7 \text{ кН.}$$

Для задания скоростей вращения ведущего и ведомого валков необходимо знать рассогласование их скоростей при асимметричной прокатке. Определим величину относительного скольжения (опережения) полосы в валках при асимметричной прокатке, используя выражение [4]:

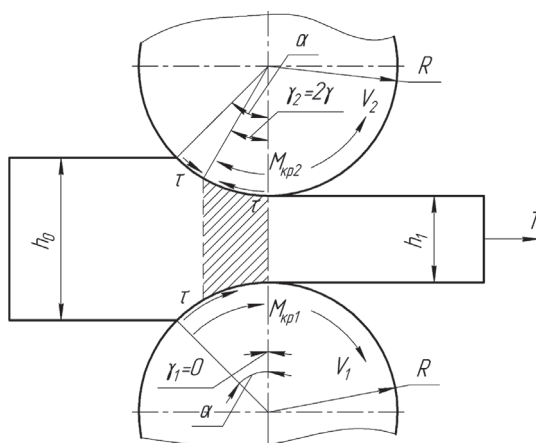


Рис. 4. Схема прокатки с передним натяжением полосы

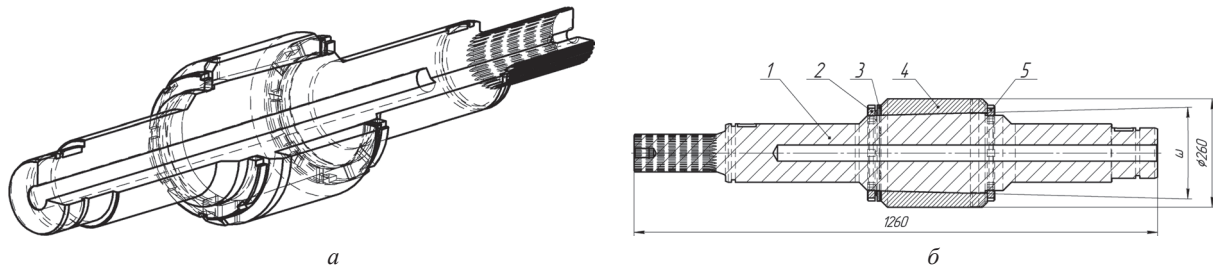


Рис. 5. Эскиз бандажированного вала

$$s = \frac{V_1 - V_2}{V_1}. \quad (13)$$

С другой стороны, рассогласование скоростей можно определить, используя известное выражение [4]:

$$s = \frac{\gamma^2 R}{h_1}, \quad (14)$$

где h_1 – конечная толщина полосы.

При прокатке полосы малолистовой рессоры (см. рис. 3) за один проход в валках относительное скольжение на ведомом валке составит при $\gamma_2 = 0,073$

$$s = \frac{0,073^2 \cdot 130}{12} = 0,058.$$

Из выражения (13) найдем зависимость между скоростями ведущего и ведомого валков

$$V_2 = V_1(1 - s). \quad (15)$$

Для определения величин скоростей валков задаемся скоростью вращения ведущего вала и из выражения (15) рассчитаем скорость ведомого вала. Рассогласование скоростей (коэффициент рассогласования скоростей) можно найти, используя выражение [4]:

$$k_V = \frac{V_1}{V_2}. \quad (16)$$

В связи с наличием рассогласования скоростей валков на ведомом валке появляется протяженная зона опережения и возникает скольжение металла в этой зоне, что приводит к существенному износу самого вала. С целью обеспечения ремонтпригодности валков предложена их конструкция в виде бандажированного вала.

Как видно из рис. 5, на бандаже 4 выполнены прямоугольные выступы, входящие при сборке в пазы на фланце вала 1 и воспринимающие номинальный крутящий момент в процессе прокатки. В бандаже 4 выполнено центральное коническое отверстие с углом конусности β и бандаж фиксируется на валу 1 шлицевой гайкой 2 посредством шайбы стопорной 3. Сопрягаемые поверхности вала 1 и бандажа 4 выполнены в виде конуса Морзе, что облегчает ремонт вала и обеспечивает плотный контакт между сопрягаемыми поверхностями. Для снятия бандажа с вала предусмотрена шлицевая гайка 5.

В данном случае для анализа работоспособности составного вала необходимо определить максимальное и минимальное нормальные напряжения, возникающие на поверхностях контакта выступов бандажа и пазов вала (рис. 6). При этом максимальное нормальное напряжение определяем при минимальном диаметре бандажа $D_{62} = 230$ мм, после переточки во время ремонта, а минимальное – при диаметре $D_{61} = 260$ мм.

Нормальное напряжение на поверхности контакта выступа бандажа и паза вала в процессе прокатки с номинальным крутящим моментом (табл. 2) найдем из выражения [5]:

$$p_k = \frac{2M_{кр1}}{DF_k}, \quad (17)$$

где $M_{кр1}$ – номинальный крутящий момент на валках; D – максимальный и минимальный диаметр бандажа по средней линии выступа; F_k – площадь контактной поверхности выступа бандажа и паза вала (рис. 6).

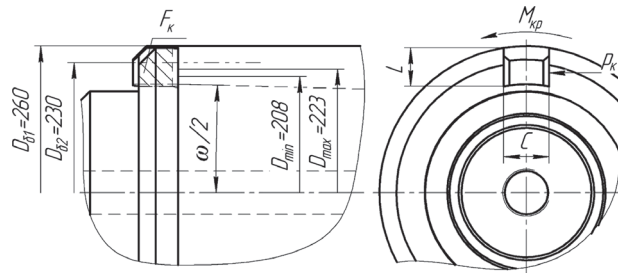


Рис. 6. Схема для определения нормальных давлений на контактных поверхностях составного вала

Окончательно рассчитаем нормальное напряжение на площадке контакта одного выступа: для нового бандажа $F_{к1} = 916,33 \text{ мм}^2$:

$$p_{к1} = \frac{2M_{кр}}{D_{\max} F_{к1}} = \frac{2 \cdot 37,018 \cdot 10^6}{223 \cdot 916,33} = 363 \text{ МПа};$$

для переточенного бандажа $F_{к2} = 625,28 \text{ мм}^2$:

$$p_{к2} = \frac{2M_{кр}}{D_{\min} F_{к2}} = \frac{2 \cdot 37,018 \cdot 10^6}{208 \cdot 625,28} = 570 \text{ МПа}.$$

Поскольку для термообработанной инструментальной легированной стали (для примера возьмем сталь 5ХНВ) допустимое напряжение на смятие $[\sigma_{см}] = 1560 \text{ МПа}$ [6], то, очевидно, что соблюдается условие $p_k < [\sigma_{см}]$ и, следовательно, прочность предложенного соединения бандажа с одним выступом и вала с одним пазом будет обеспечена.

Далее рассчитаем прочность соединения бандажа и вала на срез в процессе прокатки с номинальным крутящим моментом, используя выражение [5]

$$\sigma_{ср} = \frac{2M_{кр}}{DLC} \leq [\sigma_{ср}], \quad (18)$$

где L – высота выступа бандажа (рис. 7); C – толщина выступа бандажа (см. рис. 6); $[\sigma_{ср}]$ – допустимое напряжение на срез материала бандажа.

Принимаем в качестве исходного данного для расчетов параметр $C = 40 \text{ мм}$. Окончательно определим прочность соединения бандажа и вала на срез для одного выступа:

для нового бандажа $L_1 = 34 \text{ мм}$:

$$\sigma_{ср1} = \frac{2M_{кр}}{D_{\max} L_1 C} = \frac{2 \cdot 37,018 \cdot 10^6}{223 \cdot 34 \cdot 40} = 245 \text{ МПа};$$

для переточенного бандажа $L_2 = 19 \text{ мм}$:

$$\sigma_{ср2} = \frac{2M_{кр}}{D_{\min} L_2 C} = \frac{2 \cdot 37,018 \cdot 10^6}{208 \cdot 19 \cdot 40} = 468 \text{ МПа}.$$

Допустимое напряжение на срез материала бандажа (сталь 5ХНВ) составляет $[\sigma_{ср}] = 1350 \text{ МПа}$ [6]. Сравнивая полученные данные, можно утверждать, что соблюдается условие $\sigma_{ср} < [\sigma_{ср}]$ и, следовательно, прочность на срез соединения бандажа с одним выступом и вала с одним пазом также будет обеспечена.

Для обеспечения симметричности нагрузки на бандаже предложено использовать по два радиально расположенных выступа на бандаже и два паза на валу.

Определим максимальное усилие поджатия бандажа к валу шлицевой гайкой посредством стопорной шайбы, обеспечивающее надежную фиксацию бандажа на поверхности вала при максимальном крутящем моменте. Сдвиг бандажа относительно вала вдоль дуги касания может произойти под действием касательных напряжений τ_k , величину которых можно вычислить из выражения:

$$\tau_k = f_1 \sigma, \quad (19)$$

где σ – нормальные напряжения; f_1 – коэффициент контактного трения между бандажом и валом.

В свою очередь нормальные напряжения находим по формуле [5]

$$\sigma = q_1 / F, \quad (20)$$

где q_1 – усилие, возникающее на поверхности контакта бандажа и вала; F – площадь контакта бандажа и вала.

Усилие, возникающее на поверхности контакта бандажа и вала, определим из выражения:

$$q_1 = \frac{2M_{\text{кр1}}}{d_1}, \quad (21)$$

где d_1 – минимальное значение диаметра посадочной поверхности.

Усилие сдвига бандажа относительно вала вдоль дуги касания рассчитаем по формуле

$$T_1 = \tau_k F. \quad (22)$$

Окончательно получим

$$T_1 = f_1 \frac{2M_{\text{кр1}}}{d_1}. \quad (23)$$

Далее определим минимальное усилие прижима бандажа к валу $Q = T_1$, обеспечивающее прочность соединения:

$$Q = f_1 \frac{2M_{\text{кр1}}}{d_1} \sin \frac{\omega}{2}. \quad (24)$$

Исходные данные для расчетов: $f_1 = 0,15$; $M_{\text{кр1}} = 37018$ Нм; $d_1 = 181$ мм; $\omega = 3^\circ$. Подставив исходные данные в выражение (24), получим

$$Q = 0,15 \frac{2 \cdot 37018000}{181} \sin \frac{3}{2} = 1606 \text{ Н.}$$

Условие работоспособности составного вала при рабочих моментах асимметричной прокатки будет обеспечено при усилии поджатия бандажа $Q \geq 1606$ Н. Усилие обеспечивается посредством стопорной шайбы [7], которая изготовлена из стали марки 60С2А. Максимально допустимое усилие, действующее на опорную грань выступа шайбы, рассчитываем, исходя из прочности материала, рассматривая основание шайбы как упругую балку с заземленным концом [5]:

$$Q_1 = \frac{\sigma_b b h^2}{6l}, \quad (25)$$

где σ_b – предел прочности материала; b , h – соответственно ширина и толщина основания стопорной шайбы; l – длина дуги основания стопорной шайбы.

Длина дуги основания стопорной шайбы равна:

$$l = \frac{\pi(D + d)}{2n}, \quad (26)$$

где D , d – соответственно наружный и внутренний диаметр стопорной шайбы; n – количество выступов.

Исходные размеры стопорной шайбы: ширина основания – 24,0 мм, толщина основания – 7,0 мм, наружный диаметр – 230 мм, внутренний диаметр – 182 мм, количество выступов – 12, материал – сталь 60С2А ($\sigma_b = 1570$ МПа [6]). Для заданных параметров максимально допустимое усилие на опорной поверхности выступа стопорной шайбы составляет $Q_1 = 5710$ Н.

Усилие снятия бандажа с вала принимаем большим, чем наибольшее допустимое усилие поджатия бандажа к валу Q_1 , принимая во внимание условия работы вала: перепад температур, силовые параметры, наличие загрязнений. Момент вращения шлицевой гайки, необходимый для снятия бандажа с вала, будет равен (рис. 7)

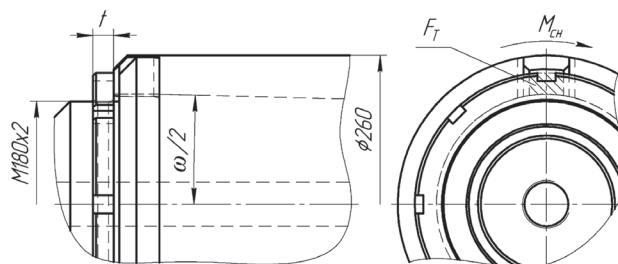


Рис. 7. Схема для прочностного расчета бандажированного вала

$$M_{\text{сн}} = Q_2 D_{\Gamma} / 2 = 100000 \cdot 0,23 / 2 = 11500 \text{ Нм}, \quad (27)$$

где Q_2 – усилие снятия бандажа с вала; D_{Γ} – наибольший диаметр шлицевой гайки.

Рассчитаем на смятие торец шлицевой гайки о торец бандажа при снятии его с вала по формуле (17)

$$p_{\text{к}} = \frac{2M_{\text{сн}}}{D_{\Gamma} F_{\text{T}}} = \frac{2 \cdot 11500 \cdot 10^3}{230 \cdot 563,6} = 177,4 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}],$$

где $[\sigma_{\text{см}}] = \sigma_{\text{T}} = 450 \text{ МПа}$ [6] – допустимое напряжение на смятие шлицевой гайки из стали 40 с твердостью 35–38 HRC. Следовательно, прочность гайки на смятие будет обеспечена.

Далее рассчитаем резьбу шлицевой гайки на смятие, используя зависимость [8]:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{Q_2}{\pi d_2 h_z z} < [\sigma_{\text{см}}], \quad (28)$$

где d_2 – внутренний диаметр метрической резьбы [9]; h_z – высота профиля витка метрической резьбы [9]; z – количество витков метрической резьбы.

Окончательно определим количество витков резьбы, обеспечивающее прочность гайки на смятие при снятии бандажа с вала:

$$z = \frac{Q_2}{\sigma_{\text{см}} \pi d_2 h_z} = \frac{100000}{450 \cdot 3,14 \cdot 177,835 \cdot 1,0825} = 0,37.$$

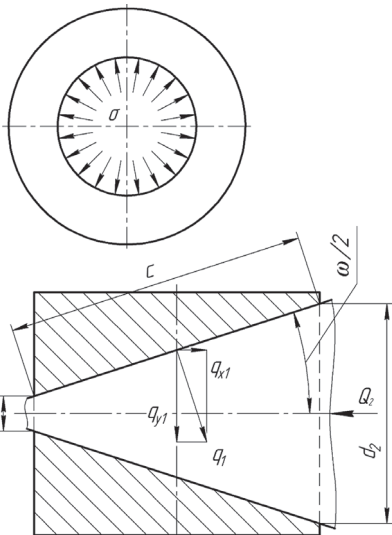


Рис. 8. Расчетная схема бандажированного вала

Толщина шлицевой гайки 18 мм и при шаге резьбы 2 мм количество витков равно 9, следовательно, прочность резьбы шлицевой гайки на смятие также будет обеспечена.

Кроме того, необходимо рассчитать бандаж на разрыв при установке его на вал. Расчетная схема представлена на рис. 8.

Внутреннее давление на поверхности контакта бандажа и вала определим из выражения

$$q_1 = \frac{Q_2}{\sin(\omega/2)} \frac{2}{\pi c (d_1 + d_2)}, \quad (29)$$

где d_1, d_2 – наименьший и наибольший диаметры конусных сопрягаемых поверхностей вала и бандажа; c – длина образующей конусных сопрягаемых поверхностей (рис. 8).

Рассмотрим бандаж как трубу под внутренним равномерным давлением [10]:

$$q_1 < 1,1 \sigma_s \ln(D/d_2), \quad (30)$$

где D – наружный диаметр бандажа; d_2 – наибольший диаметр конусных сопрягаемых поверхностей вала и бандажа; $\sigma_s = 1760 \text{ МПа}$ [6].

Окончательно определим

$$q_1 = \frac{100000}{\sin(3/2)} \frac{2}{215(181 + 192,42)\pi} = 30,3 \text{ МПа},$$

$$q_1 < 1,1 \cdot 1760 \ln(230/192,42) = 345,4 \text{ МПа}.$$

Следовательно, условие работоспособности бандажа на разрыв будет обеспечено при усиллии его поджатия.

Выводы

Проведен расчет номинальных крутящих моментов на валках при асимметричной прокатке полос малолистовых рессор. Теоретически доказано, что для снижения износа инструмента и достижения заданной размерной точности прокатываемого профиля вполне достаточно производить прокатку полосы в последнем проходе с минимальным единичным обжатием не более 0,5 мм. С целью обеспечения ремонтпригодности валков предложена их конструкция в виде бандажированного валка, причем в бандаже выполнено центральное коническое отверстие, а бандаж фиксируется на валу двумя гайками посредством шайбы стопорной. Сопрягаемые поверхности вала и бандажа выполнены в виде конуса Морзе,

что облегчает ремонт вала и обеспечивает плотный контакт между сопрягаемыми поверхностями. Проанализирована работоспособность составного вала.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Исаевич Л. А.** Прочностной расчет бандажированного вала для асимметричной прокатки / Л. А. Исаевич, Д. М. Иваницкий, М. И. Сидоренко // *Литье и металлургия*. 2016. № 3. С. 105–110.
2. **Степаненко А. В.** Прокатка полос переменного профиля / А. В. Степаненко, В. А. Король, Л. А. Смирнова. Гомель: ИММС НАН Беларуси, 2001. 180 с.
3. **Петюшик Е. Е.** Достижение размерной точности полос переменной по длине толщины при прокатке / Е. Е. Петюшик, А. Д. Крицкий, Д. М. Иваницкий // *Литье и металлургия*. 2018. № 1. С. 128–131.
4. **Данилов В. Д.** Оперезание при прокатке профилей переменного сечения // *Изв. вузов. Черная металлургия*. 1974. № 1. С. 82–86.
5. **Водопьянов В. И.** Курс сопротивления материалов с примерами и задачами: учеб. пособие / В. И. Водопьянов, А. Н. Савкин, О. В. Кондратьев. Волгоград: ВолГТУ, 2012. 136 с.
6. **Третьяков А. В.** Механические свойства металлов и сплавов при обработке давлением: Справ. / А. В. Третьяков, А. И. Зюзин. М.: Металлургия, 1973. 223 с.
7. **Стопорная шайба:** заявка на выдачу пат. Респ. Беларусь, МПК7 F16 B39/24 / А. А. Гранковский, Л. А. Исаевич, Д. М. Иваницкий, М. И. Сидоренко, А. Д. Крицкий; заявитель ОАО «МАЗ» – управляющая компания холдинга «БЕЛАВТОМАЗ», 2017.
8. **Биргер И. А.** Расчет на прочность деталей машин: Справ. / И. А. Биргер, Б. Ф. Шор, Г. Б. Иосилевич. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.
9. **Анурьев В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. / В. И. Анурьев. 5-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1980. Т. 1. 730 с.
10. **Сторожев М. В.** Теория обработки металлов давлением. 4-е изд., перераб. и доп. / М. В. Сторожев, Е. А. Попов. М.: Машиностроение, 1977. 423 с.

REFERENCES

1. **Isaevich L. A., Ivanickij D. M., Sidorenko M. I.** Prochnostnoj raschet bandazhировannogo valka dlja asimetrichnoj prokatki [Strength calculation of a banded roll for asymmetric rolling]. *Lit'e i metallurgija = Foundry production and metallurgy*, 2016, no. 3, pp. 105–110.
2. **Stepanenko A. V., Korol' V. A., Smirnova L. A.** *Prokatka polos peremennogo profilja* [The rolling of a strip with variable profile]. Gomel, Institute of mechanics of metal-polymer systems of the National Academy of Sciences of Belarus Publ., 2001, 180 p.
3. **Petjushik E. E., Krickij A. D., Ivanickij D. M.** Dostizhenie razmernoj tochnosti polos peremennoj po dljne tolshhiny pri prokatke [Achieving the dimensional accuracy of variable-length stripes during rolling]. *Lit'e i metallurgija = Foundry production and metallurgy*, 2018, no. 1, pp. 128–131.
4. **Danilov V. D.** Operezhenie pri prokatke profilej peremennogo sechenija [Advance in rolling profiles of variable section]. *Izvestija vuzov. Chernaja metallurgija = Proceedings of the institution «Ferrous metallurgy»*. 1974, no. 1, pp. 82–86.
5. **Vodop'janov V. I., Savkin A. N., Kondrat'ev O. V.** *Kurs soprotivlenija materialov s primerami i zadachami* [Course of resistance of materials with examples and tasks]. Volgograd, Volgograd State Technical University Publ., 2012, 136 p.
6. **Tret'jakov A. V., Zjuzin A. I.** *Mehaničeskie svojstva metallov i splavov pri obrabotke davleniem* [Mechanical properties of metals and alloys under pressure treatment]. Moscow, Metallurgy Publ., 1973, 223 p.
7. **Grankovskij A. A., e. a.** *Stopornaja shajba* [Lock washer]. Patent RB, 2017.
8. **Birger I. A., Shor B. F., Iosilevich G. B.** *Raschet na prochnost' detalej mashin* [Calculation of the strength of machine parts]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1979, 702 p.
9. **Anur'ev V. I.** *Spravochnik konstruktora–mashinostroitelja* [Reference designer–mechanical engineer]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1980, Vol. 1, 730 p.
10. **Storozhev M. V., Popov E. A.** *Teorija obrabotki metallov davleniem* [Theory of metal forming]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977, 423 p.