

Библиографический список

1. Паршин В.Г., Артюхин В.И., Белан О.А Обеспечение продольной устойчивости при холодной штамповке заготовок с целью получения головок стержневых изделий увеличенных размеров // Эффективные технологии производства метизов: Сб. науч. тр. Магнитогорск: МГТУ, 2001. С. 125–130.
2. Сторожев М.В., Попов Е.А. Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1971. 424 с.

УДК 621.771.0 1

В. М. Москвин, В. И. Кадошников, Е. Л. Белевская, Е. А. Данченко

НАПРЯЖЕНИЯ В БАНДАЖЕ ОПОРНОГО ВАЛКА

В настоящее время на клетях кварто станов горячей и холодной прокатки применяются как цельные, так и составные опорные валки. Одним из способов крепления бандажа составного валка является его посадка на ось с натягом. В этом случае в бандаже возникают напряжения, которые определяют надёжность его крепления на оси и препятствуют смещению бандажа под действием внешних сил. В процессе прокатки металла на опорный валок действует распределённое по его длине усилие от рабочего валка и реакция опор. Это приводит к изгибу валка и упругому сплющиванию его в месте контакта с рабочим. Рассмотрим напряжения, которые возникают в бандаже опорного валка в результате упругой деформации сплющивания опорного валка и от действия натяга.

Напряжения в бандаже найдём наложением напряжения от упругого сплющивания на напряжение от натяга. Это возможно если: во-первых, напряжения и деформации связаны линейной зависимостью и, во-вторых, бандаж и ось деформируются совместно и не образуется зазора в месте их контакта.

Будем считать валок достаточно длинным цилиндром. Это позволяет определять усилия и напряжения в бандаже от натяга по тем же формулам,

по которым ведётся расчёт симметрично нагруженных цилиндрических деталей [1] (рис. 1, а). Далее считаем, что давление q между опорным и рабочим валком распределено равномерно, и они изготовлены из материалов с близкими физическими характеристиками. Это позволяет считать деформацию валка в плоскости перпендикулярной оси – плоской. Напряжения в бандаже от упругого сплющивания определим расчётом напряжённого состояния опорного валка как единого целого цилиндра. Схема приложения внешних нагрузок к такому цилиндру в сечении перпендикуляром оси, показана на рис. 1, б. По отношению к внешним нагрузкам предполагается, что радиальное напряжение по границе круга распределено по закону косинуса, касательное напряжение отсутствует. Давление металла на опорный валок уравновешено равномерно распределёнными по сечению внешними силами (тяжёлый цилиндр). Формулы для расчёта напряжений в любой точке сечения, при такой схеме нагружения приведены в работе [2]. Там они получены из уравнений Колосова-Мусхелишвили с использованием теории функций комплексного переменного.

Чтобы представлять порядок цифр, с которыми приходится иметь дело при расчётах напряжённого состояния, положим: $q = 9,8 \cdot 1,5$ МН/м (1500 т/м), диаметры рабочего и опорного валков соответственно $D_p = 0,5$ м и $D = 2 \cdot R = 1,6$ м, внутренний диаметр бандажа $D_{вн} = 2 \cdot r_1 = 1,15$ м, модуль Юнга $E = 21 \cdot 10^4$ МН/м², коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$, натяг $\delta = 0,9 \cdot 10^{-3}$ м. Ширину полосы соприкосновения двух цилиндрических поверхностей определим по теории Герца [3], и применительно к принятым условиям контакта она равна $2b_1 = 2,5,56 \cdot 10^{-3}$ м. Угол, под которым видна площадка контакта: $2 \cdot \theta_1 = 2 \cdot b_1 / R$, откуда $\theta_1 = 0,00695$ рад. Среднее напряжение на площадке контакта $\sigma_{cp} = q / (2 \cdot b_1)$, и оно равно $1,322 \cdot 10^3$ МН/м² (134,9 кг/мм²). Величина посадочного давления $\sigma_{rr}^1 = 39,6$ МН/м². Оно вычислено по формулам, приведённым в работе [1].

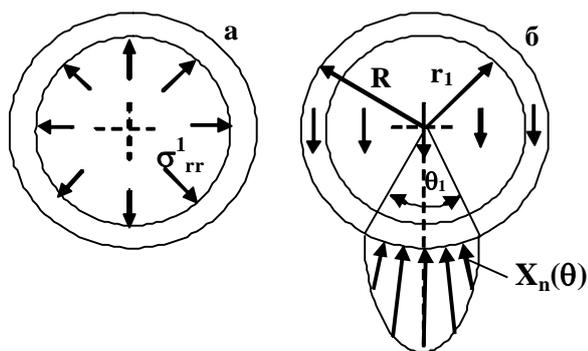


Рис. 1. Расчётные схемы нагружения бандажа: а – от натяга; б – от усилия прокатки

Вычисленные напряжения от натяга, усилия прокатки и от их совместного действия показывают, что в кольце, которое получается от пересечения бандажа с плоскостью, перпендикулярной его оси, можно выделить три области. Первая – это область, где напряжения принимают большие абсолютные значения и быстро изменяются. Она примыкает к линии контакта рабочего вала с опорным и определяется в полярной системе координат прямоугольником: $0,96R \leq r \leq R$ и $-0,8\theta_1 \leq \theta \leq 0,8\theta_1$.

На рис. 2-4 приведены графики для радиальных $\sigma_{rr} = \sigma_{rr}^1 + \sigma_{rr}^2$, окружных $\sigma_{\theta\theta} = \sigma_{\theta\theta}^1 + \sigma_{\theta\theta}^2$ и касательных $\tau_{r\theta}^2$ напряжений. На них они пред-

ставлены в виде двумерных поверхностей. Напряжения упругого сжатия σ_{rr}^2 , $\sigma_{r\theta}^2$, $\tau_{r\theta}^2$ вычислялись по формулам, приведённым в работе [2]. Поверхности хорошо передают качественный характер изменения напряжений. На них хорошо видны области, где напряжения принимают наибольшие значения. Радиальные и окружные напряжения достигают наибольших значений в середине линии контакта рабочего вала с опорным. Касательные напряжения (см. рис. 4) достигают наибольшего значения в приконтактном слое $r \approx 0,996R$. Более точную картину распределения напряжений в выделенной области кольца можно получить в прямоугольной системе координат $x = r \cos(\theta)$, $y = r \sin(\theta)$ с помощью линий равного

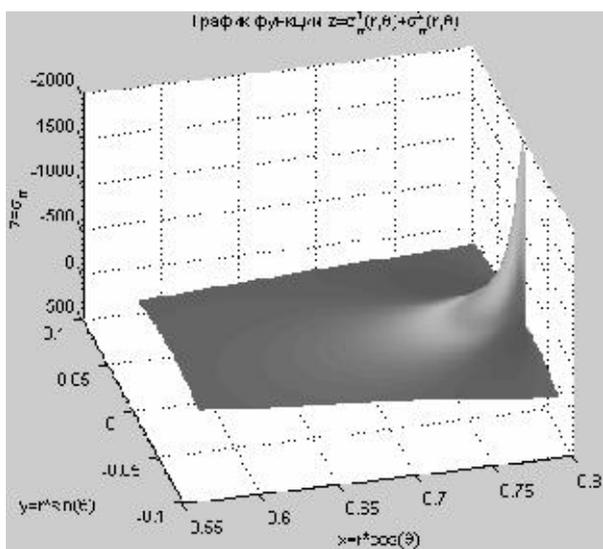


Рис. 2. Радиальные напряжения в бандаже опорного вала при $r_1 \leq r \leq R$ и $-4\theta_1 \leq \theta \leq 4\theta_1$

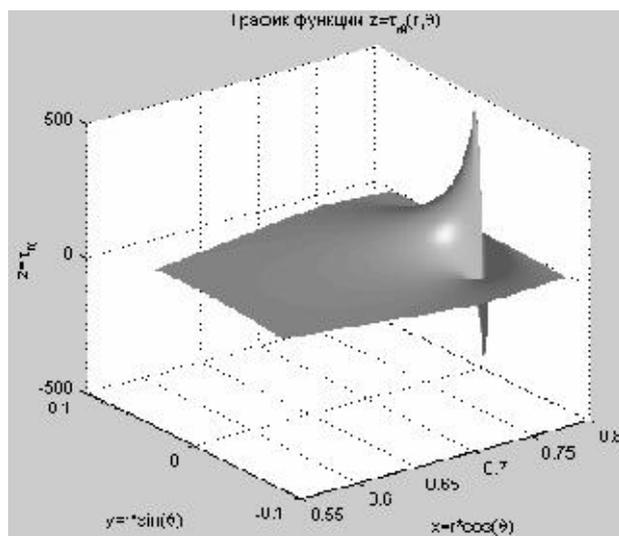


Рис. 4. Касательные напряжения в бандаже опорного вала при $r_1 \leq r \leq R$ и $-4\theta_1 \leq \theta \leq 4\theta_1$

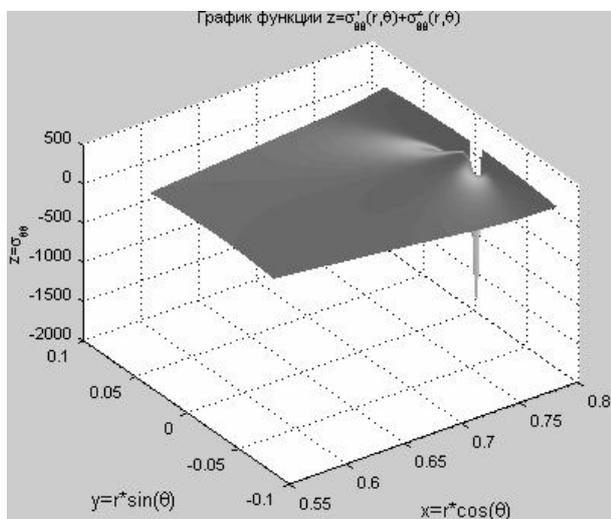


Рис. 3. Окружные напряжения в бандаже опорного вала при $r_1 \leq r \leq R$ и $-4\theta_1 \leq \theta \leq 4\theta_1$

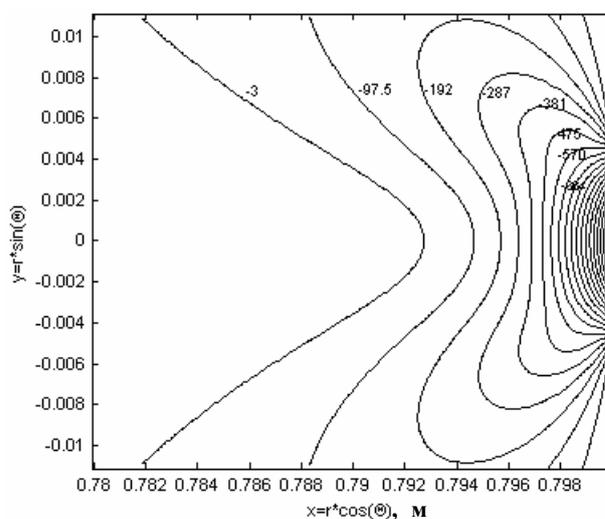


Рис. 5. Линии равных значений окружных напряжений

уровня напряжений. На рис. 5 и 8 приведены линии $\sigma_{\theta\theta} = \text{const}$ и $\tau_{r\theta} = \text{const}$.

Ещё более точную информацию о характере изменения напряжений можно получить, рассматривая изменение напряжений в функции одного параметра. В полярной системе координат таким параметром может быть радиус валка $r_1 \leq r \leq R$ при $\theta = \text{const}$, т.е. изменение напряжения по радиусу, либо угол $-\pi \leq \theta \leq +\pi$ при $r = \text{const}$, т.е. изменение напряжения по окружности.

На рис. 6 приведены графики изменения напряжений по радиусу при $\theta = 0$. На рисунке присутствуют графики изменения напряжений от

натяга (линии 1, 2) и графики от совместного действия натяга и усилия прокатки (линии 3, 4). Графики показывают, что свои наибольшие абсолютные значения радиальное и окружное напряжения достигают на линии контакта опорного валка с рабочим и они отрицательные, т.е. сжимающие. При смещении вглубь бандажа по радиусу окружное напряжение быстро убывает по абсолютной величине (линия 4), и при $r = 0,97R$ оно практически совпадает с напряжением от натяга (линия 2). Иначе ведёт себя радиальное напряжение (линия 3). Для $0,96R \leq r \leq R$ радиальное напряжение определяется только

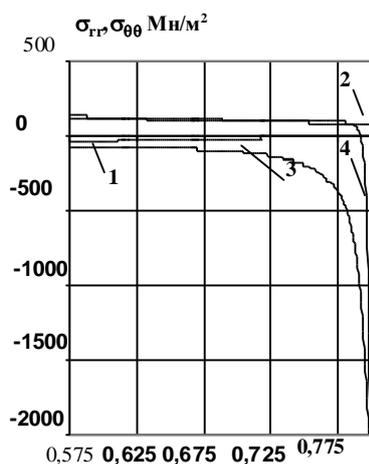


Рис. 6. Изменение напряжений в бандаже по радиусу валка: 1 – σ_{rr} ; 2 – $\sigma_{\theta\theta}$ – от натяга; 3 – σ_{rr} ; 4 – $\sigma_{\theta\theta}$ – от натяга и усилия прокатки; $\theta = 0$

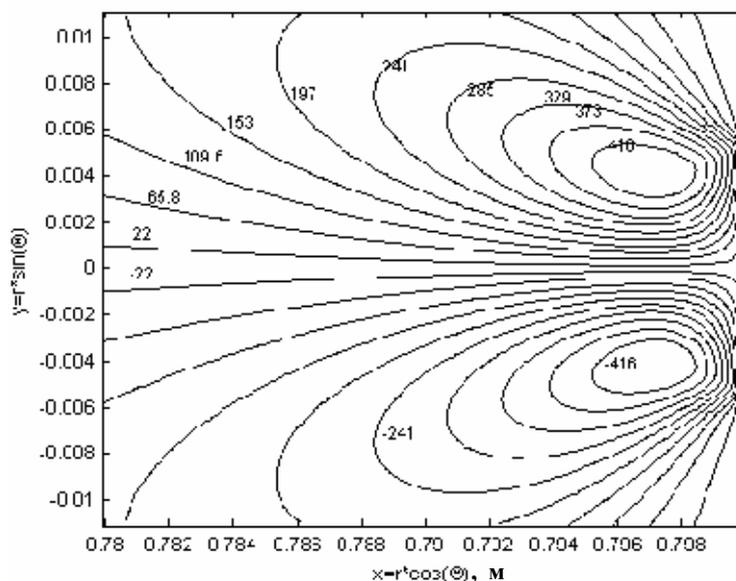


Рис. 8. Линии равных значений касательных напряжений

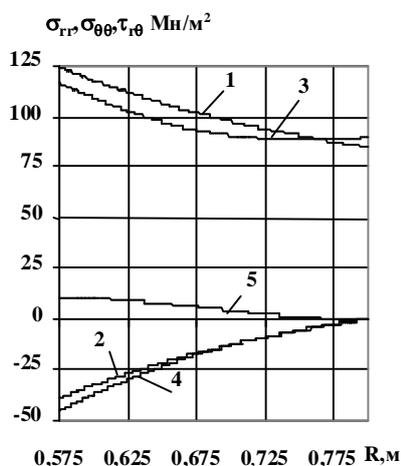


Рис. 7. Изменение напряжений в бандаже по радиусу валка: 1 – σ_{rr} ; 2 – $\sigma_{\theta\theta}$ – от натяга; 3 – σ_{rr} ; 4 – $\sigma_{\theta\theta}$; 5 – $\tau_{r\theta}$ – от натяга и усилия прокатки при $\theta = 40\theta_1$

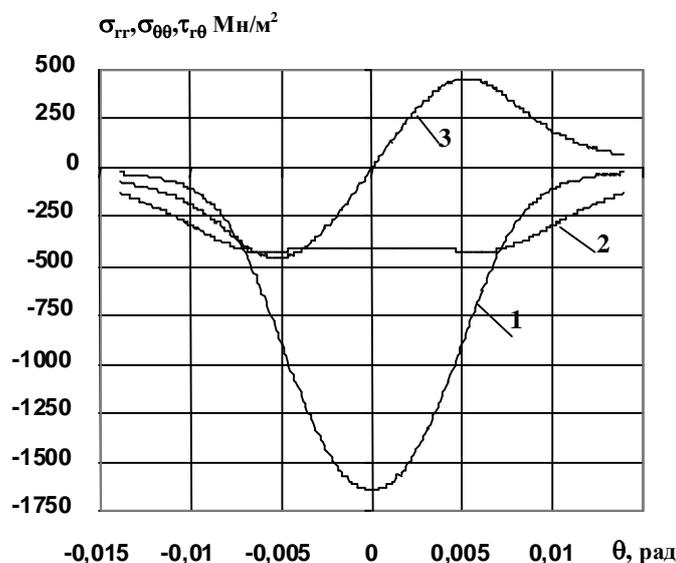


Рис. 9 Напряжения по окружности $r = 0,996 \cdot R$ и $-2\theta_1 \leq \theta \leq 2\theta_1$: 1 – σ_{rr} , 2 – $\sigma_{\theta\theta}$, 3 – $\tau_{r\theta}$

усилием прокатки и только при дальнейшем уменьшении r начинает сказываться влияние натяга (линия 1).

Характер изменения напряжений по окружности приведён на рис. 8. Радиус $r=0,996R$ выбран не случайно. На этой окружности касательное напряжение достигает максимального значения (линия 3). Это напряжение зависит только от усилия прокатки и не зависит от натяга.

Вторая область в кольце – это область, в которой наряду напряжённое состояние определяется натягом и практически не зависит от усилия прокатки. В полярной системе координат она определяется так: $40 \cdot \theta_1 \leq |\theta| \leq \pi$ и $r_1 \leq r \leq R$. На рис. 7 приведены

напряжения, построенные для её границы. Из этого графика видно, что общее радиальное (кривая 3) и радиальное от натяга (кривая 1), общее окружное (кривая 4) и окружное от натяга (кривая 2) практически совпадают. Вторая область занимает большую часть кольца, так как численное значение угла θ_1 невелико; оно имеет порядок 10^{-2} рад. Поэтому напряжённое состояние – большая часть бандажа опорного вала определяется натягом.

Третья область – это та часть кольца, которая не вошла в первую и вторую области. Для каждой точки этой области напряжённое состояние зависит как от натяга, так и от усилия прокатки.

Библиографический список

1. Расчёт на прочность в машиностроении. Т. 2 / Пономарёв С.Д., Бидерман В.Л., Лихарев К.К. и др. М.: Машгиз, 1958. 975 с.
2. Напряжения в опорном валке в плоскости, перпендикулярной его оси / Москвин В.М., Кадошников В.И., Белевская Е.Л., Данченко Е.А. // Производство проката. 2006.
3. Шевченко К.Н. Основы математических методов в теории обработки металлов давлением. М.: Высш. шк. 1970. 352 с.

УДК 621.771.25 – 422.42

А. К. Белан, Е. Л. Кандауров

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ СХЕМ ПРОКАТКИ ВЫСОКИХ ПОЛОС В ЧЕРНОВЫХ КЛЕТЯХ СОРТОВЫХ СТАНОВ

При освоении новых сортовых прокатных станов наиболее остро стоит задача выбора рациональных схем калибровки. При этом весьма эффективным может быть применение бескалибровой прокатки [1]. Однако возможности этого процесса ограничены из-за невысокой устойчивости полосы в валках. В связи с этим возникает задача по определению области применения бескалибровой прокатки, а также области применения того или иного вида ящичных калибров. Сравнение прокатки в гладких валках с прокаткой в ящичных калибрах и ящичных калибрах с защемлением может быть проведено на основе анализа устойчивости полосы в них.

Для решения задачи устойчивости высоких полос при различных схемах сортовой прокатки используем теорию устойчивости прямоугольных изотропных пластин в статической постановке [2]. Дифференциальные уравнения устойчивости такой пластины под действием внешних усилий получены Вольмиром А.С. [3] на основе теории деформации и Качановым Л.М. на основе теории пластического течения [4].

Прокатываемую полосу рассматриваем как пластину, нагруженную в её плоскости усилиями по двум противоположным сторонам (рис. 1).

В общем случае дифференциальное уравнение продольного изгиба для такой пластины имеет вид

$$\left(\frac{1}{4} + \frac{3\varphi_\kappa}{4\varphi_c} \right) \frac{\partial^4 \omega}{\partial y^4} + 2 \frac{\partial^4 \omega}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 \omega}{\partial x^4} + \frac{b\sigma_i}{D_c} \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} = 0, \quad (1)$$

где $\varphi_\kappa = \frac{E_\kappa}{E}$; $\varphi_c = \frac{E_c}{E}$; E_κ , E_c и E – соответственно касательный модуль, секущий модуль и модуль упругости, $E_\kappa = \frac{d\sigma}{d\varepsilon}$; $E_c = \frac{\sigma}{\varepsilon}$; ε – степень деформации; ω – текущая величина прогиба; σ – нормальные напряжения на контактной поверхности; b – ширина полосы; ν – коэффициент Пуассона; D_c – цилиндрическая жесткость.

$$D_c = \left[\frac{E_c b^3}{12(1-\nu^2)} \right]_{\nu=0,5} = \frac{E_c b^3}{9}. \quad (2)$$

Это уравнение вместе с граничными условиями является исходным для решения частных задач.