

УДК 621.982.44

ПРАВКА МАЛОЖЕСТКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ. ЧАСТЬ I. ОБОСНОВАНИЕ ВИДА НАГРУЖЕНИЯ И РЕЖИМОВ ПРИ ПОПЕРЕЧНОЙ ПРАВКЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ

*Зайдес С.А., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой машиностроительных технологий
и материалов (zsa@istu.edu)*

*Куанг Лэ Хонг, аспирант кафедры машиностроительных технологий
и материалов (mybo91@gmail.com)*

Иркутский национальный исследовательский технический университет
(664074, Россия, Иркутск, ул. Лермонтова, 83)

Аннотация. Для правки маложестких цилиндрических деталей типа валов и осей рассмотрены различные виды нагрузок, которые формируют разные по величине и по характеру распределения напряжения. В качестве перспективного направления можно рассматривать правку изгибом при воздействии распределенной нагрузки с последующим упрочнением заготовки способом поверхностного пластического деформирования, основанном на поперечной обкатке заготовки плоскими плитами. Целью работы является определение напряженного состояния заготовки при поперечной правке для выбора более эффективного вида нагружения и рациональных режимов обработки. В работе использован математический аппарат, основанный на законах теории упругопластического твердого тела и программный пакет Ansys Workbench. Новизной является определение эффективных методов нагружения при поперечной правке цилиндрических деталей. В результате аналитических расчетов получены величины остаточных напряжений, обеспечивающих выправление цилиндрических деталей. Остаточные напряжения, необходимые для выправления деталей, зависят от исходного прогиба, материала и размера заготовки. Напряженное состояние цилиндрических деталей определено в зависимости от вида приложения поперечных нагрузок. Напряжение изгиба для выправления вала при нагружении воздействием распределенной нагрузки меньше, чем напряжение от действия поперечной силы. Для выправления прутка диаметром 10 мм, длиной 200 мм и с исходным прогибом 0,5 мм нужно создать напряжение изгиба, равное примерно 370 МПа. Эффективным методом нагружения при поперечной правке цилиндрических деталей является изгиб при воздействии распределенной нагрузки. Получены предельные значения коэффициентов изгиба от 5,3 до 5,5 для всех случаев жесткости вала при правке поперечным изгибом и воздействии распределенной нагрузки с отношением l/L , равным 0,8. Разработанная математическая модель дает вполне достоверные значения остаточных напряжений, обеспечивающих выправление цилиндрических деталей. Аналитическая зависимость для расчетного определения величины общих прогибов и определения эффективного вида нагружения может быть рекомендована к практическому использованию в производстве для достижения прецизионной точности маложестких изделий типа валов.

Ключевые слова: правка, прогиб, остаточные напряжения, напряженное состояние, упругопластическая деформация, распределенная нагрузка.

DOI: 10.17073/0368-0797-2019-7-517-524

ВВЕДЕНИЕ

Маложесткие цилиндрические детали типа валов и осей широко применяются в сельскохозяйственной, горнорудной, автомобильной, авиационной промышленности и бытовой технике. Одной из проблем, возникающих при изготовлении таких деталей, является искажение их прямолинейной геометрической формы [1 – 6]. Традиционным способом восстановления геометрической формы искривленных деталей является правка. Большой вклад в развитие теории и технологии правки цилиндрических изделий внесли отечественные и зарубежные ученые А.П. Абрамов, Я.Д. Вишняков, А.С. Донсков, О.И. Драчев, В.Н. Емельянов, О.Ю. Коцюбинский, И.И. Манило, Г.В. Мураткин, А.З. Слоним, Н.П. Щапов, Е. Albert и другие. Однако в некоторых случаях распространенные способы правки, например изгибом или растяжением, не приносят должного результата. Известные способы правки дают временный

эффект, либо приводят к повреждению поверхности, что недопустимо при восстановлении прямолинейности деталей машин [7 – 10].

В качестве перспективного направления можно рассматривать правку поперечной обкаткой плоскими плитами как эффективный способ, в значительной степени лишенный вышеуказанных недостатков. Предлагаемый способ правки основан на использовании двух операций. Первая операция направлена на придание заготовке прямолинейной формы за счет приложения поперечной нагрузки. Вторая операция обеспечивает снижение неравномерности напряженного состояния в объеме тела и повышение качества поверхности за счет поперечной обкатки плоскими плитами.

Для поперечной правки заготовок можно использовать различные виды нагрузок, которые формируют разные по величине и по характеру распределения рабочие напряжения. Поэтому целью первой части работы является определение напряженного состояния

заготовки при поперечной правке для выбора более эффективного вида нагружения и определение рациональных режимов обработки.

Во второй части работы будут представлены условия захвата и напряженного состояния при поперечной обкатке цилиндрических деталей плоскими плитами.

СХЕМА ПРОЦЕССА ПРАВКИ

На рис. 1 представлена геометрическая модель процесса правки мало жестких цилиндрических деталей поперечной обкаткой плоскими плитами, которая состоит из нижней жестко закрепленной плиты 3 и верхней подвижной плиты 1, перемещающейся в горизонтальном направлении. Между плитами размещена заготовка 2. Нижняя плита имеет два упора 5, на которые опирается заготовка 2. Верхняя плита имеет центральный выступ 4, который используют для нагружения заготовки.

При выправлении детали осуществляются следующие этапы:

- заготовку кладут на нижнюю плиту, вогнутость заготовки при этом направлена в сторону упоров 5;
- верхняя плита опускается вниз до контакта с заготовкой 2, затем перемещается вправо на величину общего прогиба (таким образом, реализуется перегиб заготовки, необходимый для ее выправления);
- верхняя плита перемещается влево (разгрузка), заготовка принимает прямолинейную форму, верхняя плита перемещается вниз для обеспечения необходимого обжатия;
- верхняя плита перемещается влево, клиновой частью захватывает заготовку, которая поворачивается вокруг своей оси и получает пластическую деформацию по всей поверхности.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСТАТОЧНОГО НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ИСКРИВЛЕННОЙ ДЕТАЛИ

Исходная геометрия заготовки – кривой вал. Данная форма может быть следствием предварительной де-

формации и соответствовать заготовке без остаточных напряжений (после термообработки) или с остаточными напряжениями. В первом случае на процесс правки нужно наложить такое поле остаточных напряжений, которое бы выправило вал. Во втором случае, если кривизна есть результат остаточных напряжений, будем считать, что правка ликвидирует исходные остаточные напряжения и вал выправится.

В соответствии с теоремой о разгрузке Генки [11] остаточные напряжения равны разности между истинными напряжениями в упругопластическом теле и теми напряжениями, которые бы создавались в нем при предположении об идеальной упругости материала.

Точное решение задачи для линейно упрочняющегося тела (например, круглого бруса, трубы и стального листа) крайне сложно [5, 6, 12 – 14]. Поэтому решим эту задачу приближенно на основании геометрических соображений.

Предположим, что в результате определенного воздействия гладкий вал деформируется таким образом, что его геометрическая ось принимает форму дуги окружности [11, 15].

Согласно И.А. Биргеру [11], остаточное напряжение $\sigma_{ост}$ можно рассчитать по формуле

$$\sigma_{ост} = \sigma_{упр,пл} - \sigma_{упр},$$

где $\sigma_{упр}$ – упругое напряжение; $\sigma_{упр,пл}$ – упругопластическое напряжение.

Эти напряжения должны создавать момент, ликвидирующий начальную кривизну. Оценим связь между величиной прогиба $f_{исх}$, характеризующей отклонение вала от прямолинейной оси, и величиной остаточного напряжения $\sigma_{ост}$ (рис. 2).

Из рис. 2 следует, что $EF = L$ – длина заготовки, $OF = \rho$ – приведенный радиус кривизны, D – диаметр заготовки, $\Delta l = 2(AB - EF)$ – удлинение заготовки, $f_{исх}$ – величина исходного прогиба, α – угол дуги кривизны вала.

Исходный прогиб вала

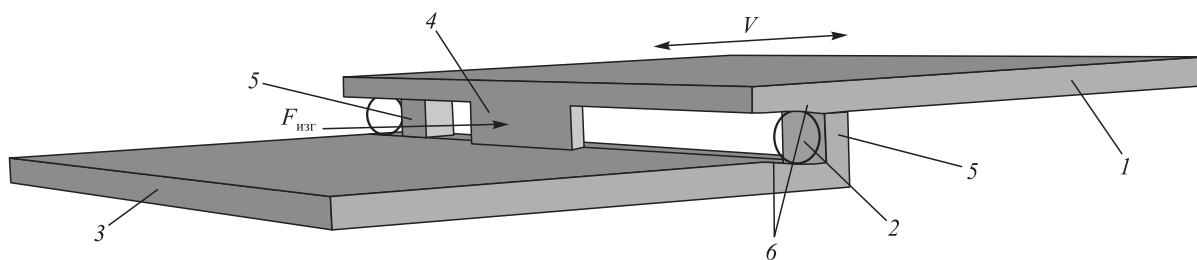


Рис. 1. Геометрическая модель процесса правки мало жестких цилиндрических деталей поперечной обкаткой плоскими плитами: 1 – подвижная верхняя плита; 2 – заготовка; 3 – неподвижная нижняя плита; 4 – выступ верхней плиты; 5 – упоры нижней плиты; 6 – клиновой участок плит

Fig. 1. Geometric model of correction of low-rigid cylindrical parts by cross cheeing by flat plates: 1 – movable top plate; 2 – billet; 3 – fixed bottom plate; 4 – protrusion of the upper plate; 5 – stops of the bottom plate; 6 – wedge section of the plates

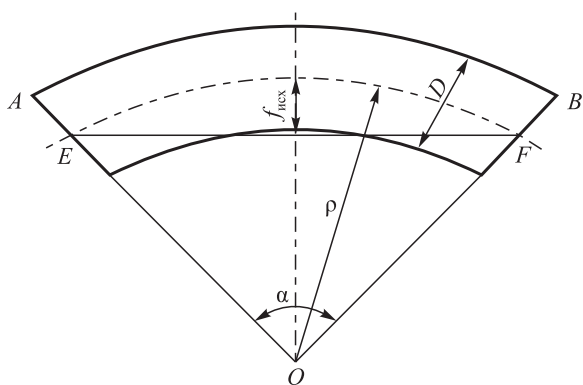


Рис. 2. Геометрия изогнутой заготовки

Fig. 2. Geometry of the bended billet

$$f_{исх} = \rho - \sqrt{\rho^2 - \left(\frac{L}{2}\right)^2}. \quad (1)$$

Согласно [11], получаем удлинение заготовки

$$\Delta l = \frac{L\sigma_{ост}}{E}, \quad (2)$$

где E – модуль упругости первого рода материала.

Имеем

$$\begin{aligned} \rho &= OB - \frac{D}{2}, \quad \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{\Delta l}{2D}, \\ OB &= \frac{AB}{2\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}, \quad AB = L + \frac{\Delta l}{2}. \end{aligned} \quad (3)$$

Из (3) получаем

$$\rho = \frac{DL}{\Delta l}. \quad (4)$$

Подставляя равенство (4) в выражение (1), имеем

$$f_{исх} = \frac{DL}{\Delta l} - \sqrt{\left(\frac{DL}{\Delta l}\right)^2 - \left(\frac{L}{2}\right)^2} = \frac{DL}{\Delta l} - \frac{DL}{\Delta l} \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta l}{2D}\right)^2}.$$

Величина $\frac{\Delta l}{2D}$ всегда значительно меньше единицы.

Воспользовавшись биномиальным разложением в ряд и отбросив все члены ряда, начиная с третьего, получим

$$\begin{aligned} \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta l}{2D}\right)^2} &= 1 - \frac{1}{2}\left(\frac{\Delta l}{2D}\right)^2 + \frac{1}{2 \cdot 4}\left(\frac{\Delta l}{2D}\right)^4 + \\ &+ \dots \approx 1 - \frac{1}{2}\left(\frac{\Delta l}{2D}\right)^2. \end{aligned}$$

Таким образом, приходим к следующему приближенному уравнению

$$f_{исх} = \frac{DL}{\Delta l} - \frac{DL}{\Delta l} \left[1 - \frac{1}{2}\left(\frac{\Delta l}{2D}\right)^2 \right] = \frac{L\Delta l}{8D}. \quad (5)$$

Подставляя равенство (2) в выражение (5), получаем

$$f_{исх} = \frac{L^2\sigma_{ост}}{8ED}. \quad (6)$$

Таким образом, чтобы ликвидировать начальный прогиб вала величиной $f_{исх}$, необходимо создать эквивалентные остаточные напряжения величиной

$$\sigma_{ост} = \frac{8EDf_{исх}}{L^2}. \quad (7)$$

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ В РЕЗУЛЬТАТЕ ОБРАТНОГО ИЗГИБА

Чтобы выправить вал поперечной нагрузкой, надо создать некоторый перегиб (обратный прогиб), который в результате разгрузки обеспечивает прямолинейность оси.

Рассмотрим напряженное состояние вала при разных видах нагружения (рис. 3). Для принятой схемы нагружения величины напряжения и прогиба вала определяются по уравнениям, представленным в работах [16 – 19].

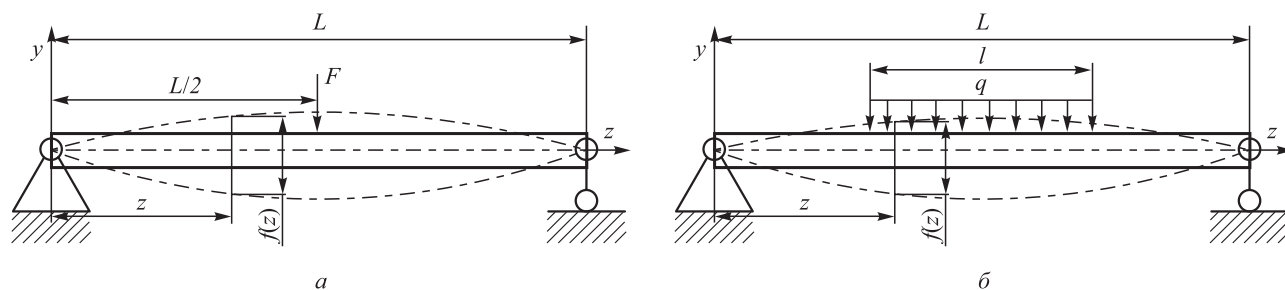


Рис. 3. Схема видов нагружения вала:

a – при действии сосредоточенной поперечной силы; b – при воздействии распределенной нагрузки

Fig. 3. Scheme of types of shaft loading:

a – at action of the concentrated cross force; b – at influence of the distributed loading

Для схемы, показанной на рис. 3, а, максимальный прогиб вала (в середине вала)

$$f_{\max} = \frac{FL^3}{48EI_x}. \quad (8)$$

Максимальное нормальное напряжение в объеме вала при действии силы (в середине вала)

$$\sigma_{\max}^F = \frac{FLR}{4I_x}. \quad (9)$$

Для выправления вала необходимо, чтобы $\sigma_{\tau} \leq \sigma_{\max}^F < \sigma_{\text{в}}$, тогда

$$\frac{4I_x \sigma_{\tau}}{LR} \leq F < \frac{4I_x \sigma_{\text{в}}}{LR}, \quad (10)$$

где σ_{τ} , $\sigma_{\text{в}}$ – предел текучести и прочности материала соответственно.

Для схемы, показанной на рис. 3, б, наибольший прогиб вала (в середине вала)

$$f_{\max} = \frac{qL^3}{48EI} \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{l}{L} \right)^2 + \frac{1}{8} \left(\frac{l}{L} \right)^3 \right]. \quad (11)$$

Максимальное напряжение изгиба при воздействии распределенной нагрузки (в середине вала)

$$\sigma_{\max}^q = \frac{qLR}{8I_x} \left(2 - \frac{l}{L} \right) = \frac{FLR}{8I_x} \left(2 - \frac{l}{L} \right). \quad (12)$$

Для выправления вала необходимо, чтобы $\sigma_{\tau} \leq \sigma_{\max}^q < \sigma_{\text{в}}$. Тогда

$$\frac{8I_x \sigma_{\tau}}{LR \left(2 - \frac{l}{L} \right)} \leq F < \frac{8I_x \sigma_{\text{в}}}{LR \left(2 - \frac{l}{L} \right)}. \quad (13)$$

Оценим напряженное состояние заготовки, возникающее при действии поперечной сосредоточенной силы и распределенной нагрузки.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ

ПРИ ПОПЕРЕЧНОЙ ПРАВКЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ

Для принятой модели поперечной правки конечные элементы находятся в условиях объемного напряженного состояния, поэтому эквивалентность напряжений и деформаций представлена для объемных элементов критерием Губера-Мизеса [20 – 24]

$$\sigma_3 = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_r - \sigma_{\phi})^2 + (\sigma_{\phi} - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2}, \quad (14)$$

где σ_r , σ_{ϕ} и σ_z – радиальное, тангенциальное и осевое напряжение соответственно.

Напряженно-деформированное состояние цилиндрического тела рассмотрено с помощью прикладной программы ANSYS Workbench [25], которая предназначена для математического моделирования различных физических процессов, используя метод конечных элементов.

Для выбора оптимального вида нагружения и оценки влияния вида нагружения на напряженно-деформированное состояние приведено моделирование на цилиндрах одинаковых диаметров D длиной L с использованием программы Ansys Workbench. Приняты следующие параметры моделирования: маложесткие цилиндрические детали из стали Ст45 диаметром 10 мм, длиной 200 мм, модуль Юнга $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, предел текучести $\sigma_{\tau} = 360$ МПа, предел прочности $\sigma_{\text{в}} = 600$ МПа, максимальный исходной прогиб $f_{\text{исх}} = 0,5$ мм.

Из условия (10) с заданными параметрами вала получены предельные значения силы изгиба для выправления этого вала

$$700 \leq F < 1200 \text{ Н}. \quad (15)$$

Из условия (13) с заданными параметрами вала получены предельные значения силы изгиба для выправления этого вала

$$800 \leq F < 1300 \text{ Н при } l/L = 0,25; \quad (16)$$

$$950 \leq F < 1490 \text{ Н при } l/L = 0,5, \quad (17)$$

где $F = ql$, q – распределенная нагрузка, Н/м; l – длина участка, на котором приложена распределенная нагрузка, м.

С помощью прикладной компьютерной программы с учетом условий (15), (16), (17) построены кривые зависимости величины остаточных прогибов после поперечной правки и кривые зависимости величины обратных прогибов при поперечном изгибе от величины силы изгиба (рис. 4).

Результаты расчетов показывают, что для выправления вала диаметром 10 мм, длиной 200 мм с исходным прогибом 0,5 мм с помощью воздействия распределенной нагрузки ($l/L = 0,5$) нужно нагрузить вал до значения общего прогиба 2,68 мм. Если прогиб будет меньше этой величины, то остаточный прогиб будет больше нуля, т. е. вал не выправится. Если прогиб будет больше 2,68 мм, то получим искривление вала в противоположном (от исходного) направлении.

Для выправления вала диаметром 10 мм, длиной 200 мм с исходным прогибом 0,5 мм нужно создать напряжение изгиба, равное ~ 370 МПа. При напряжении меньше этого значения вал будет иметь остаточный прогиб, а если напряжение превысит 370 МПа, то вал изогнется в противоположном направлении.

С помощью компьютерной программы выполнено моделирование процесса поперечной правки цилиндра с учетом условия (13). Построены кривые зави-

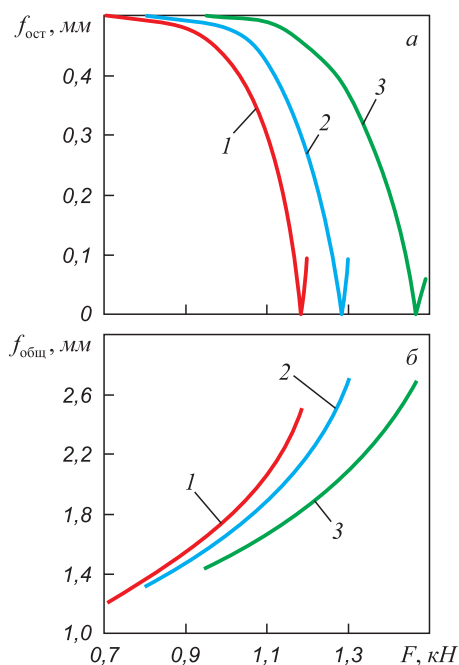


Рис. 4. Зависимость остаточных прогибов после поперечной правки (а) и обратных прогибов при поперечном изгибе (б) от силы изгиба:

1 – изгиб при действии поперечной силы; 2 – изгиб при воздействии распределенной нагрузки ($l/L = 0,25$); 3 – изгиб при воздействии распределенной нагрузки ($l/L = 0,5$)

Fig. 4. Dependence of residual deflections after cross correction (a) and dependence of the return deflections at a cross bend (б) on bend force:

1 – bend at action of cross force; 2 – bend at influence of the distributed loading ($l/L = 0.25$); 3 – bend at influence of the distributed loading ($l/L = 0.5$)

симости максимальных эквивалентных остаточных напряжений после поперечной правки от величины отношения l/L . При увеличении отношения l/L величина остаточных напряжений уменьшается. При $l/L = 0$ способ нагружения при воздействии распределенной нагрузки преобразуется в способ нагружения действием поперечной силы (по формулам (8), (9), (11), (12)). Поэтому более эффективным способом нагружения является воздействие распределенной нагрузки. Таким образом, для снижения величины остаточных напряжений в цилиндрических заготовках длина нагружающего участка с распределенной нагрузкой должна составлять 0,7 – 0,8 от длины заготовки.

На рис. 5 представлены некоторые результаты расчета остаточных напряжений в объеме заготовки при правке поперечным изгибом. Здесь ось Y совпадает с плоскостью действия силовой нагрузки.

Из рис. 5 видно, что после правки поперечным изгибом формируются неравновесные напряжения по всему объему заготовки и с течением времени форма детали может снова исказиться. Поэтому после выполнения процесса правки изгибом, необходимо дополнительно упрочнять заготовки способом поверхностного пластического деформирования, основанном на поперечной обкатке заготовки плоскими плитами.

Для оценки влияния величины обратных прогибов на изменение величины исходного прогиба вала проведены машинные опыты с цилиндрами диаметрами $D = 10, 15, 20, 25$ мм и соответствующей длиной $L = 10D, 15D, 20D, 25D$. Приняты следующие параметры моделирования: маложесткие цилиндрические

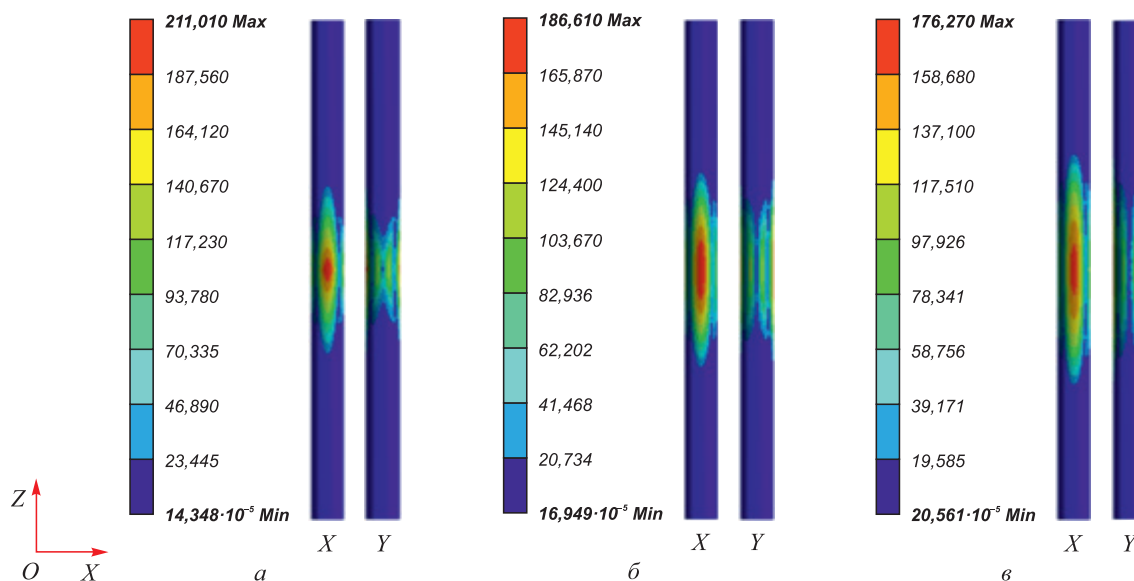


Рис. 5. Эквивалентные остаточные напряжения после правки поперечным изгибом:

а – изгиб при действии поперечной силы; б – изгиб при воздействии распределенной нагрузки ($l/L = 0,25$); в – изгиб при воздействии распределенной нагрузки ($l/L = 0,5$)

Fig. 5. Equivalent residual tension after correction by cross bend:

а – bend at action of cross force; б – bend at influence of the distributed loading ($l/L = 0.25$); в – bend at influence of the distributed loading ($l/L = 0.5$)

детали из стали Ст45; модуль Юнга $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; предел текучести $\sigma_T = 360$ МПа; предел прочности $\sigma_B = 600$ МПа. Правка выполнена поперечным изгибом при воздействии распределенной нагрузки на цилиндрические образцы с величиной отношения $l/L = 0,8$. Если максимальная величина исходного прогиба вала будет превышать критическое значение, то для выправления детали потребуется величина обратного прогиба, при котором напряжения будут превышать предел текучести или предел прочности материала. Таким образом, при значительном искривлении вала правка обратным изгибом может привести либо к большим локальным деформациям, либо к разрушению валов.

Результаты машинных экспериментов представлены в таблице. Зная диаметр D , жесткость L/D и величину исходного прогиба $f_{исх}$, можно определить величину общего прогиба, который обеспечивает полное выправление заготовки.

Зависимость между исходным $f_{исх}$ и общим $f_{общ}$ прогибом можно представить в виде:

$$f_{общ} = \xi f_{исх}, \quad (18)$$

где ξ – коэффициент изгиба.

По данным таблицы и по формуле (18) построены графики зависимости коэффициента изгиба ξ от величины диаметра и жесткости заготовки при поперечной правке (рис. 6).

Для условий данного эксперимента получены предельные значения коэффициентов изгиба от 5,3 до 5,5 для всех случаев жесткости вала при правке поперечным изгибом распределенной нагрузкой с отношением l/L , равным 0,8.

Выводы

Получена аналитическая зависимость для расчетного определения величины эквивалентных остаточных напряжений, обеспечивающих выправление цилиндрических деталей. Эти остаточные напряжения зависят от материала, диаметра и жесткости заготовки.

Дана оценка напряженного состояния цилиндрических деталей в зависимости от вида приложения попе-

речной нагрузки. Напряжение изгиба для выправления вала при нагружении воздействием распределенной нагрузки (368 МПа) меньше, чем напряжение от действия поперечной силы (373 МПа) (при выправлении вала диаметром 10 мм, длиной 200 мм с исходным прогибом 0,5 мм).

Определены остаточные напряжения в зависимости от вида поперечной нагрузки при правке. Эквивалентное остаточное напряжение на поверхности детали после поперечной правки при нагружении распределенной нагрузкой ($l/L = 0,5$) меньше, чем от действия поперечной силы на 35 МПа, а максимальное эквивалентное остаточное напряжение меньше в 1,64 раз. При нагружении распределенной нагрузкой и увеличении отношения l/L величина остаточного эквивалентного напряжения уменьшается, также снижается неравномерность распределения по сечению.

Установлена эффективность использования распределенной нагрузки по сравнению с сосредоточенной при поперечной правке. Определено оптимальное соотношение l/L , равное 0,8. Полученные значения коэффициентов изгиба для расчетов величины общих прогибов

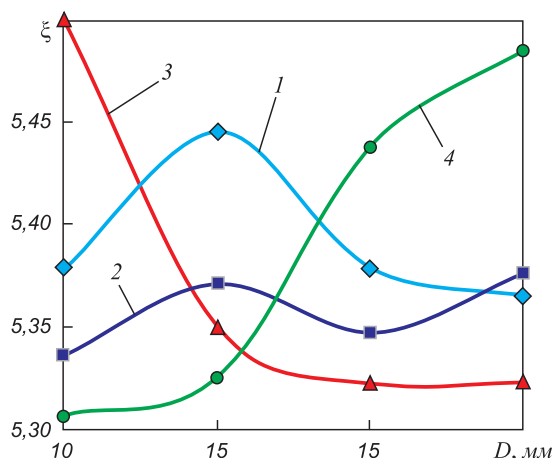


Рис. 6. Зависимость коэффициента изгиба от величины диаметра и жесткости заготовки при поперечной правке, L/D : 1 – 10; 2 – 15; 3 – 20; 4 – 25

Fig. 6. Dependence of bend coefficient on diameter and rigidity of the billet at cross correction, L/D : 1 – 10; 2 – 15; 3 – 20; 4 – 25

Результаты влияния величины общего прогиба на изменение исходного прогиба вала

Results of the influence of general deflection on change of an initial deflection of a shaft

L/D	D, мм							
	10		15		20		25	
	$f_{исх}$, мм	$f_{общ}$, мм	$f_{исх}$, мм	$f_{общ}$, мм	$f_{исх}$, мм	$f_{общ}$, мм	$f_{исх}$, мм	$f_{общ}$, мм
10	0,150	0,810	0,225	1,230	0,300	1,610	0,375	2,010
15	0,375	2,000	0,500	2,680	0,675	3,610	0,840	4,510
20	0,540	2,970	0,900	4,790	1,200	6,380	1,500	7,980
25	0,937	4,970	1,400	7,450	1,800	9,790	2,180	11,950

можно рекомендовать для практического использования в производстве для достижения прецизионной точности при правке маложестких деталей типа валов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Бубнов А.С., Зайдес С.А. Особенности правки маложестких стержневых изделий // Сб. «Повышение эффективности технологической подготовки машиностроительного производства». – Иркутск: ИрГТУ, 2002. С. 149 – 152.
- Sjogren C. Choosing the right wire straightener for specific applications // Euro Wire. November 2001.
- Мурашкин Г.В., Катова И.В. Математическая модель процесса правки деталей методом поверхностного пластического деформирования с предварительным изгибом заготовки // Обработка металлов давлением. 2004. № 6. С. 27 – 31.
- Zaides S.A., Nguyen K.V. Influence of surface plastic deformation on the flexural rigidity of shafts // Russian Engineering Research. 2016. Vol. 36. No. 12. P. 1008 – 1011.
- Shinkin V.N. Springback coefficient of the main pipelines' steel large-diameter pipes under elastoplastic bending // CIS Iron and Steel Review. 2017. Vol. 14. P. 28 – 33.
- Baier W., Zusset A. Straightening technology and machine. – Germany. December, 2001.
- Манило И.И., Тютрин С.Г., Городских А.А. и др. Повышение точности ориентации валов с дефектами поверхности при их правке на прессах // Сб. «Инновации и исследования в транспортном комплексе». – Курган: Курганстальмост, 2013. С. 86 – 87.
- Avent R.R., Mukai D.J., Robinson P.F. Heat straightening rolled shapes // Journal of Structural Engineering. 2000. Vol. 126. No. 7. P. 755 – 763.
- Witels A. The Straightening System: an Indispensable Process for the Production of Wire Materials. – Germany: Albert Witels, January, 2003.
- Zaides S.A., Gorbunov A.V. Improvement of low-rigidity shafts by centrifugal rolling // Russian Engineering Research. 2016. Vol. 36. No. 3. P. 213 – 217.
- Биргер И.А. Остаточные напряжения. – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1963. – 232 с.
- Шинкин В.Н. Расчет параметров листогибочных несимметричных трехвалковых вальцов при производстве стальных труб // Изв. вуз. Черная металлургия. 2017. Т. 60. №. 4. С. 285 – 291.
- Шинкин В.Н. Расчет кривизны стального листа при правке на восьмироликовой машине // Черные металлы. 2017. №. 2. С. 46 – 50.
- Avent R.R., Mukai D.J., Robinson P.F. Heat straightening rolled shapes // Journal of Structural Engineering. 2000. Vol. 126. No. 7. P. 755 – 763.
- Мрочек Ж.А., Макаревич С.С., Кожуро Л.М. и др. Остаточные напряжения. – Минск: Технопринт, 2003. – 316 с.
- Беляев Н.М. Соппротивление материалов. – М.: Наука, 1976. – 608 с.
- Романова О.Г., Драчев А.О. Расчет технологических режимов при холодной правке валов изгибом // Известия Волгоградского государственного технического университета. Серия Прогрессивные технологии в машиностроении. Вып. 4. 2008. № 9 (47). С. 99 – 102.
- Зайдес С.А., Ван Хуан Н. Влияние параметров процесса калибровки на изгибную жесткость стальных прутков. Часть 1. Определение остаточных напряжений в калиброванных прутках // Изв. вуз. Черная металлургия. 2017. Т. 60. №. 11. P. 870 – 876.
- Громов Н.П. Теория обработки металлов давлением. – М.: Металлургия, 1978. – 360 с.
- Walton H.W. Deflection methods to estimate residual stress. Handbook of residual stress and deformation of steel // ASM International 2002. ISBN: 0-87170-729-2. P. 89 – 98.
- Young B., Lui W.M. Behavior of cold-formed high strength stainless steel sections // Journal of Structural Engineering, ASCE. 2005. Vol. 131. No. 11. P. 1738 – 1745.
- DeWald A.T. Measurement and modelling of laser peening residual stresses in geometrically complex specimens. PhD Thesis. Davis, USA: University of California; 2005.
- Lee H.T., Hsu F.C. Feasibility evaluation of EDM hole drilling method for residual stress measurement // Mater. Sci. Technol. 2003. Vol. 19. No. 9. P. 1261 – 1265.
- Jahromi B.H., Nayeb-Hashemi H., Vaziri A. Elasto-plastic stresses in a functionally graded rotating disk // Journal of Engineering Materials and Technology, Transactions of the ASME. 2012. Vol. 134. No. 2. P. 021004 1 – 11.
- Chen X., Liu Y. Finite Element Modeling and Simulation with ANSYS Workbench. CRC Press, 2014. – 411 p.

Поступила в редакцию 11 апреля 2018 г.

После доработки 4 июня 2019 г.

Принята к публикации 20 июня 2019 г.

IZVESTIYA VUZOV. CHERNAYA METALLURGIYA = IZVESTIYA. FERROUS METALLURGY. 2019. VOL. 62. NO. 7, pp. 517–524.

STRAIGHTENING OF LOW-RIGID CYLINDRICAL DETAILS. PART I. JUSTIFICATION OF THE TYPE OF LOADING AND MODES AT TRANSVERSE STRAIGHTENING

S.A. Zaides, Kuang Le Khong

Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, Russia

Abstract. For straightening of low-rigid cylindrical details like shaft and axes different types of loadings are considered which form tension different in size and in distribution. As the perspective direction, it is possible to consider correction by a bend at the influence of the distributed loading with the subsequent hardening of a billet by superficial plastic deformation based on a cross cheeing of it by flat plates. Purpose of the work was to define tension of the billet at cross correction for the choice of more effective type of loading and processing rational modes. The mathematical apparatus was used based on laws of the theory of an elastoplastic solid and Ansys Workbench software package. Novelty is the research of effective methods of loading at cross correction of cylindrical details. As a result of analytical calculations, value of

the residual tension providing correction of cylindrical details was determined. Residual tension necessary for correction of cylindrical details depends on an initial deflection, material and preparation rate. Tension of cylindrical details was defined depending on a type of the application of cross loadings. Bend tension for correction of a shaft at distributed loading is less, than tension from action of cross force. For correction of a shaft with a diameter of 10 mm, 200 mm long and an initial deflection of 0.5 mm it is necessary to create bend tension equal to about 370 MPa. An effective method of loading at cross correction of cylindrical details is the bend at influence of the distributed loading. The received extreme values of bend coefficients are from 5.3 to 5.5 for all cases of shaft rigidity at correction by cross bend at distributed loading with l/L relation equal to 0.8. The developed mathematical model gives quite reliable values of the residual tension providing correction of cylindrical details. The analytical dependence for determination of the size of general deflections and definition of an effective loading

type can be recommended for practical use in production for achievement of precision accuracy of low-rigid details like shaft.

Keywords: straightening, deflection, residual stresses, stresses state, elasto-plastic deformation, distributed loading.

DOI: 10.17073/0368-0797-2019-7-517-524

REFERENCES

1. Bubnov A.S., Zaides S.A. Features of correction of low-rigid rod products. In: sb.: *Povyshenie effektivnosti tekhnologicheskoi podgotovki mashinostroitel'nogo proizvodstva* [Improving of efficiency of technological preparation of machine-building production]. Irkutsk: IrGTU, 2002, pp. 149–152. (In Russ.).
2. Sjogren C. Choosing the right wire straightener for specific applications. *Euro Wire*. November 2001.
3. Muratkin G.V., Katova I.V. Mathematical model of the process of details correction by the method of surface plastic deformation with the preliminary bending of the billet. *Obrabotka metallov davleniem*. 2004, no. 6, pp. 27–31. (In Russ.).
4. Zaides S.A., Nguyen K.V. Influence of surface plastic deformation on the flexural rigidity of shafts. *Russian Engineering Research*. 2016, vol. 36, no. 12, pp. 1008–1011.
5. Shinkin V.N. Springback coefficient of the main pipelines' steel large-diameter pipes under elastoplastic bending. *CIS Iron and Steel Review*. 2017, vol. 14, pp. 28–33.
6. Baier W., Zusset A. *Straightening technology and machine*. Germany: December, 2001.
7. Manilo I.I., Tyutrin S.G., Urban A.A. etc. Improving the accuracy of the orientation of the shafts with surface defects at their correction at presses. In: sb.: *Innovatsii i issledovaniya v transportnom komplekse* [Innovations and researches in the transport complex]. Kurgan: Kurganstal'most, 2013, pp. 86–87. (In Russ.).
8. Avent R.R., Mukai D.J., Robinson P.F. Heat straightening rolled shapes. *Journal of Structural Engineering*. 2000, vol. 126, no. 7, pp. 755–763.
9. Witels A. *The Straightening System: an Indispensable Process for the Production of Wire Materials*. Germany: Albert Witels, January, 2003.
10. Zaides S.A., Gorbunov A.V. Improvement of low-rigidity shafts by centrifugal rolling. *Russian Engineering Research*. 2016, vol. 36, no. 3, pp. 213–217.
11. Birger I.A. *Ostatochnye napryazheniya* [Residual stresses]. Moscow: Gosudarstvennoe nauchno-tekhnicheskoe izdatel'stvo mashinostroitel'noi literatury, 1963, 232 p. (In Russ.).
12. Shinkin V.N. Calculation of parameters of the asymmetrical three-roller sheet-bending rolls in steel pipes production. *Izvestiya Ferrous Metallurgy*. 2017, vol. 60, no. 4, pp. 285–291.
13. Shinkin V.N. Calculation of steel sheet's curvature for its flattening in the eight-roller straightening machine. *Chernye Metally*. 2017, no. 2, pp. 46–50. (In Russ.).
14. Avent R.R., Mukai D.J., Robinson P.F. Heat straightening rolled shapes. *Journal of Structural Engineering*. 2000, vol. 126, no. 7, pp. 755–763.
15. Mrochek Zh.A., Makarevich S.S., Kozhuro L.M., Pashkevich M.F., Il'yushchenko A.F. *Ostatochnye napryazheniya* [Residual stresses]. Minsk: Tekhnoprint, 2003, 316 p. (In Russ.).
16. Belyaev N.M. *Soprotivlenie materialov* [Strength of materials]. Moscow: Nauka, 1976, 608 p. (In Russ.).
17. Romanova O.G., Drachev A.O. Calculation of technological modes for cold correction of shafts by bending. *Izvestiya Volgogradskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta (Ser. Progressivnye tekhnologii v mashinostroenii. Issue 4)*. 2008, vol 47, no. 9, pp. 99–102. (In Russ.).
18. Zaides S.A., Van Khuan N. Influence of parameters of the calibration process on bending stiffness of steel rod. Part 1. Determination of residual stresses in the calibrated rod. *Izvestiya. Ferrous Metallurgy*. 2017, vol. 60, no. 11, pp. 870–876. (In Russ.).
19. Gromov N.P. *Teoriya obrabotki metallov davleniem* [Theory of metal forming]. Moscow: Metallurgiya, 1978, 360 p. (In Russ.).
20. Walton H.W. Deflection methods to estimate residual stress. Handbook of residual stress and deformation of steel. *ASM International*. 2002. ISBN: 0-87170-729-2. pp. 89–98.
21. Young B., Lui W.M. Behavior of cold-formed high strength stainless steel sections. *Journal of Structural Engineering, ASCE*. 2005, vol. 131, no. 11, pp. 1738–1745.
22. DeWald A.T. *Measurement and modelling of laser peening residual stresses in geometrically complex specimens*. PhD Thesis. Davis, USA: University of California, 2005.
23. Lee H.T., Hsu F.C. Feasibility evaluation of EDM hole drilling method for residual stress measurement. *Mater. Sci. Technol*. 2003, vol. 19, no. 9, pp. 1261–1265.
24. Jahromi B.H., Nayeb-Hashemi H., Vaziri A. Elasto-plastic stresses in a functionally graded rotating disk. *Journal of Engineering Materials and Technology, Transactions of the ASME*. 2012, vol. 134, no. 2, pp. 021004 1–11.
25. Chen X., Liu Y. *Finite Element Modeling and Simulation with ANSYS Workbench*. CRC Press, 2014, 411 p.

Information about the authors:

S.A. Zaides, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Chair “Engineering Technology and Materials” (zsa@istu.edu)

Kuang Le Khong, Postgraduate of the Chair “Engineering Technology and Materials”

Received April 11, 2018

Revised June 4, 2019

Accepted June 20, 2019