

певна річ, $P_i \left(\left(X_1, \dots, X_{\mu(1)}, X_{\mu(1)+1}, \dots, X_m \right) \right) = \beta_1^i, \quad i = \overline{1, \mu(1)}.$

Тут $q_1 \left(\left(X_1, \dots, X_{\mu(1)}, X_{\mu(1)+1}, \dots, X_m \right) \right) = \left(P_{\mu(1)+1}(Y), \dots, P_m(Y) \right),$ де

$Y = \left(X_1, \dots, X_{\mu(1)}, X_{\mu(1)+1}, \dots, X_m \right).$

Зрозуміло, що після скінченного числа цих редукцій ми і встановимо розв'язок задачі (2) і (5).

Заклучний висновок. Отриманий вище результат безумовно буде затребуваний при проектуванні графових структур, де у прийнятті рішень присутній фактор нечіткості.

Список літератури: 1. *Вісс.Гр.Клименко.* Багатокритеріальне математичне проектування. / *Вісс.Гр.Клименко.* – Харків: Майдан, 2010. – 488 с.

Надійшла до редакції 4.4.2011

УДК 621.7

В.Т. ЛЕБЕДЬ, канд. техн. наук, ведучий конструктор КУ ПМО АО „НКМЗ”, Краматорск

ПРОДЛЕНИЕ СРОКА ЭКСПЛУАТАЦИИ КРУПНОГАБАРИТНЫХ ИЗДЕЛИЙ

На підставі аналізу статистичних даних і системного підходу до оцінки якості відновлюваних великогабаритних виробів на прикладі вибору способу відновлення вальцювальних валків установлена ймовірність їхньої безвідмовної роботи в процесі наступної експлуатації. Наведено розрахункову схему міцнісних показників відновлених прокатних валків. Додатково визначений рівень реалізації процесів відновлення залежно від форми переділу демонтованих виробів.

На основании анализа статистических данных и системного подхода к оценке качества восстанавливаемых крупногабаритных изделий на примере выбора способа возобновления вальцовочных валков установлена вероятность их безотказной работы в процессе следующей эксплуатации. Приведена расчетная схема мицнісних показателей возобновленных прокатных валков. Дополнительно определен уровень реализации процессов возобновления в зависимости от формы передела демонтированных изделий.

Based on analysis of statistical data and system approach to evaluation of reconditioned large-sized products quality by the example of procedure selection for rolling mill rolls reconditioning there has been determined the probability of their failure-free operation during at the next following operational process. Design model of reconditioned rolls' strength characteristics is given. In addition the level of reconditioning processes realization is determined depending on dismantled items' rework type.

Введение. Общеизвестно [1], что до одной трети объема производства ряда предприятий тяжелого машиностроения, таких как НКМЗ, УЗТМ, Ижорские заводы, составляют составные крупногабаритные изделия горнорудного, металлургического, прокатного, кузнечно-прессового и подъемно-транспортного оборудования, в число которых входят: обандаженные зубчатые колеса, валки, универсальные шпиндели прокатных клетей и др.

Содержание проблемы. В большинстве случаев крупногабаритные изделия после отработки номинального ресурса по рабочей поверхности имеют незначительный объемный износ по этим поверхностям (до 0,5 % от своей общей массы). Перевод выработавших номинальный ресурс таких изделий во вторичное сырье в своей основе нецелесообразен, поскольку их состояние таково, что позволяет рассматривать вопрос их повторного использования после восстановления [2].

Реализация процессов восстановления отработавших ресурс по рабочей поверхности крупногабаритных (более 20 т) изделий при их повторном использовании, в частности, прокатных валков массой 20 т и более, позволяет значительно расширить диапазон их «жизненного цикла» эксплуатации за счет вторичного использования демонтированных охватывающих и охватываемых деталей: например, в качестве деталей – заготовок. Целесообразно применение также моноблочных изделий в качестве охватываемых деталей-заготовок под составное конструктивное исполнение для равновеликих (или меньших) типоразмеров восстанавливаемых изделий.

Анализ последних исследований и публикаций. Накопленный опыт многократного использования моноблочных прокатных валков, например, [3] и осей составных валков на ряде предприятий Украины, России, Японии, США и других стран внес существенный вклад в дальнейшее развитие этого ресурсосберегающего направления на металлургических комбинатах и заводах тяжелого машиностроения.

Определение готовности к повторному использованию демонтированных деталей (охватывающих и охватываемых) крупногабаритных прокатных валков, устанавливается по их внешнему состоянию, качеству наружных поверхностей и соответствия геометрических параметров технической документации, а также путем их оценки по критериям прочности с учетом усталостных напряжений.

Постановка задачи. Целью статьи является определение надежности восстанавливаемых крупногабаритных изделий на примере прокатных валков и оценка их уровня восстановления в зависимости от формоизменения повторноиспользуемых демонтированных охватывающих и охватываемых деталей. Рассмотрение этих вопросов является актуальной задачей, позволяющей прогнозировать ресурс эксплуатации деталей и оптимизировать выбор процесса восстановления указанных изделий.

Изложение основного материала. Известно [4], что при эксплуатации составных прокатных валков вследствие динамических процессов их работы в клетях и проявления фреттинг-процессов на контактирующих поверхностях в охватываемых и охватывающих деталях в этих изделиях происходит снижение уси-

лия их распрессовки, влекущее смещение банджа вдоль оси валка. Дальнейшее развитие фреттинг-процессов (износа, усталости) негативно сказывается на надежности работы крупногабаритных составных валков вследствие снижения сцепления охватывающих и охватываемых деталей, и содействует возникновению усталостного разрушения осей валков (рис.1, а). При этом для охватывающих деталей характерно проявление хрупкого разрушения (рис.1, б).



Рис. 1. Охватываемая и охватывающая детали составного изделия и основные виды их разрушения: оси валка (а) и банджа (б)

С учетом проведенных исследований и выполненных теоретических разработок скорректирована методика оценки долговечности составного прокатного валка, которая базируется на критериях, позволяющих прогнозировать срок службы этих изделий. К таким показателям следует отнести фреттинг-усталостную прочность оси валка и прочность соединения его с банджом термовоздействием с натягом.

При этом выполняются теоретические расчеты циклов нагружения рассматриваемых прокатных валков (после отработки ими ресурса по рабочей поверхности) на предмет их состояния по усталостным напряжениям и циклам нагружения.

Исходя из базового цикла нагружений изделия, остаточный ресурс охватываемой детали без проведения комплекса восстановительных технологических процессов (как-то: термической обработки, накатки наружной посадочной поверхности оси валка и более радикальный – переков детали-заготовки

¹ Приведены преобладающие по значимости виды разрушения. Выкрошка рабочей поверхности банджа, осевое его смещение относительно оси валка в представленных материалах не приведены

на меньший типоразмер [5, 6]) в большинстве случаев недостаточен для расширения диапазона многократного использования осей валков.

При этом расчет указанных изделий строится по схеме, предусматривающей теоретическое определение их прогнозируемого остаточного числа циклов нагружения, которое составляет: $N = N_{\sigma} \left(\frac{\sigma_{-1K}}{\sigma_{np}} \right)^6$, где σ_{np} – приведенные напряжения [7, 8].

При исследовании статистических данных по наработкам крупногабаритных составных опорных валков толстолистовых прокатных станов типа 3000...3600 установлено, что определяющим моментом в обеспечении долговечности работы указанных изделий является временной период их эксплуатации (по числу циклов нагружения) и периодичность их ввода/вывода из клетей главной линии стана. Согласно оценке, величина наработки на один миллиметр толщины рабочего слоя валка колеблется в

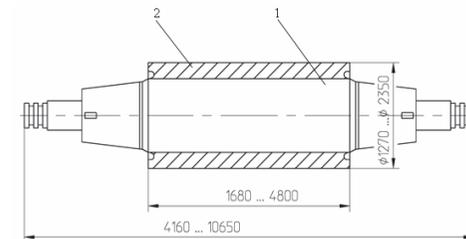


Рис. 2. Базовая конструкция крупногабаритного составного прокатного валка

достаточно широком диапазоне от 39000 т/мм до 43000 т/мм при отработанных циклах нагружения 3400000 ...5500000 и 6700000 ... 7300000, соответственно. Например, на стане 3600 опорный валок № 4 за весь свой ресурс эксплуатации по рабочей поверхности был задействован в прокатке металла суммарным объемом в 3,34685 млн.т., а валок № 8 - 4,206555 млн.т., соответственно, при усилении прокатки до 4600 тс.

Исходя из обобщенной фабрикации по прокатываемому металлу на толстолистовом стане (табл. 1) было определено приведенное число циклов нагружения для рассматриваемых опорных валков.

Таблица 1

Фабрикация прокатываемого металла на толстолистовом стане (обобщенные данные)

Толщина листа (плиты), мм	20	40	60	100
Доля сортамента от общего объема, %	40	10	20	30
Масса листа (плиты), т	6	9	12	22
Приведенное число циклов нагружения	20	18	12	12

Допустимый предел выносливости оси валка определяется как $[\sigma_{-1K}] = (1 - \Delta_D) \sigma_{-1}$, где Δ_D – коэффициент, учитывающий масштабный фак-

тор, определяется как

$$\Delta_D = \frac{(D/d_o) - 1}{1,236[(D/d_o) - 1] + 0,0456 \times [(0,013\alpha_{np} + 0,3067)/(1,013\alpha_{np} + 0,6933)] \times [65,7 + 53,5(D/d_o)]}$$

где D – наибольший диаметр расчетного сечения оси валка; d_o – диаметр стандартного образца; α_{np} – приведенный коэффициент концентрации; σ_{-1} – предел выносливости.

Анализ полученных значений по вышеуказанным зависимостям позволил сделать вывод о дееспособности осей крупногабаритных валков дополнительно отработать еще один ресурс эксплуатации. Известно [3], что согласно расчетам кратности использования осей составных опорных валков [3] с учетом их усталости и напряжений в процессе сборки бандажа и оси валка, напряжения от натяга уменьшают усталостную прочность охватываемой детали до (4,27...4,68) раза. Вероятность использования осей составных валков на ОАО „Магнитогорский металлургический комбинат“ согласно [3] составляет для станов горячей прокатки до 3 раз, а для аналогичных осей валков станов холодной прокатки – до 4 раз.

На основании проведенных исследований работоспособности этих изделий уточнена и скорректирована методика оценки их надежности и долговечности, которая позволяет с достаточно высокой степенью вероятности прогнозировать срок службы восстанавливаемых изделий. Основные положения вышеупомянутой методики строятся на критериях, характеризующих нагрузочную способность таких валков, как-то: по фреттинг-усталостной прочности оси, прочности соединения с натягом сопрягаемых деталей и хрупкой прочности охватывающей детали (бандажа).

При этом прогнозируемая долговечность восстановленных валков формируется комплексом показателей надежности, определяемых:

- при соединении с натягом охватываемой и охватывающей деталей и устанавливаемых с учетом коэффициента запаса прочности и вероятности безотказной работы по критериям их прочности и сцепления;
- по посадочным сопрягаемым поверхностям охватывающей и охватываемой деталей и устанавливаемых с учетом коэффициентов вариации интенсивности фреттинг-износа, вариации охватываемой детали и среднего значения коэффициента запаса интенсивности фреттинг-износа;
- по критерию фреттинг-усталости оси валка, определяемому с помощью коэффициента вариации предела фреттинг-усталости v_F и базирующегося на коэффициентах вариации плавок металла, масштабного фактора и эффективного коэффициента концентрации.

Предел фреттинг-усталости оси σ_{-1F} определялся через

$$\sigma_{-1F} = \sigma_{-10} \left[1 - \left(K_{IP,\tau} / \Delta K_{th} \right) \right] \text{ или } \sigma_{-1F} = \sigma_{-10} K_{\sigma_F}$$

где σ_{-10} – предел выносливости оси валка.

По критерию хрупкой прочности охватывающей детали, устанавливаемому с учетом коэффициентов вариации величины дефекта v_{lo} , интенсивности напряжений v_{kl} и окружающих растягивающих напряжений v_{op} , определялась прочность бандажа.

Вероятность P безотказной работы восстановленного валка массой 116 т согласно выполненным расчетам соответствует:

$$P = P_c \times P_h \times P_F \times P_{kl} \times P_{nf} = 0,940$$

Отсутствие ряда необходимых характеристик материалов оси валка и бандажа, в частности, $K_{IC}, K_{th}, \sigma_{OH}, l_o, \bar{Q}, v_Q, v_P$ для охватывающей детали и, соответственно, $\sigma_{-1}, K_{th}, K_{IC}, \sigma_{OH}$ – для охватываемой, а также параметров C_o, m уравнения Пэриса повлекло установление коэффициента P_{nf} . Обеспечение повышения точности расчета надежности восстановленного прокатного валка возможно при выполнении большого объема экспериментальных исследований по установлению вышеуказанных характеристик.

Величины участков зон совместной деформации охватываемых и охватывающих деталей составных валков в процессе их эксплуатации уменьшаются в результате износа посадочных поверхностей этих деталей, что приводит к естественному снижению усилия распрессовки Q_p . При этом возрастает вероятность смещения бандажа по оси валка относительно базового их положения (возникают условия распрессовки указанных деталей).

Долговечность (гамма-процентный ресурс) составного прокатного валка оценивалась при обеспечении заданной вероятности сохранения работоспособности по критерию нераскрытия соединения охватываемой и охватывающей деталей по соответствующим дискретным значениям циклов нагружения N_i , зонам сцепления и величинам Q_{lim} .

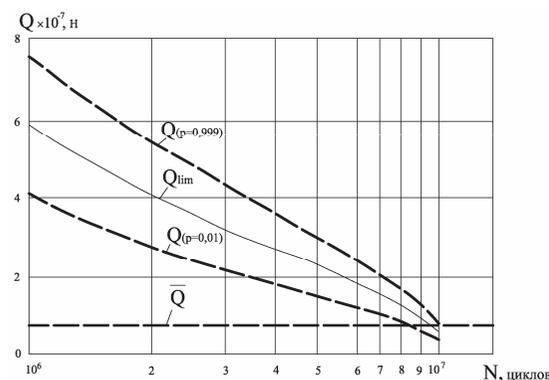


Рис. 3. Гамма-процентный ресурс составного прокатного валка

Исходя из анализа графика γ -процентного ресурса (рис. 3), установлено, что с увеличением числа циклов нагружений от 10^6 до 5×10^6 , усилие распрессовки уменьшается до 2,5 раз. Прогнозируемый порог появления начала процесса распрессовки составного валка наиболее вероятен после $(8...10) \times 10^6$ циклов нагружения.

При комплексном теоретическом исследовании работоспособности составных прокатных валков стана 3000 был выполнен анализ прочности валков по трем вариантам различного изменения линейного натяга:

- 1 - максимальный натяг на горизонтальном участке в центре бочки оси валка равен $\delta_{\max} = 1,75$ мм, минимальный натяг на горизонтальном участке края посадочной поверхности $\delta_{\min} = 0,8$ мм;
- 2 - отличается в изменении формы кромок в области сочленения параллельных и наклонных образующих оси валка на плавные криволинейные поверхности [6] при общей аналогии с вариантом 1;
- 3 - максимальный натяг на горизонтальном участке в центре бочки оси валка равен $\delta_{\max} = 1,53$ мм, минимальный натяг на горизонтальном участке края посадочной поверхности $\delta_{\min} = 1,1$ мм.

Таблица 2

Характер изменения зоны сцепления охватываемой и охватывающей деталей крупногабаритного составного прокатного валка. Результаты теоретических изысканий

Наименования установленных величин	Основные стадии отработки составного изделия				
	I	II	III	IV	V
Цикл нагружения N_i	10^6	2×10^6	3×10^6	4×10^6	5×10^6
Зона сцепления a_i , мм	1760	1120	920	820	720
Усилия сцепления Q , Н	$5,87 \times 10^7$	$3,73 \times 10^7$	$3,07 \times 10^7$	$2,73 \times 10^7$	$2,4 \times 10^7$

Установлено, что минимальные окружные напряжения на торце бандажа σ_t гарантируются при изменении величины натяга у края в сторону их уменьшения (варианты 1 и 2). Поскольку при исполнении профиля по варианту 1 в центральной части посадочной поверхности находится пик контактных давлений, то исходя из прочности бандажа, более целесообразным является исполнение профиля посадочной поверхности по варианту 2. С учетом статистических данных параметров зон фреттинг-процессов было выполнено корректирование расчета на фреттинг-усталость оси валка. Это позволило установить, что исполнение изделий по вариантам 2 и 3 имеют практически равнозначный предел фреттинг-усталости оси валка. Определено, что значения изгибающих напряжений являются наименьшими при реализации исполнения по варианту 3, несмотря на наибольшие давления в зоне проскальзывания охватывающей детали относительно охватываемой.

Теоретические исследования и промышленное изучение процесса эксплуатации составных прокатных валков подтверждают снижение силы распрессовки Q_p охватываемых и охватывающих деталей и накопление усталост-

ных напряжений в осях валков (табл. 2). При повторном использовании указанных изделий отмечается целесообразность прогнозирования работоспособности по установлению усилия распрессовки Q_p .

В качестве примера приведен крупногабаритный составной прокатный валок (табл. 3), имеющий следующие геометрические параметры при соответствующих физико-механических показателях.

Характеристика изделия и основные его показатели: $P = 5 \times 10^7$ Н – усилие прокатки; $D = 2100$ мм – наружный диаметр бандажа; $d = 1535$ мм – диаметр посадочной поверхности; $D_1 = 250$ мм – диаметр осевого отверстия в оси валка; $l = 2960$ мм – длина бочки валка; $l_{ш} = 860$ мм – длина шейки валка; $\Delta = 1,600 \dots 1,725$ мм – диапазон распределения величины натяга по длине посадочной поверхности; $t_{e(E)} = 0,125 (0,05)$ мм – допуск на отклонение размера оси валка (внутреннего диаметра бандажа); $\bar{N} = 1,625$ мм; $N_{\max(\min)} = 1,725(1,600)$ мм – максимальный (минимальный) натяг; $\bar{\Delta}_{\max} = 0,080$ мм – максимальное смещение бандажа относительно оси в начале участка проскальзывания; $a = 720$ мм – зона совместимости деформации оси и бандажа, определяемая по МКЭ; $\bar{P}_{E,F} = 576$ МПа – эквивалентное давление в зоне контакте оси валка и бандажа при фреттинге; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости оси и бандажа; $H_1 = (400 \dots 550)$ НВ – твердость бандажа; $H_2 = (230 \dots 280)$ НВ – твердость оси валка; $l_d = (5 \dots 25)$ мм – величина дефекта в бандаже; $\sigma_{-1} = 300$ МПа – среднее значение предела выносливости; $\sigma_{ic} = 115$ МПа – окружные растягивающие напряжения на срединной окружности в центре бандажа; $\sigma_{юН} = 400$ МПа – остаточные напряжения в центре бандажа; $\Delta K_{th} = (8 \dots 10)$ МПа \sqrt{M} – пороговое значение КИН материала оси; $K_{ic} = (80 \dots 120)$ МПа \sqrt{M} – критическое значение КИН материала бандажа; $K_{P,t} = 0,39$ МПа \sqrt{M} – КИН от действия давления P и сил трения $t = \mu P$ на посадочную поверхность оси; $\mu = (0,15 \dots 0,19)$ – коэффициент трения; $\mu_F = (0,6 \dots 0,8)$ – коэффициент трения при фреттинге; $K_F = (1 \dots 3) \cdot 10^{-4}$ – коэффициент фреттинг-износа; $\nu_p = 0,1$ – коэффициент вариации усилия прокатки P ; $\nu_Q = 0,1$ – коэффициент вариации осевой сдвигающей бандаж силы Q ; $\bar{Q} = 5 \cdot 10^6$ Н – внешняя осевая сила; $N = 5 \cdot 10^6$ – количество циклов нагружения прокатного валка.

Для предотвращения фреттинг – процесса целесообразно проведение упорочения охватываемых деталей путем использования процесса обкатки роликами. Это обеспечивало на поверхности осей валков создание сжимающих остаточных напряжений σ_o . Установлено, в частности, что сжимающие напряжения повышают σ_{-1F} до 270 МПа, а растягивающие снижают эту величину до 110 МПа. При этом сжимающие напряжения снижают скорость роста трещины фреттинг-усталости J_F .

Таблица 3

**Относительная оценка показателей прочности составного прокатного вала
при изменении формы посадочной поверхности охватываемой детали
по результатам теоретических расчетов**

Вариант исполнения формы профиля посадочной поверхности оси вала	Особенности формы посадочной поверхности охватываемой детали	Прочность бандажа	Изгибная жесткость	Предел фреттинг-		Прогнозируемая граница циклов нагружения начала смещения охватываемой детали относительно охватываемой
				износа	усталости	
1	$(\Delta_{\max} = 1,75 \text{ мм}; \Delta_{\min} = 0,8 \text{ мм})$		$< 1,00$ (0,88)	-	> 1	
2	скорректированные области переходов от параллельных к наклонным образующих по 1 варианту исполнения	+	$< 1,00$ (0,96)	1,00	> 1	$N > (8 \dots 10) \times 10^6$ циклов
3	$(\Delta_{\max} = 1,53 \text{ мм}; \Delta_{\min} = 1,1 \text{ мм})$		1,00	1,22	1	

Большое влияние на протекание процесса фреттинг-износа посадочной поверхности составного изделия оказывают величины давлений и амплитуды взаимных смещений охватываемой и охватываемой деталей. Деформированное состояние составного вала, рассчитанное методом конечных элементов, показывает, что в сжатой зоне амплитуда смещений составляет (0,06...0,12) мм, а в растянутой – (0,86...0,90) мм.

В процессе эксплуатации изделия вследствие вращения составного вала под нагрузкой величины давлений и смещений по длине окружности посадочной поверхности непрерывно меняются.

Результаты исследования демонтированных бандажей и осей прокатных валков, отработавших различное число циклов нагружения, показывают, что для предотвращения усталостного разрушения осей вала необходимо сохранять уровень напряжений от изгиба до 180 МПа. Технологические мероприятия по упрочнению оси вала обкатными роликами повышает предел фреттинг-усталости осей до 270 МПа (в 1,5 раза) [9].

При оценке работоспособности восстанавливаемого изделия целесообразно прогнозирование и контролирование протекания процесса износа посадочной поверхности охватываемой и охватываемой деталей составного изделия с

соответствующим корректированием прочности соединения с натягом (рис. 4).

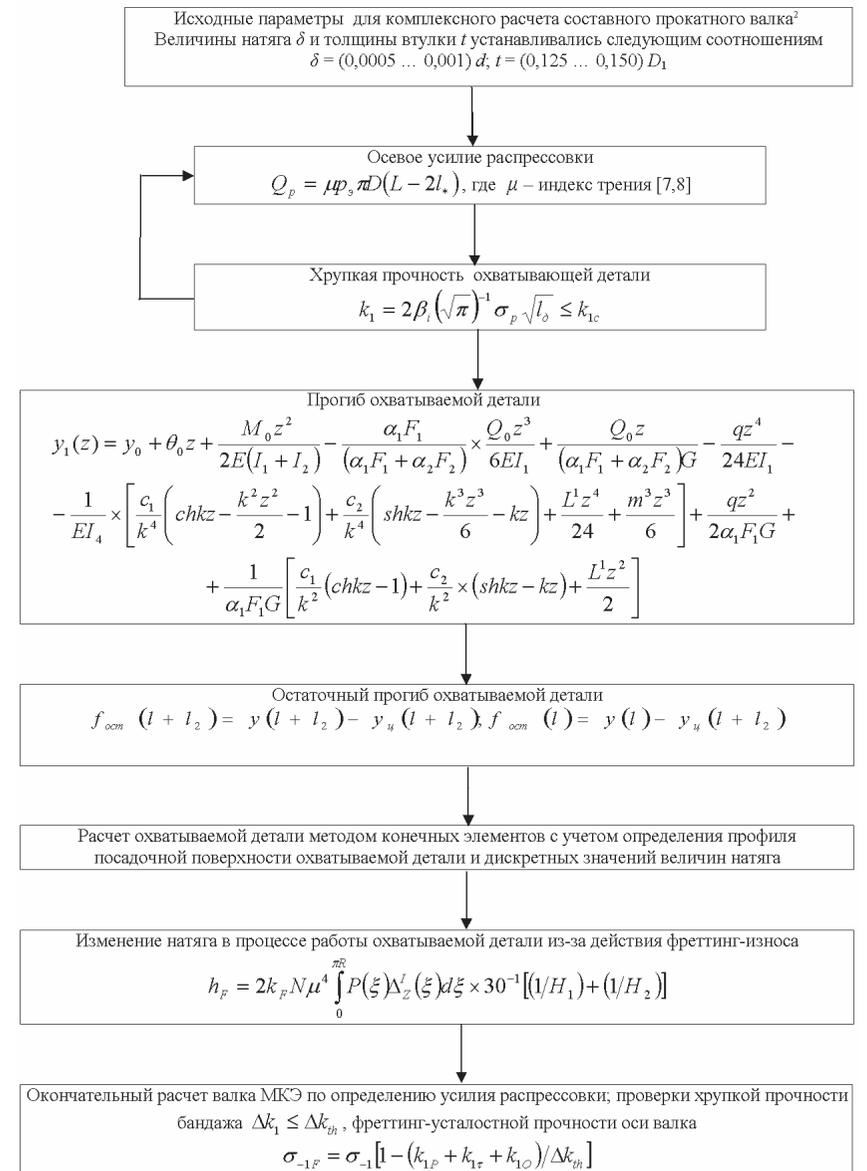


Рис. 4. Уточненная методика расчета восстанавливаемых крупногабаритных прокатных валков

² Перечень исходных данных приведен в табл. 3 и в тексте.

Анализ статистических данных по определению формоизменения в процессе восстановления охватывающих и охватываемых деталей и отработки ресурса вторично использованных изделий показал, что в зависимости от характера проведения процесса восстановления повторноиспользуемых демонтированных изделий реализация формоизменения оценивается показателями, которые приведены в табл.4.

Таблица 4

Оценка различных формоизменений повторноиспользуемых деталей в процессе восстановления крупногабаритных прокатных валков

Общее состояние крупногабаритных изделий, подлежащих восстановлению	Подкласс изделия*	Характер формоизменения**	Реализация процесса восстановления в зависимости от формообразования повторноиспользуемой демонтированной детали
Изделия, отработавшие ресурс по рабочей поверхности в исполнении:			
• составном			
- демонтированные детали охватываемые/ охватывающие	I	▲/-	до 70/-
	II	▲▼●■/▼	60; 76; 65; 62/80
	III	-/▲▼●	-/49; 56; 41
• моноблочном:			
- охватываемые детали	I	●	94
	II	▼●	93; 89
	III	●■	80; 80
Составные изделия, поступившие с разрушением (или с дефектами, выходящими за допустимые нормативы) одной из детали, при пригодности к повторному использованию демонтированной детали:			
- охватываемой	I	▲	до 78
	II	▲▼●■	78; 85; 93; 72
	III	▲▼●■	78; 92; 87; 86
- охватывающей	I	-	-
	II	▼	86
	III	-	-

* Подклассы изделий [9] на примерах: составных зубчатых колес редукторов (I подкласс); прокатных валков в составном и моноблочном исполнениях (II подкласс); шпинделей линий прокатных станков (III подклассов).

** ▲ - без изменения типоразмера и формы с дополнительным проведением термической обработки; ▼ - переков детали на меньший типоразмер; ● - механическая обработка детали на меньший типоразмер; ■ - наплавление поверхности.

Выводы. Выполнена оценка надежности восстановленного крупногабаритного составного прокатного валка и определен уровень их восстанавливаемости в зависимости от их формоизменения. По результатам экспериментальных и теоретических исследований составного прокатного валка выявлено, что фреттинг-процесс на посадочных поверхностях сопрягаемых деталей составного изделия значительно снижает усталостные свойства оси валка. При этом в процессе расчета оси валка на прочность целесообразно использовать предел фреттинг-усталости σ_{1F} (вместо предела выносливости σ_1). Практикой эксплуатации составных крупногабаритных изделий и анализом их напряженно-деформированного состояния с учетом метода расчета фреттинг-усталости осей валков установлено, что разрушение охватываемых деталей, в основном, преобладает на посадочной поверхности оси валка.

Уточнены методы расчета долговечности составных крупногабаритных прокатных валков и оценка их работоспособности, которые учитываются на стадии проектирования и при последующем их изготовлении.

Реализация уточненных методов расчета прочности осей валков обеспечивает снижение вероятности их разрушения в процессе эксплуатации восстановленных изделий.

Список литературы: 1. *Лебедь В.Т.* Сборка крупногабаритных изделий ответственного назначения с использованием термовоздействия / В.Т. Лебедь, Б.М. Арпентьев // Вісник НТУ «ХПИ». Тем. вип.: Технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ «ХПИ», 2009.– №2. – С.74-82. 2. *Лебедь В.Т.* Технология восстановления крупногабаритных составных прокатных валков / В.Т. Лебедь // Вестник национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт». Машиностроение. – К.: НТУУ «КПИ», 2008. – № 52. – С. 66-77. 3. *Фиркович А.Ю.* Расчет кратности использования оси составного валка / А.Ю. Фиркович, П.П. Полецков и др. // Сб. центр. лаб. ОАО «ММК»: Вып. 4. – Магнитогорск, 2000.– 242с. 4. *Лебедь В.Т.* Вплив фреттинг-процесу на працездатність складених великогабаритних деталей / В.Т. Лебідь // Машинознавство. – 2003. – № 6. – С. 36-38. 5. *Лебедь В.Т.* Общие положения технологии восстановления крупногабаритных прокатных валков / В.Т. Лебедь // Прогресивні технології і системи машинобудування: Міжнародний зб. наукових праць.- Донецьк: ДонНТУ, 2008. – Вип. № 36. – С. 94-101. 6. *Лебедь В.Т.* Повышение работоспособности составных крупногабаритных прокатных валков / В.Т. Лебедь // Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века. Сб. науч. тр. межд. науч.-техн. конф., г. Севастополь, 13 – 18 сентября 1999 г. – Донецк: ДонГТУ, 1999. – С.119-122. 7. *Троценко В.Т.* Механика износоусталостного повреждения и ее применение для расчета силовых систем машин и оборудования / В.Т. Троценко, Л.А. Сосновский // Міжн. наук.-техн. зб. «Надійність і довговічність машин і споруд». – Київ. – 2005. – Вип. 24.– С. 5-20. 8. *Износоусталостные повреждения и их прогнозирование (трибофатика).* Научный редактор Сосновский Л.А. / Л.А. Сосновский, В.Т. Троценко и др. – Гомель, Киев, Москва: Ухань, 2001.– 170 с. 9. *Лебедь В.Т.* Технологии восстановления крупногабаритных и тяжелых составных изделий / В.Т. Лебедь // Вісник НТУ «ХПИ». Тем. вип.: Технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ «ХПИ», 2009. – № 1. – С. 62-70.

Поступила в редколлегию 25.02.11