

УДК 621.8; 539.431

**В. Лебідь, канд. техн. наук**

*ПАТ «Новокраматорський машинобудівний завод», м. Краматорськ*

## **РЕАЛІЗАЦІЯ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ СКЛАДЕНИХ ВИРОБІВ**

**Резюме.** З досліджуваного класу відновлюваних великогабаритних складених виробів, таких як зубчасті колеса, вальцювальні валки й універсальні шпинделі виділена друга група деталей - вальцювальні валки. З урахуванням режимів їхньої експлуатації розроблена методика із визначення залишкового ресурсу й міцності цих виробів після відпрацьовування ними ресурсу по робочій поверхні. Впровадження комплексу заходів щодо відновлення вальцювальних валків дозволяє істотно продовжити «життєвий» цикл їхньої експлуатації й розширити використання розроблених технічних рішень на інші вироби розглянутого класу. Реалізація технологічних процесів повторного використання деталей дозволяє забезпечити значний економічний ефект.

**Ключові слова:** складені вальцювальні валки, фретинг-процеси, прогнозування довговічності, залишковий ресурс.

**V. Lebed**

## **REMAINING LIFE REALIZATION OF LARGE-SIZED MULTICOMPONENT PRODUCTS**

**The summary.** From the investigated class of large-sized composite products such as gears, mill rolls and universal spindles, the mill rolls were separated out in the second group of parts. In compliance with their operating modes the procedure has been developed for determination of remaining life time and strength of these products after working out of their operating surface life cycle. Implementation of measures for mill rolls reconditioning allows to increase significantly their operating life cycle and to spread the application of elaborated technical solutions for the other parts of the class under consideration. Realization of technological procedures as for parts reuse allows providing significant economic benefit.

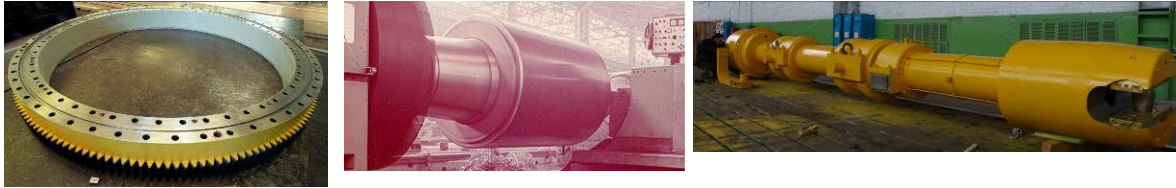
**Key words:** sleeved rolling mill rolls, fretting processes, life cycle expectancy, remaining life.

**Вступ.** Ресурс експлуатації великогабаритних деталей, що ставляться за формою до тіл обертання, у своїй більшості визначається зношуванням активної робочої поверхні. Експертиза технічного стану й оцінювання міцних показників такого виробу дозволяє оцінити залишковий ресурс і розглянути повторне використання його після відновлення.

Цей напрямок досить актуальний у зв'язку з тим, що металургійне устаткування має тривалий період морального старіння.

Аналіз основних параметрів, що визначають працездатність великогабаритних деталей машин масою більше 20 т, і експертиза їхнього технічного стану після відпрацьовування ними ресурсу по ходовій поверхні вказують, що ці вироби (рис.1), зокрема складові зубчасті колеса (рис.1 а), вальцювальні валки (рис.1 б), універсальні шпинделі (рис.1 в), мають значний залишковий ресурс по напругах втоми, що дозволяє багаторазово реалізовувати їхні охоплювані деталі (центри коліс, осі валків [1], вали шпинделів). Це дозволяє в низці випадків значно продовжити «життєвий» цикл експлуатації великогабаритних виробів. Відповідно до нормативної документації

вальцювальні валки ставляться до категорії «інструмент». З урахуванням цього вони досліджені як базовий виріб і розглянуті у широкому діапазоні типорозмірів великогабаритних вальцювальних валків масою від 20 до 160 т (рис. 2).



а)

б)

в)

Рисунок 1. Великогабаритні складені вироби, що підлягають відновленню: зубчасте колесо (а), вальцювальний валок (б), універсальний шпиндель (в)

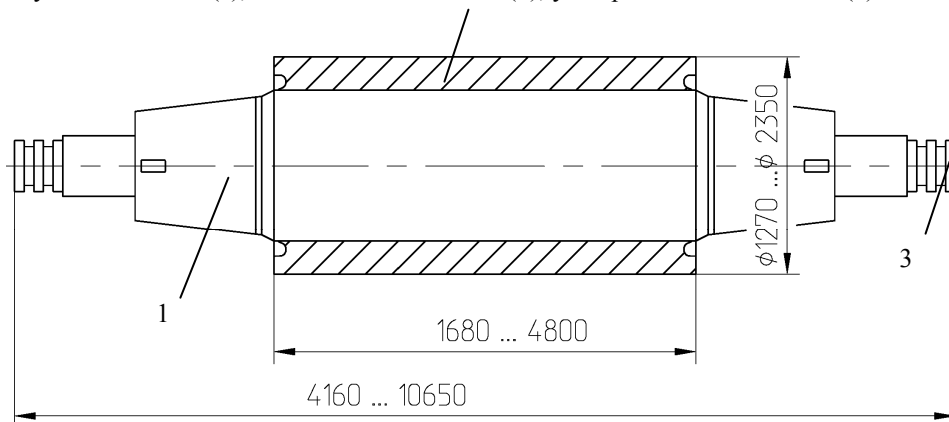


Рисунок 2. Типова конструкція великогабаритного складеного вальцювального валка: вісь валка (1); бандаж (2); пробка - центр (3)

Упровадження заходів і своєчасних розробок із забезпечення надійності, довговічності й міцності металургійних (зокрема вальцювальних) машин на стадії експлуатації, а також відновлення зношених елементів деталей цього устаткування за допомогою мобільних установок для наплавлення й переносних розточувальних верстатів для механічної обробки дозволяють значно продовжити ресурс їхньої експлуатації, а також значно розширити функції існуючого устаткування при модернізації технологічних процесів виробництва.

Накопичений досвід багаторазового використання моноблочних вальцювальних валків, наприклад [2, 3], й осей складених валків на низці підприємств України, Росії, Японії, США й інших країн має істотний внесок у подальший розвиток ресурсозберігаючого напрямку на металургійних комбінатах і заводах важкого машинобудування.

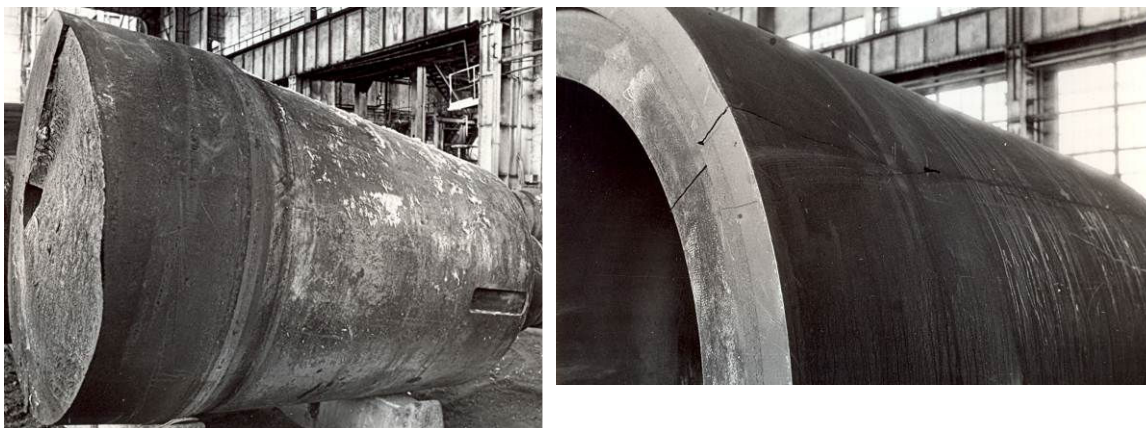
При цьому велика увага приділяється визначенню готовності демонтованих деталей (охоплюючих й охоплюваних) великогабаритних вальцювальних валків до повторного використання [4]: виконується оцінювання їхнього зовнішнього стану, якості зовнішніх поверхонь і відповідності їхніх геометричних параметрів технічній документації з урахуванням установлення критерію міцності по втомлених напругах.

Аналіз основних параметрів, що визначають працездатність виробу, показує, що вироби (вальцювальні валки) мають певні залишкові ресурси по напругах втоми. Це дозволяє реалізувати багаторазово охоплювані деталі (осі). При проведенні додаткового комплексу різних відбудовних заходів у більшості випадків вирішується питання

значного продовження «життєвого» циклу експлуатації виробу, якщо відновлюваний виріб рівновеликий базовому виробу або при його переробці на менший типорозмір.

**Метою статті** є визначення залишкового ресурсу й установлення надійності відновлюваних великогабаритних вальцювальних валків. Розгляд цих питань є актуальним завданням, що дозволяє контролювати й прогнозувати ресурс експлуатації деталей при їхньому наступному відновленні, а також оптимізувати процес відновлення зазначених виробів.

**Виклад основного матеріалу.** Відомо [5], що при експлуатації складених вальцювальних валків унаслідок динамічних процесів їхньої роботи в клітях і наступному прояві фретинг-процесів на контактуючих поверхнях в охоплюваних і охоплюючих деталях цих виробів відбувається зниження зусилля їх розпресовування, що тягне зсув бандажа уздовж осі валка. Подальший розвиток фретинг-процесів (зношування, втоми) негативно позначається на надійності роботи великогабаритних складених валків унаслідок зниження зчеплення охоплюючих й охоплюваних деталей, і сприяє руйнуванню по втомі осей валків (рис.3 а). При цьому для охоплюючих деталей характерний прояв тендітного руйнування (рис.3 б).



а)

б)

Рисунок 3. Основні руйнування осі валка (а) і бандажа (б)

З урахуванням проведених досліджень і виконаних теоретичних розробок скоректована методика оцінювання довговічності складеного вальцювального валка, що базується на критеріях, які прогнозують час експлуатації цих виробів. До таких показників варто віднести фретинг-втомну міцність охоплюваної деталі й міцність її з'єднання з деталлю, що охоплює, при їхньому складанні.

При цьому виконуються теоретичні розрахунки циклів навантаження розглянутих вальцювальних валків (після відпрацювання ними ресурсу по ходовій поверхні, табл. 1) на предмет оцінювання їхнього стану по напругах втоми та циклах навантаження.

Таблиця 1. Параметри оцінювання виводу великогабаритних виробів з експлуатації

№ з/п	Найменування великогабаритних виробів	Величини зношування ходової поверхні виробу після відпрацювання ресурсу	Узагальнена величина параметра, що визначає вихід виробу з експлуатації
1	Зубчасте колесо	$\Delta_1 \geq (0,15...0,20)S_{ном.зуб.}$	$S_{min\ зуб.} = [1 - (0,15...0,20)]S_{ном.зуб.}$
2	Вальцювальний валок	$\Delta_2 > (0,05...0,070)D_{наружн.}$	$D_{min\ наружн.} = [1 - (0,05...0,07)]D_{наружн.}$

3	Шпindelь лінії вальцювальної кліти	$\Delta_3 \geq (0,02...0,03)d_{расточк}$	$d_{max\ расм.} = [1 + (0,02...0,03)]d_{ном.расм.}$
---	------------------------------------	--	---

Виходячи з базового циклу навантаження виробів, залишковий ресурс охоплюваної деталі без проведення комплексу відбудовних технологічних процесів (якось термічної обробки, накатки зовнішньої посадкової поверхні осі валка й більш радикальний – перероблення деталі-заготовки на менший типорозмір [5]) у більшості випадків недостатній для багаторазового їхнього використання.

При цьому розрахунок зазначених виробів будується за схемою, що передбачає теоретичне визначення їх прогнозованого залишкового числа циклів навантаження, що становить

$$N = N_o \left( \left[ \sigma_{-1K} \right]_D / \sigma_{np} \right)^6, \text{ де } \sigma_{np} - \text{наведені напруги.}$$

У процесі обробки статистичних даних по наробітках великогабаритних складених опорних валків товстолистових вальцювальних станів типу 3000...3600 встановлено, що визначальним моментом у забезпеченні довговічності роботи зазначених виробів є часовий період їхньої експлуатації (за числом циклів навантаження) і періодичність їхнього введення/виведення із вальцювальних клітей головної лінії стану. Відповідно до виконаного оцінювання величина наробітку на один міліметр товщини ходового шару валка коливається у досить широкому діапазоні – від 39000 т/мм до 43000т/мм при відпрацьованих числах циклів навантаження (3,4...5...5,5)  $\times 10^6$  й (6,7...7...7,3)  $\times 10^6$  відповідно. Наприклад, на стані 3600 опорний валок № 4 за увесь ресурс експлуатації по ходовій поверхні був задіяний у вальцюванні металу сумарним обсягом у 3,34685 млн. т, аналогічний валок № 8 – 4,206555 млн. т, відповідно при еквівалентному зусиллі вальцювання до 4600 тс.

Виходячи з узагальненої фабрикації вальцювання металу, що на товстолистовому стані (табл. 2) було визначено наведене число циклів навантаження у розглянутих опорних валках.

Таблиця 2. Фабрикація металу, що вальцюється, на товстолистовому стані (узагальнені дані)

Товщина листа (плити), мм	20	40	60	100
Маса листа (плити), т	6	9	12	22
Частка сортаменту від загального обсягу, %	40	10	20	30
Наведене число циклів навантаження	20	18	12	12

Припустима границя витривалості осі валка встановлюється як  $[\sigma_{-1K}] = (1 - \Delta_D) \sigma_{-1}$ , де  $\Delta_D$  – коефіцієнт, що враховує масштабний фактор, і визначається як

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

де  $D$  – найбільший діаметр розрахункового перетину вісі валка;  $d_o$  – діаметр стандартного зразка;  $\alpha_{np}$  – наведений коефіцієнт концентрації;  $\sigma_{-1}$  – межа витривалості.

Отримані значення за вищевказаними залежностями, вказують на дієздатність осей великогабаритних валків масою більше 80 т при відпрацьовуванні ними ресурсу експлуатації виробу. При цьому відомо про кратність використання осей складених

опорних валків [1] з урахуванням їх втоми й характеру розподілу напруг у процесі складання бандажу й осі валка. Встановлено, що напруги від натягу зменшують втомну міцність охоплюваної деталі до (4,27...4,68) раз. Ймовірність використання осей складених валків масою до 50 т на ВАТ «Магнітогорський металургійний комбінат» згідно з [1] для станів гарячого вальцювання становить до 3 разів, для аналогічних осей валків станів холодного вальцювання – до 4 разів.

На підставі результатів проведених досліджень працездатності цих виробів уточнена й скоректована методика оцінювання їхньої надійності й довговічності, що з досить високим ступенем ймовірності дозволяє прогнозувати час експлуатації відновлюваних виробів. Основні положення вищезгаданої методики базуються на критеріях, що характеризують навантажувальну здатність таких валків, як по фретинг-втомній міцності осі, міцності з'єднання з натягом деталей, що сполучають, і тендітній міцності деталі, яка охоплює.

При цьому прогнозовану довговічність відновлених валків доцільно формувати наступним комплексом показників надійності зумовлених:

- при з'єднанні з натягом охоплюваних та охоплюючих деталей, і встановлюваних з урахуванням коефіцієнта запасу міцності й імовірності безвідмовної роботи із критеріїв їхньої міцності й зчеплення;
- по посадкових поверхнях, що сполучаються в охоплюючих й охоплюваних деталях і встановлюваних з урахуванням коефіцієнтів варіації інтенсивності фретинг-зносу, варіації охоплюваної деталі й середнього значення коефіцієнта запасу інтенсивності фретинг-зносу;
- за критерієм фретинг-втоми осі валка, зумовленому за допомогою коефіцієнта варіації межі фретинг-втоми  $v_F$  і базованого на коефіцієнтах варіації плавок металу, масштабного фактора й ефективного коефіцієнта концентрації. Межа фретинг-втоми осі  $\sigma_{-1F}$  визначався через  $\sigma_{-1F} = \sigma_{-1\theta} \left[ 1 - \left( K_{IP,\tau} / \Delta K_{th} \right) \right]$  або  $\sigma_{-1F} = \sigma_{-1\theta} K_{\sigma_F}$ , де  $\sigma_{-1\theta}$  – межа витривалості осі валка.

Міцність бандажу визначалася за критерієм тендітної міцності деталі, яку охоплює, установлюваному з урахуванням коефіцієнтів варіації величини дефекту  $v_{\theta}$ , інтенсивності напруг  $v_{kl}$  й окружних напруг, що розтягують  $v_{\sigma p}$ .

Відповідно до виконаних розрахунків імовірність  $P$  безвідмовної роботи відновленого вальцювального валка масою 116 т відповідає  $P = P_c \times P_h \times P_F \times P_{kl} \times P_{nf} = 1,000 \times 0,999 \times 1,000 \times 0,960 \times 0,980 = 0,940$ .

Відсутність ряду характеристик матеріалів охоплюваних й охоплюючих деталей, зокрема  $K_{IC}, K_{th}, \sigma_{OH}, l_{\theta}, \bar{Q}, v_Q, v_P$  – для бандажа й, відповідно,  $\sigma_{-1}, K_{th}, K_{IC}, \sigma_{OH}$  – для осі валка, а також параметрів  $C_o, m$  рівняння Периса, спричинило встановлення коефіцієнта  $P_{nf}$ .

Наступне забезпечення підвищення точності розрахунку надійності відновленого вальцювального валка можливе при виконанні додаткового обсягу експериментальних досліджень зі встановлення вищевказаних характеристик.

Установлено, що величини ділянок зон спільної деформації охоплюваних і охоплюючих деталей складених валків у процесі їхньої експлуатації зменшуються в результаті зношування посадкових поверхонь цих деталей. Це призводить до природного зниження зусилля розпресовування  $Q_p$  й як наслідок – до зростання ймовірності зсуву бандажу до осі валка щодо їхнього базового положення.

В умовах важкого машинобудування на прикладі базової конструкції великогабаритного складеного вальцювального валка (рис.1) була розроблена й реалізована програма діагностування деталей, що охоплюють (зокрема бандажів) по рівнях напруг у їхньому тілі перед складанням й після його з охоплюваною деталлю (віссю вальцювального валка). Стан виготовленого виробу оцінювався за встановленим рівнем напруг у бандажі й розрахунковому значенні коефіцієнта запасу міцності. Матеріал основної низки типорозмірів контрольованих бандажів – сталь 90ХФ при твердості їхньої робочої поверхні 46–60 HRC, осей валків – сталь 35ХНЗМФА. Номінальний діапазон величин натягу (у мм) становив (0,0005 – 0,001) діаметра посадкової поверхні. Відпрацьовування процесу діагностування охоплюючих деталей складених виробів виконувався на сімох типорозмірах складених вальцювальних валків станів 1680, 2000, 2030, 2800, 3000, 3600 й 5000.

Контроль залишкових напруг у досліджуваних деталях виконувався приладом ИОН – 4М, що використовувався при вимірюванні окружних й осевих напруг по ходових поверхнях валків на всіх етапах процесу їхнього виробництва.

Як відомо [6], великий вплив на протікання процесу фретинг-знос посадкової поверхні складеного виробу справляють величини тисків й амплітуди взаємних зсувів охоплюючих і охоплюваних деталей. Деформований стан складеного валка, розрахований методом кінцевих елементів, показує, що в стисненій зоні амплітуда зсувів становить (0,06...0,12) мм, а в розтягненій – (0,86...0,90) мм.

У процесі експлуатації виробу внаслідок обертання складеного валка під навантаженням величини тисків і зсувів по довжині окружності посадкової поверхні безупинно змінюються.

Результати дослідження демонтованих бандажів осей вальцювальних валків, що відпрацьовали різне число циклів навантаження, показують, що для запобігання руйнування по втомі осей валка необхідно зберігати рівень напруг від вигину до 180 МПа.

Одним із технологічних заходів щодо зміцнення осі валка є обробка поверхонь виробу обкатними роликми, щоб забезпечити підвищення межі фретинг-втоми осей до 270 МПа (до 1,5 раза).

При оцінюванні працездатності відновлюваного виробу доцільні прогнозування й контролювання протікання процесу зношування посадкової поверхні охоплюючих та охоплюваних деталей складеного виробу з відповідним коректуванням міцності з'єднання з натягом.

**Висновки.** Уточнені методи розрахунку довговічності складених великогабаритних вальцювальних валків й оцінювання їхньої працездатності, які враховуються на стадії проектування й при наступному їхньому виготовленні.

Виконано оцінювання залишкового ресурсу великогабаритних складених вальцювальних валків і визначено рівень їхнього повторного використання залежно від процесу їхнього відновлення. На даний час доведено повторне використання охоплюваної деталі (осі) складеного вальцювального валка масою 116т до двох разів.

Реалізація уточнених методів розрахунку міцності осей валків забезпечує зниження ймовірності їхнього руйнування в процесі експлуатації відновлених виробів.

#### Література

1. Фиркович, А.Ю. Расчет кратности использования оси составного валка [Текст] / А.Ю. Фиркович, П.П. Полецков и др. // Сб. центр. лаб. ОАО «ММК»: Вып. 4. Магнитогорск 2000. – 242с.

2. Научные принципы создания технологии производства и повышения эксплуатационной стойкости прокатных валков. Ч.1 [Текст] / В.А. Николаев, В.Н. Давыдов, С.П. Ефименко и др.: Обзор. информ. / Ин-т «Черметинформация». М., 1989, с.73.
3. Научные принципы создания технологии восстановления и повышения эксплуатационной стойкости прокатных валков. Ч.2. [Текст] / В.А. Николаев, В.Н. Давыдов, С.П. Ефименко и др.: обзор. информ. /Ин-т «Черметинформация». М., 1989. – С.91.
4. Лебедь, В.Т. Технология восстановления крупногабаритных составных прокатных валков [Текст] / В.Т. Лебедь // Вестник национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт». Машиностроение. – К.: НТУУ «КПИ». – 2008. – № 52. – С. 66–77.
5. Лебедь, В.Т. Общие положения технологии восстановления крупногабаритных прокатных валков [Текст] / В.Т. Лебедь // Прогресивні технології і системи машинобудування: Міжнародний зб. наукових праць. – Донецьк: ДонНТУ, № 36. – 2008 – С. 94–101.
6. Лебідь, В.Т. Вплив фретинг-процесу на працездатність складених великогабаритних деталей [Текст] / В.Т. Лебедь // Машинознавство. – №6 – 2003. – С. 36–38.