

С. М. Горбатюк /д. т. н./, Б. Б. Феррейра,

Н. А. Чиченев /д. т. н./

Национальный исследовательский
технологический университет «МИСиС»

Ренижиниринг вибрационного грохота ГИСТ-72-Т2

Одним из способов повышения эксплуатационных свойств изделий из меди является термодиффузионное насыщение поверхности легирующими элементами. Одним из основных элементов, используемым для насыщения, является алюминий. В работе для повышения срока службы кристаллизаторов МНЛЗ на их отработанных узких стенках из меди М1 и медного сплава МН2,5КoКрХ создавали диффузионные слои напылением алюминия с последующей термической обработкой. В качестве основных показателей работоспособности диффузионного слоя использовали его толщину и микротвердость. Для выяснения причин уменьшения толщины диффузионного слоя на сплаве МН2,5КoКрХ были проведены металлографические и микрорентгеноспектральные исследования. При проведении анализа установлено, что увеличение толщины напыляемого покрытия и повышение температуры термообработки, как правило, приводят к увеличению толщины диффузионного слоя; изменение защитной среды с 95 % N₂ + 5 % H₂ на 100 % H₂ практически не изменяет толщину диффузионного слоя; микротвердость диффузионного слоя в 2–6 раз превосходит микротвердость меди и составляет 1140–3880 МПа против 460–590 МПа на медной основе. Целесообразно нанесение на рабочие узкие стенки кристаллизатора алюминиевого газотермического покрытия с последующей термической обработкой в защитной среде по скорректированным режимам и испытание кристаллизатора на МНЛЗ с оценкой состояния стенок в процессе эксплуатации и изменения качества разливаемого металла. (Ил. 2. Библиогр.: 8 назв.).

Ключевые слова: узкая стенка, кристаллизатор МНЛЗ, газотермическое покрытие, термообработка, диффузионный слой

Thermal-diffusion saturation of a surface by alloying elements is one of methods to improve copper part performances. Aluminium is one of basic elements used for saturation. In this work diffusion layers on narrow walls of crystallizers removed from service were created by aluminium spraying on M1 copper and МН2.5КoКrKh copper alloy with subsequent heat treatment for increasing of life time of crystallizers in continuous casting machines. Layer thickness and microhardness have been assumed as basic measure of serviceability. To clarify the reasons of reducing the thickness of the diffusion layer on the copper alloy МН2.5КoКrKh were conducted metallographic and microengineering research. The analysis found that increasing the thickness of the deposited coating and the temperature rise of the heat treatment, as a rule, lead to an increase in the thickness of the diffusion layer; change the security environment with 95 % N₂ + 5 % H₂ 100 % H₂ does not change the thickness of the diffusion layer; a diffusion layer microhardness of 2–6 times higher than the microhardness of copper and is 1140–3880 МПа against 460–590 МПа on copper base. It is reasonable to spray aluminium thermal coating on narrow crystallizer walls with subsequent heat treatment in protective atmosphere using adjusted modes and proofing of a crystallizer in a continuous casting machine for estimation of wall state during exploitation and change of cast metal quality.

Key words: narrow wall, crystallizer of continuous casting machine, thermal coating, heat treatment, diffusion layer

Актуальность работы

Одной из актуальных проблем горно-металлургической промышленности является проблема надёжности обогатительного оборудования, которая достигается путём реинжиниринга устаревшего оборудования или его заменой [1–3].

В статье рассматривается вибрационный грохот ГИСТ-72-Т2, который установлен на обогатительной фабрике горнорудного общества «Катока» (Ангола) [4].

Материалы и результаты исследований

Конструктивное исполнение вибрационного грохота ГИСТ-72-Т2 показано на рис. 1 [5]. Короб установлен на четырех опорах, дебалансы

приводятся во вращение электродвигателями, валы которых соединены с валами привода вибратора с помощью лепестковых муфт. Вращающиеся детали закрыты защитным ограждением. Сила инерции вибратора, возникающая при вращении эксцентричных грузов, через подшипники передается корпусу грохота. Для обеспечения возможности регулирования амплитуды колебаний корпуса дебалансы выполнены составными.

В качестве верхних и нижних просеивающих поверхностей грохота используются полиуретановые сита, которые устанавливаются на опоры и крепятся к ним с помощью штифтов. Опоры жестко крепятся к связью-балкам.

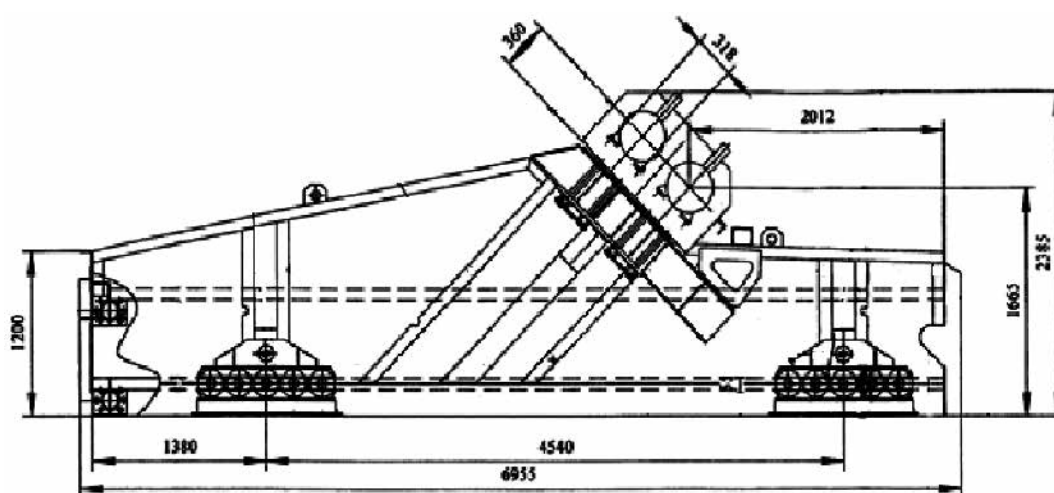


Рис. 1. Общий вид вибрационного грохота ГИСТ-72-Т2

Грохот устанавливается на четыре амортизирующие опоры, каждая из которых состоит из кронштейна, основания и пяти резиновых амортизаторов. Кронштейн крепится к цапфе короба и передает на амортизаторы как статическую, так и динамическую нагрузки со стороны подвижных масс грохота. Основание удерживает опору от смещения в горизонтальном направлении.

Опора содержит 5 резиновых амортизаторов, выполненных в виде кольцевых элементов, которые имеют следующие размеры:

- наружный диаметр - $D_{нар} = 200$ мм;
- внутренний диаметр - $D_{вн} = 120$ мм;
- ширина (толщина) - $H = 200$ мм.

Поскольку опыт эксплуатации грохота ГИСТ-72-Т2 в условиях горнорудного общества «Каток» показал недостаточную долговечность резиновых амортизаторов, предлагается установить вместо них более надежные пружинные амортизаторы. Таким образом, задача сводится к подбору параметров пружин, определению их числа, расчету долговечности и конструированию опоры с пружинными амортизаторами.

При этом, чтобы снизить затраты на модернизацию грохота, принято решение максимально использовать существующие конструкции базовых деталей существующей опоры. С учетом этого в качестве исходных данных для проектирования пружинных амортизаторов приняты следующие данные:

- количество пружин в опоре - $Z_{пруж} = 5$;
- наружный диаметр пружины - $D_{пруж} = 200$ мм;
- высота пружины - $H_{пруж} = 200$ мм.

В результате проведенных расчетов определены следующие параметры:

- диаметр проволоки - $d_{пров} = 25$ мм;
- шаг пружины - $t_{пруж} = 43,98$ мм;
- число рабочих витков - $z_{раб} = 4$;
- полное число витков - $z_{пол} = 5,5$.

Для тяжело нагруженных пружин наибольшее распространение получила конструкционная рессорно-пружинная сталь марки 60С2А.

В процессе работы грохота на пружины действуют и поперечные колебания, которые могут стать причиной выхода их из строя. Поэтому было принято решение установить на каждую опору ограничитель. В качестве ограничителей нежелательного смещения пружин применены круглые пластинки, которые установлены на кронштейне и основании опоры с зазором между витками пружины.

Амортизирующая пружина работает под действием повторно-переменных нагрузок F , которые изменяются по синусоидальному закону с амплитудой $F_a = 1,834$ кН относительно среднего значения $F_m = 5,54$ кН. Поэтому для оценки их надежности, кроме расчета на статическую прочность, необходимо провести расчет на выносливость [6-8].

1. Расчет на циклическую прочность.

Определение среднего τ_m , амплитудного τ_a , максимального τ_{max} и минимального τ_{min} напряжений цикла и коэффициента асимметрии цикла R .

Максимальное касательное напряжение, возникающие в проволоке пружины под действием силы F , вычисляем по формуле:

$$\tau = K_{пруж} \cdot \frac{8 \cdot F \cdot D_{пруж}}{\pi \cdot d_{пров}^3}, \quad (1)$$

где $K_{пруж}$ - коэффициент, учитывающий влияние поперечной силы и неравномерность распределения напряжений от её воздействия, а также влияние деформации изгиба вследствие кривизны витков пружины. По ГОСТ 1765-86 этот коэффициент можно определить по формуле:

$$K_{пруж} = \frac{4 \cdot i - 1}{4 \cdot i - 4} + \frac{0,615}{i}, \quad (2)$$

где $i = D_{пруж}/d_{пров}$ - индекс пружины.
Так как в нашем случае $i = 7$, то:

$$K_{пруж} = \frac{4 \cdot 7 - 1}{4 \cdot 7 - 4} + \frac{0,615}{7} = 1,21.$$

Величины среднего и амплитудного напряжений цикла равны:

$$\begin{aligned} \tau_m &= K_{пруж} \cdot \frac{8 \cdot F_m \cdot D_{пруж}}{\pi \cdot d_{пров}^3} = 1,21 \cdot \frac{8 \cdot 5540 \cdot 175}{\pi \cdot 25^3} = \\ &= 191 \frac{Н}{мм^2} = 191 \text{ МПа}. \\ \tau_a &= K_{пруж} \cdot \frac{8 \cdot F_a \cdot D_{пруж}}{\pi \cdot d_{пров}^3} = 1,21 \cdot \frac{8 \cdot 1834 \cdot 175}{\pi \cdot 25^3} = \\ &= 63 \frac{Н}{мм^2} = 63 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Величины максимального и минимального напряжений цикла равны:

$$\begin{aligned} \tau_{max} &= \tau_m + \tau_a = 191 + 63 = 254 \text{ МПа}, \\ \tau_{min} &= \tau_m - \tau_a = 191 - 63 = 128 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

График изменения напряжений в витках пружины во времени показан на рис. 2.

Коэффициент асимметрии цикла:

$$R = \frac{\tau_{min}}{\tau_{max}} = \frac{128}{254} \cong 0,5.$$

Коэффициент запаса усталостной прочности определяют по формуле:

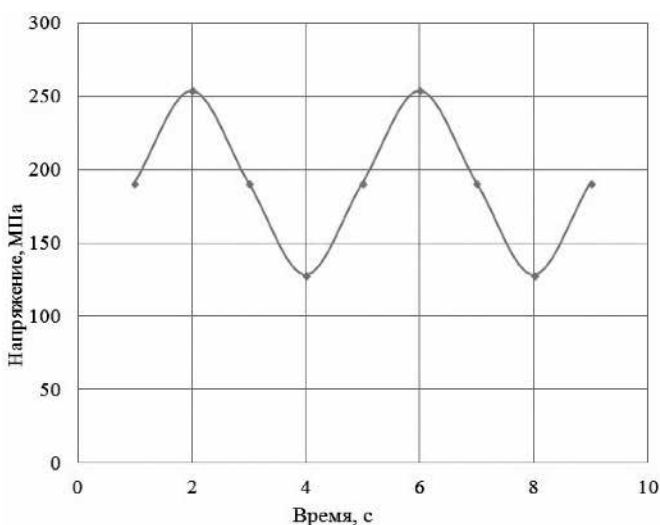


Рис. 2. Изменение напряжений в витках пружины во времени

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (3)$$

где τ_{-1} - предел выносливости при симметричном цикле нагружения; для стали 60С2А $\tau_{-1} = 471$ МПа [4]; K_τ - эффективный коэффициент концентрации напряжений при кручении, который для винтовых цилиндрических пружин сжатия может быть принят равным 1; ε_τ - коэффициент, учитывающий влияние абсолютных размеров поперечного сечения (масштабный фактор), для проволоки из стали 60С2А диаметром 25 мм $\varepsilon_\tau = 0,87$; β - коэффициент, учитывающий качество обработки поверхности, для винтовых цилиндрических пружин $\beta = 1$; ψ_τ - коэффициент, зависящий от соотношения пределов выносливости при симметричном и отнулевом циклах напряжений, для углеродистой стали $\psi_\tau = 0,1$.

Подставляя в эту формулу значения среднего и амплитудного напряжений цикла, получим:

$$S_\tau = \frac{471}{\frac{1}{0,87 \cdot 1} \cdot 63 + 0,1 \cdot 191} = 5,14.$$

Для стальных пружин амортизирующих устройств допустимый коэффициент запаса усталостной прочности принимают $[S] = 2,0 \dots 2,5$. Таким образом, усталостная прочность пружин обеспечена.

2. Расчет на статическую прочность.

Пружины проверяют на статическую прочность для предупреждения пластических деформаций в период действия пиковых нагрузок. Максимальная амплитуда динамической составляющей нагрузки грохота на несущую конструкцию в период пуска и торможения увеличивается примерно в 6 раз. Следовательно, наибольшее пиковое напряжение будет равно:

$$\tau_{наиб} = \tau_m + 6 \cdot \tau_a = 191 + 6 \cdot 63 = 569 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса статической прочности определяют по формуле:

$$S_T = \frac{\tau_T}{\tau_{наиб}}. \quad (4)$$

Для проволоки из стали 60С2А диаметром 25 мм условный предел текучести по касательным напряжениям $\tau_T = 1370$ МПа. Следовательно:

$$S_T = \frac{1370}{569} = 2,4.$$

Для стальных пружин амортизирующих устройств допустимый коэффициент запаса статической прочности принимают

$[S_T] = 1,5 \dots 2,0$. Таким образом, статическая прочность пружин обеспечена.

Выводы

В результате реинжиниринга вибрационно-грохота ГИСТ-72-Т2, который установлен на обогатительной фабрике горнорудного общества «Катока», произведена замена кольцевых резиновых амортизаторов на пружинные амортизаторы. Показано, что модернизированная опора обеспечивает нормальную работу грохота в течение ремонтного цикла, что снижает материальные затраты в процессе эксплуатации грохота. Дополнительный эффект от внедрения будет получен за счет сокращения времени на аварийные простои.

Библиографический список

1. Чиченев Н. А. Импортозамещающий реинжиниринг привода роликов промежуточного рольганга блюмовой МНЛЗ / Н. А. Чиченев // *Металлург*. – 2014. – № 10. – С. 57–59.
2. Горбатюк С. М. Проблемы подготовки кадров для инжиниринговой деятельности / С. М. Горбатюк, Н. А. Чиченев, Н. Л. Кириллова // *Сталь*. – 2014. – № 3. – С. 88–91.
3. Zakharov A. N. Modernizing a press for making refractories / A. N. Zakharov,

S. M. Gorbatyuk, V. G. Borisevich // *Metallurgist*. – 2008. – Vol. 52, issue 7–8. – P. 420–423.

4. АЛРОСА [Электронный ресурс]. – Ресурс доступа: <http://www.alrosa.ru/corporate-structure/> %D0 %B3 %D0 %BE %D1 %80 %D0 %BD %D0 %BE %D1 %80 %D1 %83 %D0 %B4 %D0 %BD %D0 %BE %D0 %B5- %D0 %BE %D0 %B1 %D1 %89 %D0 %B5 %D1 %81 %D1 %82 %D0 %B2 %D0 %BE- %D0 %BA %D0 %B0 %D1 %82 %D0 %BE %D0 %BA %D0 %B0- %D0 %BB %D1 %82 %D0 %B4/

5. Грохот инерционный ГИСТ-72-Т2. Руководство по эксплуатации. – Красноярск: Спецтехномаш, 2003.

6. Горбатюк С. М. Детали машин и основы конструирования: учебник / С. М. Горбатюк, А. Н. Веремеевич, С. А. Албул [и др.]. – М.: Изд. Дом МИСиС, 2014. – 377 с.

7. Унифицированные пружины сжатия: Справочник / И. Ф. Прохоренко, Н. Г. Гавриленко, А. Д. Ильин, Л. А. Томленов. – М.: Металлургия, 1982.

8. Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. Т. 2. / В. И. Ануриев. – М.: Машиностроение, 2001. – 912 с.

Поступила 17.07.2015

