

УДК 669.02/09-036.074

В.Г. Артюх /д.т.н./, М.О. Беляев

ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет
Петра Великого» (Санкт-Петербург)

Е.Н. Сорочан

ГВУЗ «Приазовский государственный технический университет» (Мариуполь)

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ МАЛОГАБАРИТНЫХ АМОРТИЗАТОРОВ ДЛЯ РОЛИКОВ РОЛЬГАНГОВ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ

Продемонстрировано существенное увеличение функциональной прочности узла ролика рольганга прокатного стана путем рационального выбора параметров малогабаритного амортизатора (буфера-адаптера). При этом габариты узла не меняются, затраты на реконструкцию малы. Подтверждена возможность управления нагрузками в узле подшипника без изменения технологических параметров процесса, выполняемого прокатным станом.

Ключевые слова: металлургическая машина, ролик рольганга, паразитные нагрузки, амортизатор, защита от поломок, энергоемкость, прокатный стан.

Постановка проблемы

Металлургические машины обладают высокими параметрами по нагрузкам, размерам и скоростям исполнительных органов. Количество аварий деталей металлургического оборудования велико. Поломки деталей и узлов металлургических машин приводят к миллионным убыткам, связанным как с высокой стоимостью деталей, так и с потерями от простоя высокопроизводительных агрегатов. К подобным деталям относятся узлы подшипников, подушки валков, рамы рольгангов и станины прокатных станов, соединительные шпиндели, зубчатые зацепления и так далее. Так, по цеховым данным, на непрерывном широкополосном стане 1700 комбината «Arcelor Mittal Temirtau» только в чистой группе клетей разрушается до 50 подшипников в месяц. Это четырехрядные подшипники с коническими роликами; стоимость каждого подшипника составляет около 5000 долларов США.

В ПАО «Мариупольский металлургический комбинат им. Ильича» срок службы таких подшипников (например, конического рольганга толстолистового стана 3000 или приемного рольганга непрерывного широкополосного стана 1700) составляет всего около двух месяцев, что явно недостаточно. В современных конструкциях роликов рольгангов зачастую не предусмотрены места для установки крупногабаритных амортизаторов сжатия или сдвига, поэтому приходится применять малогабаритные амортизаторы, устанавливаемые под наружные кольца подшипников. Грамотный выбор параметров таких амортизаторов позволил бы существенно

увеличить функциональную прочность всего узла ролика рольганга.

Анализ последних исследований и публикаций

Общепринятых принципов проектирования амортизаторов для металлургических машин на сегодняшний день нет [1]. В этом направлении допускается много ошибок. Существуют лишь проверенные практикой рекомендации по созданию амортизаторов, которые позволяют избежать грубых просчетов. Такую ситуацию необходимо в корне менять.

Прежде всего, следует решить вопрос о необходимости амортизации в каждом конкретном случае защиты машины от поломок. Амортизировать можно и нужно только паразитные (вредные) нагрузки, которые не нужны для реализации технологии. Эффективность амортизации будет тем выше, чем выше был уровень паразитных нагрузок [2].

Машин и их отдельных узлов, в которых высок уровень паразитных нагрузок, достаточно много. Это прокатные станы и их отдельные узлы, рольганги, моталки, манипуляторы и кантователи. Для всех этих машин в направлении их силовых линий определяется качество K [3]. Чем меньше K – тем больше доля паразитной нагрузки, тем больше возможности амортизации. С внедрением амортизации растет K , а суммарная нагрузка уменьшается. При исходном малом качестве увеличение его может быть весьма существенным. При этом растет доля полезной нагрузки в общей суммарной нагрузке [4].

Основная задача амортизации – это уменьшить максимальную суммарную нагрузку (что можно сделать только за счет паразитных нагрузок) [5]. Универсальным способом амортизации нагрузок является увеличение способности защищаемых систем накапливать упругую потенциальную энергию деформации. Лучшим является вариант повышения энергоемкости системы за счет внедрения в нее амортизатора [6]. При последовательном включении подобного элемента в упругую систему их энергоемкости суммируются, и возможности такой системы по амортизации паразитных нагрузок существенно возрастают.

Подобные задачи успешно решаются на основе применения литевых конструкционных полиуретанов, обладающих большими значениями удельной энергоемкости [7]. При замене упругих элементов (УЭ) в виде цилиндрических винтовых пружин из пружинных сталей можно увеличить энергоемкость в 2-3 раза; тот же результат может быть получен при замене резино-металлических УЭ на полиуретановые [8]. При замене УЭ из тарельчатых пружин на полиуретановые можно увеличить энергоемкость в 1,5-1,8 раза.

Цель (задачи) исследования

Целью настоящей работы является существенное увеличение функциональной прочности узла ролика рольганга прокатного стана путем выбора рациональных параметров малогабаритного амортизатора, установленного под наружное кольцо подшипника, а также подтверждение возможности управления нагрузками в подшипниковом узле без изменения технологических параметров процесса, выполняемого прокатным станом в целом.

Основной материал исследования

Суть защиты металлургических машин от поломок при помощи амортизаторов, которые применительно к этой функции можно было бы назвать предохранителями-амортизаторами (ПА), заключается в следующем. Один из видов амортизаторов (буфер, демпфер, компенсатор, адаптер или комбинация нескольких видов) устанавливается в силовую линию, в которой высок уровень паразитной нагрузки.

Выбор типа ПА зависит от типа воздействий на упругую систему. Если на упругую систему производится воздействие энергией, то требуемый амортизатор представляет собой буферное устройство; если воздействие осуществляется деформацией, то тип амортизатора – компенсатор, и так далее. При этом существенно изменя-

ется рабочая характеристика машины (или одной из ее силовых линий). Соответственно, уменьшается паразитная нагрузка. Это происходит при каждом нагружении.

Расчет и проектирование ПА преследует две цели: 1) уменьшить уровень нагрузок до приемлемого по условию прочности всех деталей данного узла; 2) обеспечить прочность и долговечность внедренного ПА. В этом случае защита от поломок будет эффективной.

Для достижения первой цели требуется обеспечить упругой системе (через внедрение в нее амортизатора) требуемую рабочую характеристику, т.е. нужно создать ПА с нужной характеристикой. Как правило, эта характеристика ограничена по силе (для обеспечения требуемого ресурса). Энергоемкость ПА должна быть максимально достижимой по допускаемым габаритам устройства, а жесткость его при тех же ограничениях должна быть минимальной. При этом конструктивные особенности ПА не играют никакой роли. В то же время, свойства материала и габариты ПА играют существенную роль.

Для достижения второй цели нужно тщательно исследовать напряженное состояние ПА, в особенности полиуретановых элементов. Здесь результат уже зависит от конструкции амортизатора. Как правило, приходится рассматривать несколько вариантов конструкции и выбирать наилучший (обеспечивающий наименьшие напряжения).

На практике часто приходится решать задачу усовершенствования или модернизации существующей системы амортизации. Как правило, это происходит тогда, когда существующий амортизатор имеет недостаточную энергоемкость, связанную с малой удельной энергоемкостью материала УЭ (резины или пружинной стали). В этом случае основная задача проектировщика – в рамках существующих габаритов гнезда разработать ПА максимальной энергоемкости, сохраняя при этом максимально допустимую нагрузку для машины.

На основании предложенных рекомендаций по проектированию решен ряд задач по созданию ПА, которые были изготовлены и прошли промышленное опробование. Некоторые из них внедрены в производство со значительным экономическим эффектом [9-11]. При этом были выполнены дополнительные исследования характеристик эластомерных материалов [12].

Проиллюстрируем уровень амортизационных свойств устройств, которые могут независимо от внешних воздействий влиять на функциональную прочность деталей силовых линий путем уменьшения возникающих нагрузок и на-

пряжений. Таким образом, ниже рассмотрено изменение функциональной прочности машины, не связанное с изменением технологического процесса. Конкретный объект анализа – ролики конического рольганга ТЛС 3000 ПАО «Мариупольский металлургический комбинат им. Ильича».

Первоначально амортизатор (рис. 1) ролика (адаптер-буфер) был установлен на внешнем кольце подшипника. Появление адаптера вызвано разбиванием посадочных мест (пластической деформацией проема подушки). Причина – высокий уровень контактных напряжений, связанный с излишней жесткостью (а, значит, высокой чувствительностью к геометрическим отклонениям, прежде всего, к точности изготовления) контактирующей пары.

Установка адаптера-буфера улучшает распределение контактных напряжений. Их максимальные значения могут быть уменьшены на порядок. Практика эксплуатации полиуретановых адаптеров на роликах конических рольгангов ТЛС 3000 полностью это подтверждает. После установки адаптеров (полиуретановые кольца толщиной $\delta=20$ мм) разбивание подушек полностью прекратилось. Однако срок службы подшипников практически остался неизменным, хотя эффект уменьшения нагрузки (весьма незначительный) должен проявиться. Он связан с изменением рабочей характеристики силовой линии ролика. Другими словами, эффект амортизации в этой силовой линии связан с уменьшением ее жесткости из-за деформации ПА.

Оценить уменьшение жесткости можно приблизительно, учитывая некоторые данные из опыта эксплуатации. Так, например, известно [4], что коэффициенты динамичности для роликов рольгангов прокатных станов очень велики из-за отсутствия амортизации и составляют $K_\delta \approx 40-50$. Примем для рассматриваемого случая $K_\delta \approx 40$. Тогда в общепринятом выражении

$$K_\delta = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_{cm}}}$$

можно отбросить обе единицы, а $K_\delta^2 \approx 40^2 \approx 1600$. Итак, $2h/\delta_{cm} \approx 1600$. Этот вариант соответствует отсутствию амортизации. Если амортизация осуществляется буфером-адаптером, то δ_{cm} должно возрасти до значения δ'_{cm} :

$$\delta'_{cm} = \delta_{cm} + \delta_a,$$

где δ_a – осадка амортизатора.

Значения δ_{cm} и δ_a могут быть найдены с точ-

ностью, достаточной для качественной оценки. Для определения δ_{cm} можно считать, что это стрела прогиба валка (рис. 2) длиной l и средним диаметром d от действия сосредоточенной силы P_{cm} (доля веса раската, приходящаяся на один ролик рольганга).

Тогда

$$\delta_{cm} = \frac{P_{cm} \cdot l^3}{48EI_x},$$

где $E=2 \cdot 10^5$ МПа – нормальный модуль упругости для материала ролика (стали); I_x – осевой момент инерции поперечного сечения ролика. Он может быть найден приблизительно (если заменить конический ролик эквивалентным цилиндрическим) как $I_x = \pi d^4 / 64 \approx 0,05 d^4$.

Расчетная схема адаптера-буфера показана на рис. 3.

Статическая осадка адаптера δ_a может быть найдена как уменьшение высоты адаптера h при действии на него силы $P_{cm}/2$:

$$\delta_{a1} = \frac{P_{cm} \cdot h}{2E_{к1} \cdot F_1},$$

$$E_{к1} = E_c (1 + \chi \Phi_1^2),$$

$$\Phi = \frac{F}{F_b} = \frac{\pi d^2}{4\pi dh} = \frac{d}{4h}.$$

где $E_{к1}$ – конструктивный модуль упругости для материала адаптера (с ограниченной поперечной деформацией); χ – коэффициент закрепления торцов УЭ; Φ – коэффициент формы УЭ; E_c – модуль упругости эластомера при сжатии; $F_{\delta 1} = 64 \text{ см}^2$ – площадь свободной боковой поверхности УЭ (торцы амортизатора с размерами 16×2 см условно свободны. Фактически торцы амортизатора в

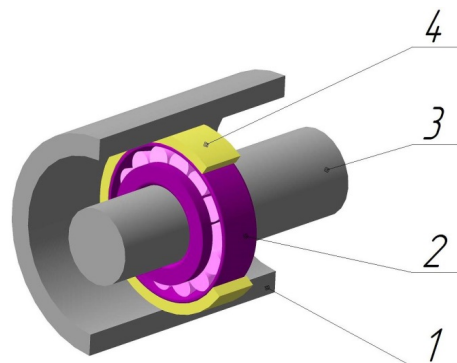


Рис. 1. Схема установки кольцевого амортизатора (адаптера-буфера):
1 – подушка; 2 – подшипник;
3 – вал; 4 – амортизатор

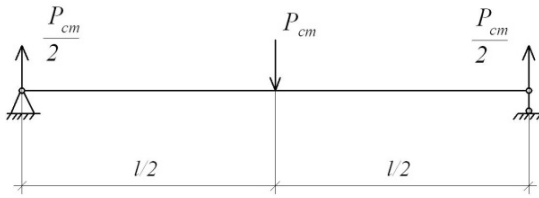


Рис. 2. Расчетная схема ролика

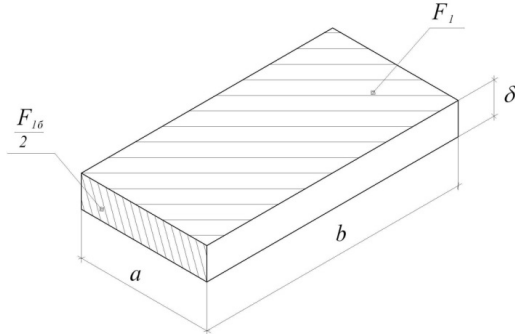


Рис. 3. Расчетная схема адаптера-буфера (вариант 1)

принятой расчетной схеме свободными не являются, но допускают перетекание материала из нижнего полукольца в верхнее (см. рис. 3); F_1 – площадь поперечного сечения УЭ:

$$F_1 = a \cdot b = 16 \cdot 42 = 672 \text{ см}^2, \\ a = 160 \text{ мм} = 16 \text{ см.} \\ b = D_{cp} = \frac{D_0 + D}{2} = \frac{440 + 400}{2} = 420 \text{ мм} = 42 \text{ см.}$$

В рассматриваемом примере был применен полиуретан Adipren L 167 ShA 95 с $E_c = 45$ МПа. При отсутствии приклеивания и смазки можно принять $\chi = 0,8$.

Тогда

$$\Phi_1 = \frac{672}{64} = 10,5, \\ E_{\kappa 1} = E_c (1 + \chi \Phi_1^2) = 45 (1 + 0,8 \cdot 10,5^2) = 4000 \text{ МПа.}$$

Однако наибольший возможный модуль не может быть больше, чем объемный модуль упругости K_v , т.е. $E_{\kappa} \leq K_v$. Объемный модуль упругости для полиуретанов составляет 3200 МПа [13]. Поэтому для рассматриваемого УЭ следует принять $E_{\kappa 1} = 3200$ МПа.

Ниже выполнена оценка способности данного амортизатора выполнять функцию буферного устройства, т.е. уменьшать паразитные нагрузки при энергетических воздействиях. Оценка отношения $\delta_{cm} / \delta_{a1}$ выполняется следующим образом:

$$\frac{\delta_{cm}}{\delta_{a1}} = \frac{P_{cm} l^3 \cdot 2 E_{\kappa 1} \cdot F_1}{48 E I_x \cdot P_{cm} \cdot h} = \frac{E_{\kappa 1} \cdot F_1 \cdot l^3}{24 E I_x \cdot h} = 4,55.$$

Обратное отношение $\delta_{a1} / \delta_{cm} = 0,222$.

Отношение коэффициентов динамичности

$$\frac{K'_\delta}{K_\delta} = \frac{\sqrt{\frac{zh}{\delta_{cm}}}}{\sqrt{\frac{zh}{\delta'_{cm}}}} = \sqrt{\frac{\delta'_{cm}}{\delta_{cm}}} = \sqrt{\frac{\delta_{cm} (1 + 0,222)}{\delta_{cm}}} = 1,1.$$

Таким образом, можно считать, что установленный адаптер обладает и некоторым эффектом буфера, т.е. уменьшает нагрузки ударного характера примерно на 10 %. Однако при установке адаптера пришлось перейти на подшипник меньшего диаметра (400 мм вместо 440 мм). Этот подшипник имеет динамическую грузоподъемность, на 25 % меньше. Если эффект буферного устройства составит $K_\delta / K'_\delta > 1,25$, то ресурс подшипника увеличится. Как этого достичь?

Применение полиуретана меньшей жесткости практически не дает эффекта потому, что адаптер работает в условиях всестороннего сжатия; значит, $E_{\kappa} \approx 3200$ МПа останется неизменным для всех полиуретанов. Но если предусмотреть пустоты в теле адаптера, то изменится Φ , а значит, и E_{κ} . Например, адаптер можно выполнить из колец трапециевидального сечения (рис. 4). Тогда коэффициент формы для элемента из двух колец, показанного на рис. 5:

$$F_2 = 2 \cdot 0,4 \cdot a \cdot b = 0,8 \cdot 42 \cdot 16 = 538 \text{ см}^2, \\ F_{b2} = 4 \delta D_{cp} = 4 \cdot 2 \cdot 42 = 336 \text{ см}^2, \\ \Phi_2 = \frac{538}{336} = 1,6, \\ E_{\kappa 2} = E_c (1 + \chi \Phi_2^2) = 45 (1 + 0,8 \cdot 1,6^2) = 137 \text{ МПа,} \\ \frac{\delta_{cm}}{\delta_{az}} = 4,55 \cdot \frac{137}{3200} = 0,195.$$

Обратное отношение $\delta_{a2} / \delta_{cm} = 1 / 0,195 = 5,13$.

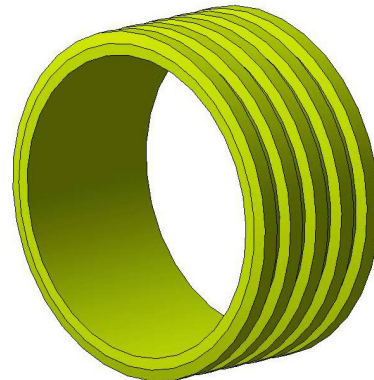


Рис. 4. УЭ буфера-адаптера подшипника конического ролика

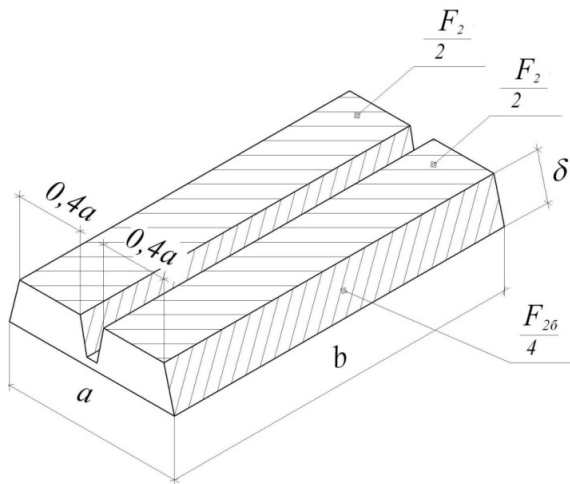


Рис. 5. Расчетная схема буфера-адаптера (вариант 2)

Изменение коэффициента динамичности $K_{\delta}/K''_{\delta}=2,48$, т.е. максимальные нагрузки уменьшаются почти в 2,5 раза. Это на порядок увеличивает ресурс подшипников.

В этом варианте амортизатор, кроме функции адаптера, выполняет еще и функцию буфера, т.к. существенно уменьшает значения возникающих нагрузок. При этом увеличивается функциональная прочность всех деталей ролика; снижается коэффициент динамичности и, соответственно, значение максимальной силы. Отношение функциональных прочностей в двух вариантах составляет

$$\frac{n_{\phi 2}}{n_{\phi 1}} = \frac{P \cdot P_{\max 1}}{P_{\max 2} \cdot P} = \frac{P_{cm} \cdot K'_{\delta}}{P_{cm} \cdot K''_{\delta}} = \frac{K_{\delta} \cdot 2,48}{K_{\delta} \cdot 1,1} = 2,25,$$

т.е. функциональная прочность всех деталей узла ролика повысилась в 2,25 раза.

Выводы

Рассмотренный пример демонстрирует возможность существенного увеличения функциональной прочности узла ролика рольганга за счет рационального выбора параметров малогабаритного амортизатора. Предложена методика расчета и выбора основных параметров упругих элементов малогабаритных буферов-адаптеров. Результаты расчетов проверялись внедрением в производственную практику толстолистового цеха 3000 (конический рольганг, 20 опор роликов до и после черновой клетки КВ-1, подшипники №23248) и непрерывного широкополосного стана 1700 (приемный рольганг, 4 опоры роликов, подшипники №2097148) ПАО «Мариупольский металлургический комбинат им. Ильича». Ресурс подшипников после внедрения амортизаторов был увеличен до 22 месяцев, что подтвер-

ждено актами внедрения.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере.

Список литературы

1. Current Views on the Detailed Design of Heavily Loaded Components for Rolling Mills / V. Mazur, V. Artyukh, G. Artyukh, M. Takadzhi / Engineering Designer. – 2012. – Vol.37, No.1. – P. 26-29.
2. Артюх В.Г. Основы защиты металлургических машин от поломок: Монография. – Мариуполь: Издат. группа «Университет», 2015. – 288 с.
3. Артюх В.Г. Качество металлургической машины / Захист металургійних машин від поломок. – 2009. – Вип.11. – С. 23-28.
4. Артюх Г.В., Артюх В.Г., Беляев А.Н. Амортизация станинных роликов слябинга 1150 / Захист металургійних машин від поломок. – 2002. – Вип.6. – С. 132-136.
5. Gharaibeh N.S., Matarneh M.I., Artyukh V.G. Loading Decrease in Metallurgical Machines / Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology. – 2014. – No.8(12). – P. 1461-1464.
6. Артюх В.Г. Нагрузки и перегрузки в металлургических машинах. – Мариуполь: ПГТУ, 2008. – 246 с.
7. Artiukh V.G., Karlushin S.Yu., Sorochan E.N. Peculiarities of Mechanical Characteristics of Contemporary Polyurethane Elastomers / Procedia Engineering. – 2015. – No.117. – P. 938-944.
8. Matarneh M.I., Gharaibeh N.S., Artyukh V.G. Effectiveness of Flexible Pin Type Couplings / International Journal of Engineering Science and Innovative Technology (IJESIT). – 2015. – Vol.4, Issue 2. – P. 1-7.
9. Пат. 85962 Україна, МПК В 61 G 9/00. Поглинальний апарат автозчепу залізничного транспортного засобу / Артюх Г.В., Артюх В.Г., Корчагін В.О., Корчагіна Т.В. (Україна). – №а200709268; заявл. 14.08.07; опубл. 10.03.09, Бюл. №5.
10. Пат. 92188 Україна, МПК F 16 F 3/00. Амортизатор / Корчагіна Т.В., Корчагін В.О., Артюх В.Г., Артюх Г.В., Беляев О.М. (Україна). – №а200805008; заявл. 18.04.08; опубл. 11.10.10, Бюл. №19.
11. Пат. 17608 Україна, МКВ В 21 В 35/14. Запобіжний шпindel, що не руйнується, при вводу прокатної кліти / Артюх Г.В., Артюх В.Г. (Україна). – №95125136. – заявл. 05.12.1995; опубл. 29.12.1999, Бюл. №8.

12. Исследование применимости полимерных клеевых композиций в металлургических и транспортных машинах / В.Г. Артюх, Г.В. Артюх, С.Ю. Карлушин и др. // Захист металургійних машин від поломок. – 2005. – Вип.8. – С. 162-165.
13. Артюх Г.В. К вопросу определения коэффициента Пуассона / Защита металлургических машин от поломок. – 1998. – Вып.3. – С. 177-184.

V.G. Artiukh /Dr. Sci. (Eng.)/, M.O. Belyaev

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (St. Petersburg)

E.N. Sorochan

Pryazovskyi State Technical University (Mariupol)

THE PARAMETERS CHOICE OF SMALL-SIZE SHOCK ABSORBERS FOR ROLLER TABLE ROLLERS OF ROLLING MILLS

Background. Metallurgical machines have high parameters on loads, dimensions, and actuating elements speed. The number of breakdowns of metallurgical equipment parts is high. Breakage of parts and components of metallurgical machinery lead to millions of losses associated with the high cost of parts and downtime losses of high-performance units. Such parts include bearing assemblies of the roller table rollers of rolling mills. At PJSC “Illich Iron and Steel Works” (Mariupol) the service life of such bearings (e.g., tapered roller table of plate mill 3000 or the receiving roller table of continuous wide mill 1700) is only about two months, which is clearly insufficient. In modern constructions of the roller table rollers, there is no space to install large absorbers of compression or shear, so you have to use small-size shock absorbers installed under the outer ring of the bearings. A proper choice of such absorber parameters would significantly increase the functional strength of the entire roller assembly of the roller table.

Materials and/or methods. As a material for elastic elements of small-size shock absorbers cast structural polyurethane adipren L-167 95 ShA was used. The study used an integrated approach, including theoretical and experimental research as well as the design study. Theoretical research is based the methods of the theory of elasticity and plasticity, mathematical statistics and reliability theory. To analyze the stress-strain state of elements of the protective devices the finite element method was used (software complexes ANSYS Mechanical and ANSYS DesignXplorer Module). For the parametric design of protective and shock absorbing devices, a complex CAD KOMPAS 3D was employed. The experiments included physical modeling of protective devices in the laboratory of the “Strength of materials” Department of Federal State Autonomous Educational Institution “Peter the Great St. Petersburg State Polytechnic University”, and a study of the absorbers performance under operating conditions at PJSC “Illich Iron and Steel Works” (Mariupol).

Results. Two versions of the buffer-adapter to reduce parasitic loads in the roller bearing of the roller table are developed. The technique of calculation and choice of basic parameters of elastic elements of small buffers-adapters is proposed. As a result of their application in practice, the factor of dynamism (and, hence, maximum load) was reduced by 2.5 times. The bearing service life after the introduction of shock absorbers was increased to 22 months.

Conclusion. The example demonstrates the possibility to substantially increase the functional strength of the roller table rollers assembly through a rational parameters choice of a small-size absorber. The results of the calculations were verified by implementation in the industrial practice of the plate shop 3000 (tapered roller table, 20 support rollers before and after the KV-1 roughing stand, bearings No.23248) and continuous wide mill 1700 (receiving roller table, 4 support rollers, bearings No.2097148) of PJSC “Illich Iron and Steel Works” (Mariupol). The bearing service life after the introduction of shock absorbers was increased to 22 months, which is confirmed by the implementation acts.

Keywords: metallurgical machine, roller table rollers, parasitic loads, shock absorber, breakage protection, energy intensity, rolling mill.

Статья поступила 09.12.2015 г.

© В.Г. Артюх, М.О. Беляев, Е.Н. Сорочан, 2016

Рецензент д.т.н., проф. А.В. Яковченко