

В.Г. Артюх /д.т.н./, Н.В. Чернышева /к.т.н./, Е.Л. Яковлева /к.т.н./
 ГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»
 (Санкт-Петербург)

А.А. Никитченко

Научно-исследовательский центр транспортных технологий (Санкт-Петербург)

В.О. Мазур

ООО «Научно-производственное объединение «Санкт-Петербургская Электротехническая Компания» (Санкт-Петербург)

ИСПЫТАНИЯ МОДЕЛЕЙ УПРУГИХ ВАЛОВ-ЭНЕРГОАККУМУЛЯТОРОВ ПРИВОДОВ НЕПРЕРЫВНЫХ ШИРОКОПОЛОСНЫХ СТАНОВ

Показана возможность создания активного устройства (вала-энергоаккумулятора с упругим элементом из конструкционного полиуретана), которое может быть установлено в главной линии привода прокатной клетки. Определены необходимые механические характеристики полиуретановых эластомеров для упругого элемента вала-энергоаккумулятора. Разработаны необходимые испытательные установки для нестандартных испытаний упругих элементов. Разработаны варианты конструкций упругого вала-энергоаккумулятора.

Ключевые слова: непрерывные широкополосные станы (НШС), энергоемкость, амортизация, упругие валы и муфты, эластомеры и полимеры, вал-энергоаккумулятор.

Постановка проблемы

Непрерывные широкополосные станы (НШС) отличаются очень высокой динамичностью и аварийностью [1...8]. В процессе эксплуатации разрушаются валки, шпиндели, подшипники, наделки подушек и станин. Основной причиной такого положения является высокая жесткость указанного оборудования и низкая его энергоемкость [9...11]. В этих условиях появляются паразитные нагрузки (например, горизонтальная сила, действующая на рабочие валки и главную линию стана) [12...15].

Наличие горизонтальной силы приводит к тому, что крутящие моменты в главной линии возрастают при захвате раската в 3...4 раза со всеми отрицательными последствиями [16]. Одним из вариантов амортизации возникающих паразитных нагрузок является разработка и установка в главных линиях НШС специальных активных устройств. По принципу действия такие устройства должны обладать свойствами буферов и демпферов, то есть обладать большими энергоемкостью и рассеянием энергии (внутренним трением). Первое качество необходимо для «срезания» пиков нагрузок – как правило, первого пика. Второе – для демпфирования возникающего колебательного процесса. Основным требованием к подобному устройству является максимально возможная энергоемкость при умеренной нагрузке. Подобные устройства логично называть энергоаккумуляторами.

Попытки ликвидировать или хотя бы существенно уменьшить горизонтальные силы, которые неоднократно предпринимались в различных цехах меткомбинатов стран СНГ, ощутимого результата не принесли [17,18]. Одной из причин этого было то, что не удавалось разработать активные энергоемкие устройства для клеток и главных линий. Это возможно сделать только с применением энергоемких низкомолекулярных полимерных (эластомерных) материалов [10].

Анализ последних исследований и публикаций

Состояние дел с внедрением эластомерных материалов нельзя признать удовлетворительным. Объем их внедрения (и, соответственно, экономический эффект) мог бы быть существенно больше. Основной причиной этого следует считать недостаток знаний об основных механических характеристиках этих материалов. С другой стороны, производители полимеров являются специалистами-технологами и имеют недостаточное представление о требуемых для практики эксплуатации полимерных деталей механических характеристиках производимых ими полимеров.

Для активных деталей, являющихся упругими элементами (УЭ) буферов, упругих валов и муфт, наиболее существенной характеристикой является их энергоемкость (запас потенци-

альной энергии упругой деформации). Энергоемкость детали в значительной мере зависит от удельной энергоемкости ее материала. Между тем, такой характеристики не приводит ни один производитель полимеров, что говорит об ограниченном понимании требований к материалам. Другая группа активных деталей представляет собой компенсаторы, ограничивающие паразитные нагрузки при значительных деформациях узлов, вызванных несоосностями, перекосами и другими деформациями, связанными с повышенным износом и погрешностями монтажа. Для таких деталей важно знать максимально допустимую упругую деформацию как при растяжении, так и при сжатии. Сведения об этой характеристике также отсутствуют во многих рекламных проспектах фирм – производителей полимеров.

Эластомеры и полимеры обладают рядом особенностей, влияющих на их нагруженность и долговечность. К таким особенностям можно отнести малую сжимаемость. У этих материалов объемный модуль упругости в десятки раз больше, чем модуль Юнга при сжатии и растяжении. Одним из следствий этого свойства является то, что такие материалы можно использовать как передающую среду и создавать конструкции, близкие к гидравлическим [19,20]. Таким образом работают эластомеры в усилителях, редукторах, домкратах, съемниках, некоторых типах предохранителей и амортизаторов. Полимерные и эластомерные пластины малой толщины работают в аналогичных условиях, если они сжаты в направлении наименьшего размера. Для этих эластомеров важна сжимаемость в замкнутом объеме, отражаемая объемным модулем упругости. Эта характеристика также отсутствует в большинстве рекламных проспектов и заводских нормалей. Ее можно было бы рассчитать, если бы кроме нормальных модулей упругости приводились значения коэффициентов Пуассона, однако и эти сведения в проспектах отсутствуют.

Недостаточно исследованы также реологические явления, протекающие в полимерах при обычных температурах, то есть ползучесть и релаксация напряжений [21,22]. Известны попытки применить полиуретановые амортизаторы в системе уравнивания шпинделей блюмингов и слябингов. Некоторые из этих попыток оказались неудачными из-за быстро развивающихся деформаций ползучести. В амортизаторах стальных роликов и роликов рольгангов работают предварительно напряженные полиуретановые упругие элементы, усилия предварительной затяжки которых постоянно релаксируют во вре-

мени. В приведенных случаях применения эластомеров нужно знать параметры ползучести и релаксации, которые также отсутствуют в проспектах.

Еще одна характеристика полимеров, связанная с внутренним трением, – коэффициент рассеяния энергии. Эта величина для полимеров на несколько порядков больше, чем для металлов. Так, для многих марок литевых конструкционных полиуретанов рассеяние энергии за один цикл составляет $\psi=0,45...0,55$ [23]. Нелишним будет знать коэффициент трения скольжения полимера по стали, адгезионные свойства по отношению к сталям [24,25]. В ряде случаев нужно знать максимально допустимые упругие деформации, а также максимальные деформации до разрушения.

В рассмотренных примерах применения полимеров и эластомеров отсутствие необходимых механических характеристик существенно затрудняет выбор конкретной марки полимера и рабочее проектирование устройств. Так, для амортизаторов и буферов нужны материалы с максимальной энергоемкостью, для демпферов – с максимальным внутренним трением, для компенсаторов – с максимальными упругими деформациями. Для усилителей, редукторов, съемников, домкратов, упругих шарниров нужны материалы малосжимаемые с максимальным значением объемного модуля упругости. Для подшипников и подпятников – с минимальным и стабильным коэффициентом трения и высокой износостойкостью. Для упругих муфт и валов-энергоаккумуляторов – с хорошими адгезионными свойствами по отношению к сталям и высокой энергоемкостью.

Подобрать такой материал по рекламным проспектам, издаваемым фирмами-изготовителями, практически невозможно.

Цель (задачи) исследования

Целью настоящей работы является показать возможность создания активного устройства (вала-энергоаккумулятора с упругим элементом из конструкционного полиуретана), которое может быть установлено в главной линии привода прокатной клетки. Основные задачи: определение необходимых механических характеристик полиуретановых эластомеров для упругого элемента вала-энергоаккумулятора; создание необходимых испытательных установок для нестандартных испытаний упругих элементов (кручение, усталостная прочность, натяг); проработка вариантов конструкций упругого вала-энергоаккумулятора (упругого шпинделя) для приводов черновых клетей НШС.

Основной материал исследования

Основная деталь упругого вала представляет собой буферное устройство. Материал этой детали должен обладать максимально возможной энергоемкостью. Кроме того, проектируемый вал должен также иметь свойства демпфера (для гашения колебаний, возникающих в момент захвата). Поэтому желательно, чтобы материал УЭ имел большое внутреннее трение. Адгезия полимеров и эластомеров к стали определяет возможность создания таких эффективных устройств, как компактные упругие муфты, компенсаторы, демпферные и буферные устройства и т.д. [25,26]. Ряд термопластичных полимеров обнаруживают значительно большую адгезию к стали (при соответствующем нагреве), чем при использовании специальных клеевых композиций.

Анализ характеристик конструкционных материалов [21,23,25,27,28] показал, что наиболее подходящим материалом для упругого вала следует считать конструкционный полиуретан отечественного производства СКУ-ПФЛ-100; возможно также применение полиуретанов группы adiprene (например, adiprene L 167). Внутреннее трение этого полиуретана достаточно велико для эффективного демпфирования. Коэффициент рассеяния энергии составляет $\psi=50\%$. Технология изготовления крупных деталей из этого материала достаточно проста – свободное литье в металлическую форму. Кроме того, данный материал может быть приклеен к стальной арматуре, как холодным, так и горячим способом.

Вопрос об энергоемкости активных деталей рассматривался в работе [27], в которой была предложена формула:

$$U = \alpha \frac{\sigma_*^2}{E} \cdot V,$$

где V – объем упругого элемента; E – нормальный модуль упругости материала; σ_* – предельное напряжение для материала УЭ; α – коэффициент качества напряженного состояния упругого элемента.

Задача выбора УЭ с оптимальными параметрами может быть разделена на две части:

- выбор материала УЭ;
- выбор формы УЭ и схемы его нагружения.

Анализ материалов по удельной энергоемкости показывает, что наиболее энергоемкими материалами (по параметру σ_*^2/E) являются полиуретановые эластомеры и пружинные стали, причем пружинные стали совершенствовались по этому параметру десятки лет, в то время как энергоемкость для полиуретанов вообще фирмами-изготовителями не определяется.

Второй параметр – α отражает качество напряженного состояния УЭ. Чем равномернее распределены напряжения в УЭ, тем выше качество и больше коэффициент α . Для одноосного напряженного состояния $\alpha=0,5$. Получить такое значение коэффициента α для стальных УЭ практически невозможно, так как для стали деформации растяжения и сжатия являются очень жесткими, а приемлемые по жесткости деформации – изгиб и кручение – не обеспечивают равномерного распределения напряжений.

Для эластомеров, напротив, наиболее подходящими деформациями для упругих элементов являются сжатие, сдвиг, кручение валов в виде толстостенных труб. Первая из названных деформаций обеспечивает почти равномерное распределение напряжений. Небольшие отклонения связаны с наличием трения на торцах или жесткой приваренной (приклеенной) арматуры, ограничивающей радиальные деформации торцов УЭ и приводящей (по крайней мере, в тех частях УЭ, которые прилегают к его торцам), к объемному напряженному состоянию (всестороннему сжатию). При сдвиге и кручении вала в виде трубы можно также обеспечить почти равномерное распределение напряжений.

Указанные схемы нагружения показаны на рис. 1а,б,в. Эти схемы дают очень близкие значения энергоемкости. Металлическая арматура в этих устройствах практически не принимает участия в накоплении энергии, а упругий элемент из эластомера накапливает энергию:

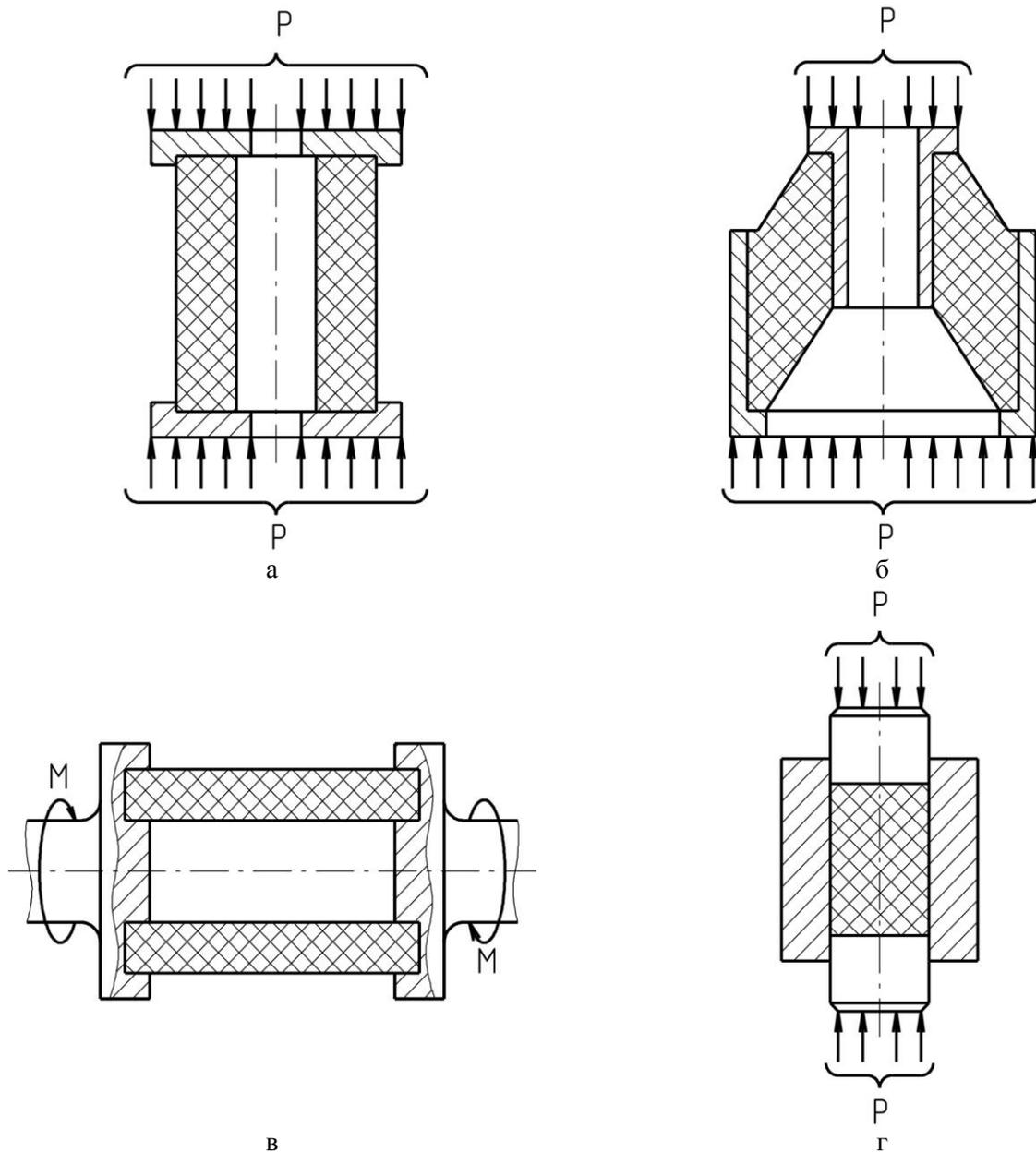
$$U \approx 0,009E_c \cdot V,$$

где E_c – нормальный модуль упругости при сжатии.

Эта формула пригодна для эластомеров в диапазоне модулей упругости $10 < E_c < 100$ МПа. Так, для одного из наиболее распространенных эластомеров, полиуретана СКУ-ПФЛ-100, при $E=60$ МПа получим $U=5,4V$, МДж.

В связи с этим представляет интерес поиск других схем нагружения УЭ с большим значением энергоемкости. Рассмотрим, например, схему, при которой эластомер сжимается в замкнутом объеме. Упругий элемент помещен в прочный стальной корпус в виде трубы. Многочисленными опытами установлено [10], что объемный модуль упругости для эластомеров составляет примерно $K \approx 3000$ МПа. Если в первом приближении пренебречь деформацией стального корпуса, что пойдет в запас энергоемкости, то удельная энергоемкость УЭ составит:

$$u = \frac{\sigma_*^2}{2K} = \frac{p_*^2}{2K},$$



в
Рис. 1. Схемы нагружения УЭ энергоаккумуляторов:
а – сжатие; б – сдвиг; в – кручение; г – объемное сжатие

где u – удельная энергоемкость; K – объемный модуль упругости; p_* – предельное давление.

Приравнивая эту энергоемкость к максимально возможной при нагружении по схеме одноосного сжатия, получим:

$$\frac{p_*^2}{2K} \approx 0,09E,$$

откуда:

$$p_* = \sqrt{0,18K \cdot E_c}.$$

Для полиуретана СКУ-ПФЛ-100 при $E_c=60$ МПа получим:

$$p_* = 23,2\sqrt{60} = 180 \text{ МПа}.$$

При таком давлении энергоемкость устройства совпадает с энергоемкостью элемента при осевом сжатии. При большем давлении преимущество получает схема (см. рис. 1г) с объемным сжатием эластомера.

Попытаемся в первом приближении учесть деформацию корпуса. Если использовать для изготовления корпуса высокопрочную пружинную сталь ($E=2 \cdot 10^5$ МПа; $\sigma=1600$ МПа), то относительная деформация корпуса составит $\epsilon=0,008$. Изменение площади поперечного сечения упругого элемента составит $\epsilon_f=0,016$, следовательно, на ту же величину возрастет деформация ϵ_x .

Ранее учитывалась деформация $\epsilon_x=180/3000=0,06=6\%$. Дополнительная деформация составляет $1,6/6 \cdot 100=26,6\%$. На эту же величину возрастает энергоёмкость.

Граничное давление составит $p_*=180/\sqrt{1,266}=160$ МПа. Для корпуса из пружинной стали ($\sigma_s=1800$ МПа) можно принять предельное напряжение $\sigma_*=1600$ МПа. Тогда удельная энергоёмкость (на единицу объёма):

$$U = \frac{\sigma_*^2}{2E} = \frac{1600^2}{2 \cdot 2 \cdot 10^5} = 6,4 \text{ МПа,}$$

т.е. получили энергоёмкость того же порядка, что и для эластомера в замкнутом объёме [27]. Это существенно повышает энергоёмкость всего устройства.

Для объёмного напряжённого состояния (см. рис. 1г) наиболее важным является возможность дальнейшего увеличения давления (например, со 160 до 300 МПа), что увеличивает энергоёмкость в 3,5 раза, однако при этом появляются и дополнительные проблемы, основными из которых являются следующие:

- обеспечение прочности корпуса при повышенном давлении в эластомере;
- обеспечение уплотнения;
- реализация требуемой жёсткости устройства.

Решение перечисленных вопросов представляет существенные технические трудности, но все эти вопросы разрешимы, поэтому данное устройство следует считать перспективным для достижения удельной энергоёмкости 20...25 МПа.

На основании этих расчетов становится возможным создание упругих валов-энергоаккумуляторов для главных линий прокатных станов высокой динамичности, например, главных линий непрерывных широкополосных станов горячей прокатки. Наиболее простой схемой такого вала следует считать вал в виде толстостенной трубы с металлическими торцевыми элементами, соединёнными с полиуретановым УЭ.

Варианты соединения могут быть различными – механическими, фрикционными, клеевыми.

Все эти варианты рассматривались как возможные. Однако первые два варианта связаны с нарушением целостности УЭ, то есть с возникновением концентраторов напряжений, уменьшающих прочность УЭ (в особенности его усталостную прочность). Напротив, целостность УЭ обеспечивает одинаковое распределение напряжений во всех поперечных сечениях вала, включая его торцевые сечения. Такое (почти равномерное) распределение напряжений обеспечивает высокое значение энергоёмкости.

Для случая кручения энергоёмкость вала можно определить по формуле:

$$u = \alpha \frac{\tau^2}{G} \cdot V,$$

где α – коэффициент качества напряжённого состояния, $\alpha=0,5$ для идеального (равномерного) распределения напряжений; G – модуль сдвига (для полиуретана СКУ-ПФЛ-100 $G=10...12$ МПа); τ – максимальное касательное напряжение, МПа.

Для принятой схемы вала с УЭ в виде толстостенной трубы основной проблемой, требующей решения, является прочность клеевого соединения. Для клеевого соединения указанного типа необходимо обеспечить адгезию с металлом и полиуретаном, то есть решить две задачи. Эксперименты проводили на моделях упругого вала (шпинделя), изготовленных в масштабе 1:10 (рис. 2). Полиуретановый УЭ торцом приклеивался к стальным полумуфтам. Установка КМ-200 (максимальный крутящий момент 2000 Н·м), разработанная специально для этих испытаний, показана на рис. 3, а ее кинематическая схема – на рис. 4. В испытаниях опробовались клеи двух типов:

- цианлакриловые клеи холодного отверждения (Si-100; MC-100). Эти два клея показали наилучшие результаты среди клеев холодного отверждения;
- клеи-расплавы на основе термопластичных полиуретанов (типа Desmopan).



Рис. 2. Испытанные модели упругих валов

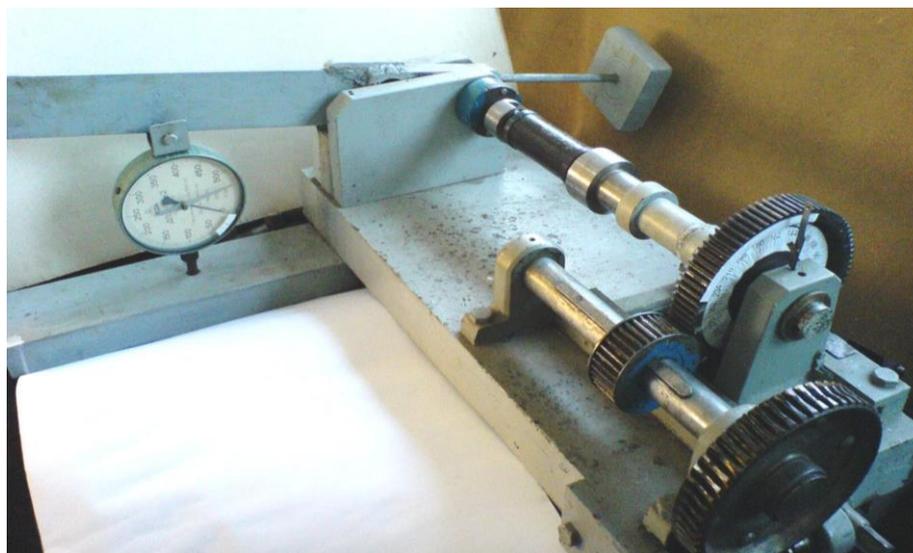


Рис. 3. Установка KM-200 для испытаний моделей упругих валов

Кроме того, испытывались клеи-расплавы на основе полиамидов, которые показали очень слабую адгезию к полиуретанам.

Результаты испытаний сведены в табл. 1. Максимальные касательные напряжения (в момент разрушения) составляли примерно 5 МПа, что обеспечивает для вала запас прочности $n=1,74$. Для повышения прочности до $n=3,5$ нужно увеличить площадь склеивания примерно в 2 раза. Для этого торцы УЭ и металлические полумуфты следует изготовить коническими с углом $\alpha \approx 23^\circ$. Такая форма обеспечивает равномерное распределение напряжений во всех точках поперечного сечения.

Учитывая, что вал-энергоаккумулятор является особо ответственной деталью привода, а также то, что данная конструкция не имеет ана-

логов, а следовательно, нет опыта эксплуатации подобных конструкций, решено было провести дополнительные испытания моделей подобных валов. При этом преследовались две цели:

1. Установить (хотя бы ориентировочно) масштабные зависимости, относящиеся к прочности и жесткости подобных валов.

2. Получить данные об усталостной прочности упругого элемента вала и деталей его крепления.

Ответ на первый вопрос требует проведения испытаний на крупных моделях (в масштабе 1:2). Такая модель была изготовлена (в варианте механического крепления). Основное затруднение при испытании подобных устройств заключается в отсутствии необходимых испытательных машин и стендов.

Табл. 1. Результаты испытаний клееных моделей упругих валов

№ п/п	Момент, Н·м	Упругий угол, °	Напряжения, МПа	Варианты исполнения упругих валов
1	250	145	5	Склеен desmoran
2	180	110	3,5	Склеен desmoran
3	250	144	5	Склеен desmoran
4	250	90	5	Склеен desmoran
5	250	120	5	Клей SI-100 (после испытания клей остался на полиуретане, другая сторона, склеенная desmoran, выдержала)
6	180	67	3,5	Клей MC-100 (после испытания клей остался на полиуретане; другая сторона, склеенная desmoran, выдержала)
7	325	216	6,4	Клей MC-100 (после испытания клей остался на полиуретане; другая сторона, склеенная desmoran, выдержала)
8	120	67	2,3	Клей MC-100 (клеили на пленку, которая осталась на полиуретане)
9	200	120	4	Склеен desmoran (клей остался на обеих поверхностях)
10	210	81	4,1	Одна сторона склеена desmoran, другая – MC-100
11	230	140	4,5	Склеен desmoran (центрирующий элемент свободно)
12	250	103	5	Склеен desmoran (центрирующий элемент запрессован)
13	260	103	5,1	Склеен desmoran (центрирующий элемент запрессован)

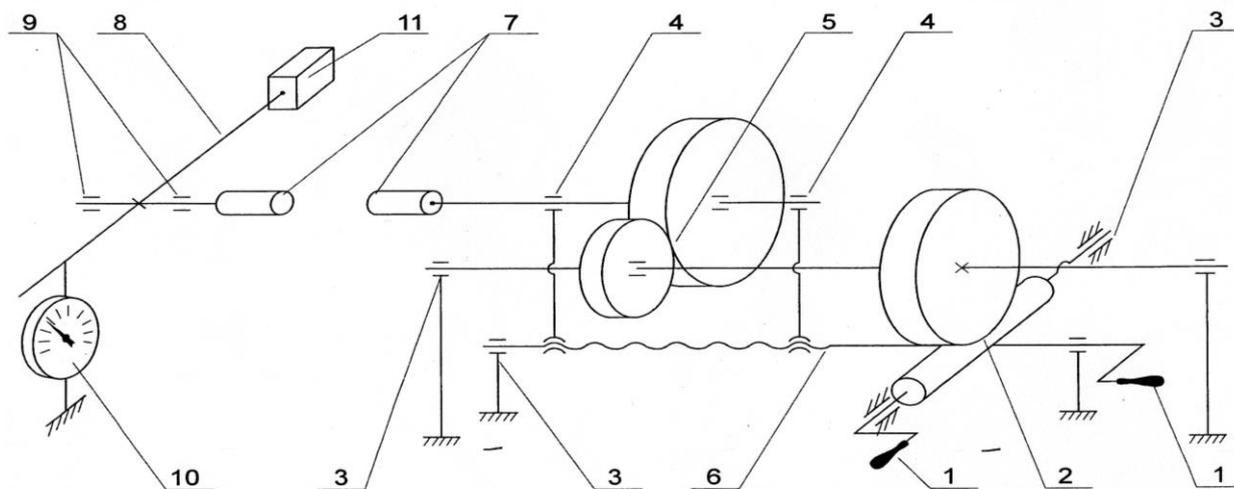


Рис. 4. Кинематическая схема испытательной машины КМ-200:

- 1 – рукоятка; 2 – червячная передача; 3, 4 – подшипники скольжения; 5 – зубчатая передача; 6 – винтовая передача; 7 – прижимы; 8 – рычаг; 9 – подшипники качения; 10 – динамометр; 11 – контргруз

Стандартные машины для испытаний на кручение рассчитаны на крутящие моменты $100 \geq M_k \geq 500$ Н·м. Это очень малые моменты; они не позволяют провести требуемые испытания. В нашем случае крутящий момент зависит от куба линейного размера устройства. При масштабе 1:2 крутящий момент будет составлять $0,5^3 = 0,125$ от действующего в приводе прокатного стана.

Расчетный момент на быстроходном валу привода клетки №4а равен 80 кН·м (такой момент возникнет при снижении коэффициента динамичности с 3,8 до 1,9). Тогда крутящий момент на модели равен $M_m = 0,125 \cdot 8010$ кН·м. Этот момент в двадцать раз превышает тот, который развивает стандартная испытательная машина. В связи с этим была разработана схема испытаний, которая использует приспособления к испытательной

машине ПР-500. Это приспособление показано на рис. 5.

Оно представляет собой два рычага и систему крепления этих рычагов к торцам испытуемого вала. Подобное устройство может применяться для проверки прочности (с доведением до разрушения) крупных деталей, работающих на кручение. Недостатком данного устройства является ограниченный угол закручивания ($\varphi_{max} \leq 30^\circ$). Поэтому модель упругого вала была значительно короче требуемой. Максимальный угол закручивания составлял не 180° , а 30° . Для того чтобы при этом угле закручивания получить максимальный крутящий момент, пришлось расчетную длину вала уменьшить в 6 раз. При этом была сохранена идентичность по максимальным напряжениям.

УЭ модели (рис. 6) был изготовлен из поли-

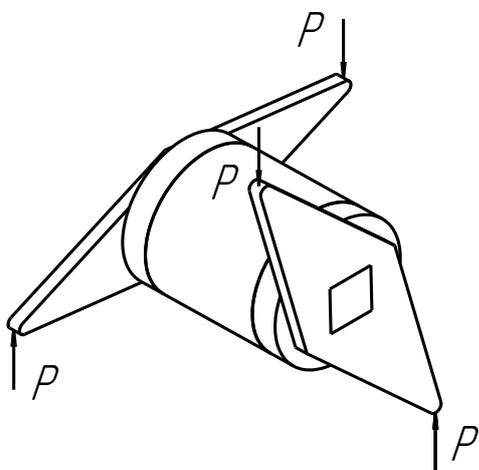


Рис. 5. Приспособление к испытательной машине ПР-500

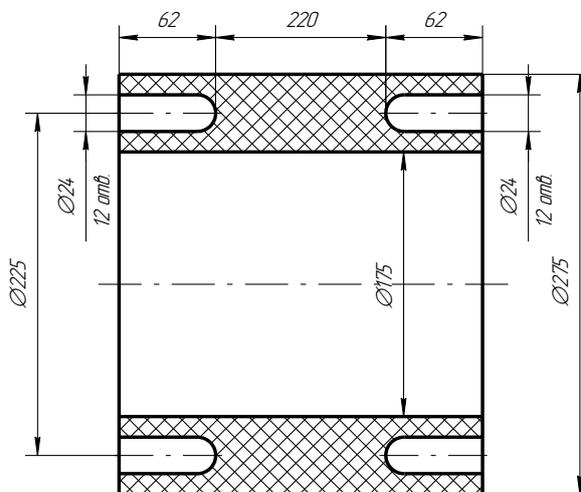


Рис. 6. Упругий элемент модели

уретана СКУ-ПФЛ-100. Модель выдержала расчетный крутящий момент $M_m^{\max}=10$ кН·м, что соответствует моменту $M_c^{\max}=125$ кН·м на стане. Характеристика испытанного устройства была практически линейной (рис. 7). Остаточных деформаций в полиуретановом УЭ и металлических элементах крепления не обнаружено.

Вопрос об усталостной прочности еще сложнее, так как испытательная техника, пригодная для проведения испытаний полиуретановых УЭ, отсутствует. Как отмечалось выше, испытательных машин для больших крутящих моментов нет (причем ни для статических, ни для усталостных испытаний). Здесь проблема не только в создании высокой нагрузки, но и в большом перемещении, требуемом для создания этой нагрузки, т.е. в большой энергии деформации испытуемого объекта. Существующие пульсаторы к гидравлическим испытательным машинам (например, к машине ГРМ-1) обеспечивают перемещение траверсы машины (а следовательно, и ее захватов) на величину $0 \leq \lambda \leq 5,0$ мм, что не позволяет испытать на усталостную прочность большинство амортизаторов металлургических машин.

Еще одна проблема подобных испытаний связана с большим внутренним трением эластомеров. Это приводит к тому, что требуется затрачивать (совершать) большую работу при подобных испытаниях. Последнее обстоятельство приводит к двум нежелательным эффектам: а) для подобных испытаний нужна машина с большой мощностью привода; б) образец (УЭ,

изготовленный из эластомера) может в процессе испытаний перегреваться и разрушаться от перегрева.

С учетом всего изложенного выше, было принято решение испытать на усталостную прочность модель упругого вала в масштабе 1:10; причем в качестве привода использовать привод токарного станка 16К20. Для осуществления нагружения образца по пульсирующему циклу было спроектировано и изготовлено специальное устройство (рис. 8), которое крепится на том же токарном станке. Один из приводных концов вала крепится в патроне токарного станка. Второй конец через промежуточную сцепную муфту зафиксирован в резцедержателе. Сцепная муфта выполняет функцию поочередного соединения и разъединения привода.

Испытания проводились при скорости вращения патрона $n_1=35$ об/мин и $n_2=60$ об/мин. Большие скорости не применялись из-за опасности перегрева УЭ и появления повышенных динамических нагрузок в сцепном устройстве. Частота нагружения составляла: 1) $35 \cdot 4=140$ мин⁻¹; 2) $60 \cdot 4=240$ мин⁻¹.

Общее число нагружений составило $N=5 \cdot 10^5$. Это соответствует безаварийной работе вала в течение 12 месяцев. Нагружение проводилось по отнулевому (пульсирующему) циклу. Напряжение в УЭ регулировалось изменением его длины. Это напряжение (как и расчетное напряжение в проектируемом вале) составляло $\tau_{\max}=2,88$ МПа. Механическое крепление образца выдержало эти испытания. Следов разрушения не обнаружено.

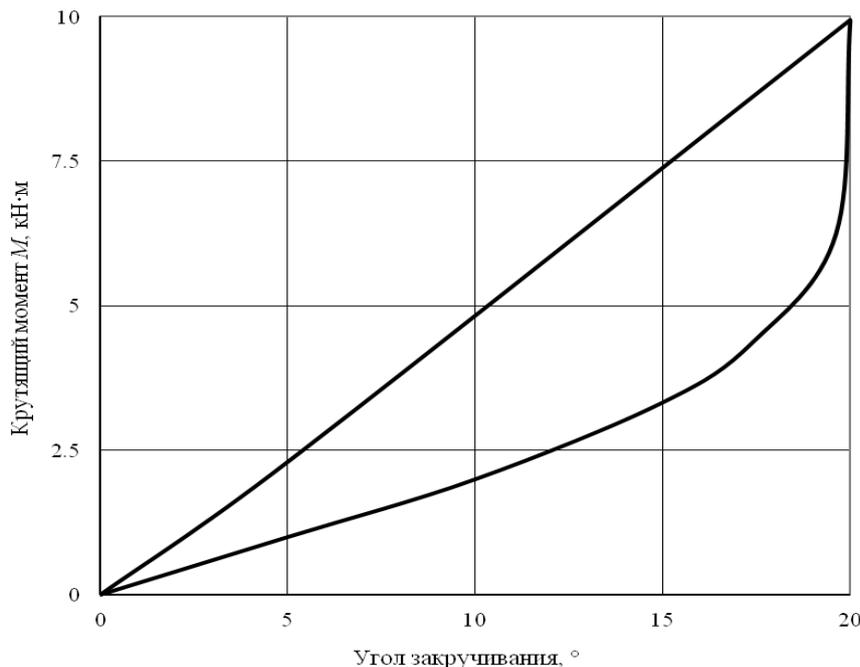


Рис. 7. Характеристика модели упругого шпинделя

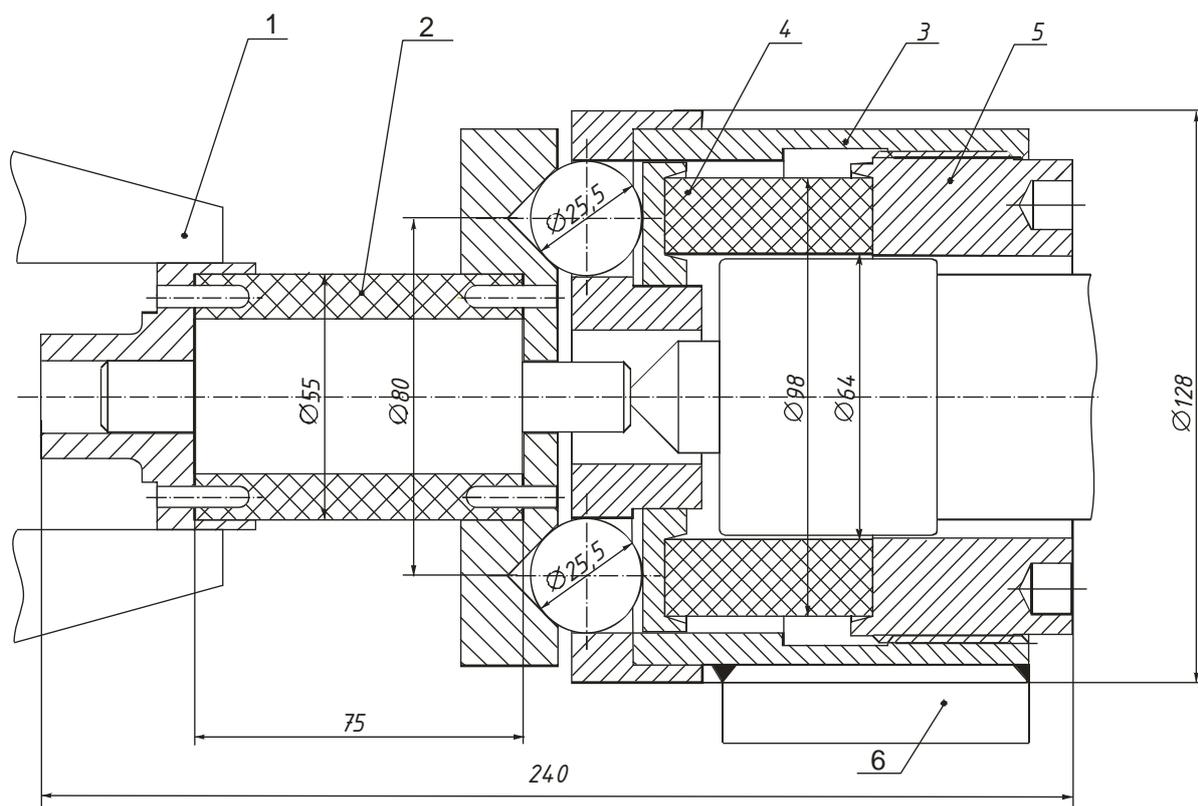


Рис. 8. Устройство для испытания моделей упругого шпинделя на усталостную прочность:
 1 – патрон токарного станка; 2 – модель упругого вала; 3 – пружинно-шариковая муфта;
 4 – упругая втулка; 5 – гайка регулировки момента срабатывания муфты;
 6 – хвостовик, устанавливаемый в резцедержатель станка

При установке этого вала его длина может быть уменьшена на 10...12 мм посредством стягивания двумя специальными шпильками. УЭ установлен на центрирующей трубе с гарантированным натягом по диаметру $\Delta d=4$ мм. Это устраняет «раздувание» вала при большой скорости вращения ($n=600$ об/мин). Кроме того, натяг позволяет использовать работу трения УЭ по трубе для демпфирования колебаний в главной линии станка, а также улучшает коэффициент асимметрии цикла, а значит, и его усталостную прочность.

Экспериментальная проверка требуемого натяга была выполнена на установке, показанной на рис. 9. Исследование процесса деформации УЭ от действия центробежных сил было выполнено на модели опытным путем. Модель была изготовлена из полиуретана марки adiprene L 167 с размерами $D=220$ мм, $d=110$ мм. Полиуретановое кольцо было установлено с натягом $\delta=2$ мм на жесткую цилиндрическую оправку, закрепленную в патроне токарного станка. Цилиндрическая поверхность кольца проточена и смазана. В резцедержателе станка установлен индикатор часового типа для измерения радиальной деформации полиуретанового кольца.

Скорость вращения кольца изменялась в пределах 500...1600 об/мин. При скорости от

1250 до 1600 об/мин увеличение радиуса кольца составило $\Delta r=0,02...0,03$ мм. Пересчет на натуральный вал дает деформацию $\Delta R \approx 1,0$ мм; теоретические расчеты дают увеличение диаметра вала $\Delta D=2\Delta R=2,2$ мм. В проекте принят натяг по диаметру вала $\Delta D_{кр}=4$ мм.

Таким образом, при вращении вала и действии на его УЭ центробежных сил натяг не исчезнет. Остаточная величина натяга составит $\Delta D_{осн}=4-2,2=1,8$ мм.

На основании проведенных исследований разработаны два варианта упругого вала. Первый из них – простейшая клееная конструкция, второй – с соединением стальных полумуфт с УЭ при помощи стальных пальцев. Клееная конструкция упругого вала содержит две стальные полумуфты, полиуретановый УЭ и стальную трубу. Стальные полумуфты и УЭ склеиваются по конической поверхности для увеличения площади склеивания и более равномерного распределения напряжений в теле УЭ. Труба, расположенная внутри УЭ, центрирует его, предотвращая потерю устойчивости при перегрузках. Конструкция с механическим креплением также содержит две стальные полумуфты, в каждой из которых имеется по 12 отверстий для установки стальных пальцев.

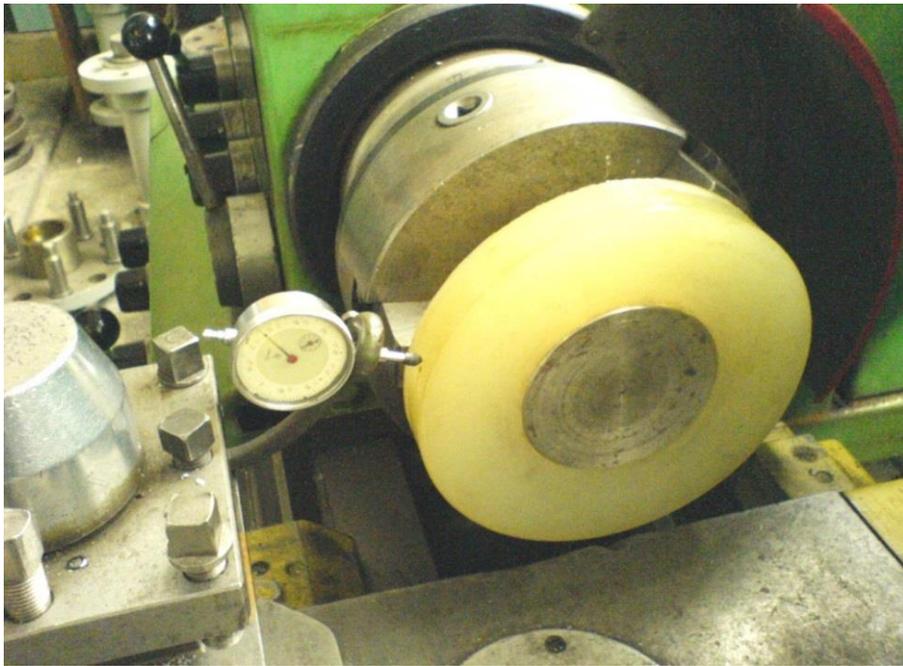


Рис. 9. Установка для проверки натяга

Между двумя полумуфтами установлен УЭ, имеющий на каждом торце по 12 углублений для пальцев. Внутри УЭ установлена центрирующая труба, обеспечивающая устойчивость вала в процессе нагружения. Основные требуемые технические характеристики вала-энергоаккумулятора для черновой клетки №4а НШС-1700 ПАО «ММК им. Ильича» составят:

Передаваемый крутящий момент $M^* = 80$ кН·м. Момент сопротивления поперечного сечения:

$$W_p \approx 0,2 \cdot D^3 \cdot (1 - c^4),$$

где $c = \frac{d}{D} = \frac{350}{550} = 0,636$.

$$W_p \approx 0,2 \cdot 55^3 \cdot (1 - 0,636^4) = 27800 \text{ см}^3.$$

Максимальные касательные напряжения:

$$\tau_{\max} = \frac{M^*}{W_p} = \frac{80 \cdot 10^3}{27800 \cdot 10^{-6}} = 2,88 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2;$$

$$\tau_{\max} = 2,88 \text{ МПа}.$$

Угол сдвига:

$$\gamma = \frac{\tau_{\max}}{G} = \frac{2,88}{10} = 0,288 \text{ рад}.$$

Максимальный угол закручивания:

$$\varphi_{\max} = \gamma \cdot \frac{l}{R} = 0,288 \cdot \frac{1750}{225} = 2,24 \text{ рад}.$$

$$\varphi_{\max} = 2,24 \cdot \frac{180}{3,14} = 128,4^\circ.$$

Выводы

Результаты проведенных испытаний подтверждают возможность создания и эффективной работы упругого вала-энергоаккумулятора для приводов черновых клеток НШС. На основании проведенных исследований предложены две конструкции упругого вала – с клеевым и механическим соединением УЭ с полумуфтами. Определены основные требуемые технические характеристики вала-энергоаккумулятора для черновой клетки №4а НШС-1700 ПАО «ММК им. Ильича».

Работа выполнена в рамках гранта РФФИ 19-08-01241а.

Список литературы

1. Kukhar, V.V. O.V. Vasylevskyi. Experimental research of distribution of strains and stresses in work-piece at different modes of stretch-forging with rotation in combined dies / V.V. Kukhar, O.V. Vasylevskyi // Metallurgical and Mining Industry. – 2014. – No.3. – P. 71-78.
2. Большаков, В.И. Исследования динамики, прочности и надежности металлургических машин / В.И. Большаков, В.К. Цапко // Захист металургійних машин від поломок: міжвузівський тематичний зб. наук. праць. – Маріуполь, 2002. – Вип. 6. – С. 6-27.

3. Артюх, В.Г. Нагрузки и перегрузки в металлургических машинах. – Мариуполь: Изд-во ПГТУ, 2008. – 246 с.
4. Веренев, В.В. Динамические процессы в полосовых станах холодной прокатки. – Днепрпетровск: ЛИРА, 2015. – 12 с.
5. Веренев, В.В. Переходные процессы при непрерывной прокатке / В.В. Веренев, А.Ю. Путники, Н.И. Подобедов. – Днепрпетровск: Літограф, 2017. – 116 с.
6. Krot, P.V. Statistical dynamics of the rolling mills / Proceedings of the IUTAM Symposium, St. Petersburg, Russia, July 5-9, 2009 // IUTAM Bookseries. – 2011. – Vol.27. Part 4. – P. 429-442.
7. Konno, Y. Analysis of Mechanism of Unsteady Load in Strip Rolling Processes and Its Control in Commercial Lines / Y. Konno, S. Shibuya, S. Tanaka // Kawasaki Giho. – 2001. – No.33. – P. 37-42.
8. Solomonov, K. Simulation of forming a flat forging / K. Solomonov, L. Tishchuk, N. Fedorinin // Journal of Physics: Conf. Series. – 2017. – Vol.918. Article No.012038.
9. Current Views on the Detailed Design of Heavily Loaded Components for Rolling Mills / V. Mazur et al. // Engineering Designer. – 2012. – No.1. Vol.37. – P. 26-29.
10. Артюх, В.Г. Основы защиты металлургических машин от поломок. – Мариуполь: Издат. группа «Университет», 2015. – 288 с.
11. Loading Decrease in Metallurgical Machines / S. Nabeel et al. // Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology. – 2014. – No.8(12). – P. 1461-1464.
12. Mazur, V. Horizontal Force During Rolling as Indicator of Rolling Technology and Technical Conditions of Main Rolling Equipment / V. Mazur, V. Artiukh, M. Matarneh // Procedia Engineering. – 2016. – No.165. – P. 1722-1730.
13. Artiukh, V. Priority Influence of Horizontal Forces at Rolling on Operation of Main Sheet Rolling Equipment / V. Artiukh, V. Mazur, A. Adamtsevich // MATEC Web Conf. – 2017. – Vol.106. Article No.04001.
14. Reasonability to use device for making horizontal wedge thrust of rolling stand / V. Artiukh et al. // MATEC Web Conf. – 2018. – Vol. 170. – Article No.03011.
15. Artiukh, V. Device for Making Horizontal Wedge Thrust of Rolling Stand / V. Artiukh, V. Mazur, L. Shilova // MATEC Web Conf. – 2017. – Vol.106. Article No.03002.
16. Artiukh, V. Influence of Strip Bite Time in Work Rolls Gap on Dynamic Loads in Strip Rolling Stands / V. Artiukh, V. Mazur, E. Pokrovskaya // MATEC Web Conf. – 2016. – Vol.86. Article No.01030.
17. Experimental study of horizontal impact forces acting on equipment of thick sheet rolling stands during rolling / A. Ishchenko et al. // MATEC Web Conf. – 2018. – Vol.239. Article No.01041.
18. Experimental determination and study of horizontal forces during rolling / V. Mazur et al. // MATEC Web Conf. – 2018. – Vol.239. Article No.01042.
19. Yakovlev, S.N. Vibroisolating properties of polyurethane elastomeric materials, used in construction / S.N. Yakovlev, V.L. Mazurin // Magazine of Civil Engineering. – 2017. – No.6. – P. 53-60.
20. Pestryakov, I.I. Assessment of efficiency of the vibration damping material «Teroson WT 129» / I.I. Pestryakov, E.I. Gumerova, A.N. Kupchin // Construction of Unique Buildings and Structures. – 2016. – No.5(44). – P. 46-57.
21. Artiukh, V.G. Peculiarities of Mechanical Characteristics of Contemporary Polyurethane Elastomers / V.G. Artiukh, S.Yu. Karlushin, E.N. Sorochan // Procedia Engineering. – 2015. – No.117. – P. 938-944.
22. Яковлев, С.Н. Проектирование и основы технологии деталей машин из полиуретана. – СПб.: Реноме, 2013. – 176 с.
23. Choice of Elastomeric Material for Buffer Devices of Metallurgical Equipment / M.F. Firas et al. // Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology. – 2012. – No.4(11). – P. 1585-1589.
24. Experimental study of repair mixtures as glues for connecting elastomers with metals / A. Ishchenko et al. // MATEC Web Conf. – 2019. – Vol.265. Article No.01016.
25. Мазурин, В.Л. Определение статической деформации полиуретановых амортизаторов, работающих на сдвиг // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. – 2014. – №1(190). – С. 143-148.
26. Adapters for metallurgical equipment / V. Artiukh et al. // MATEC Web Conf. – 2018. – Vol.170. Article No.03028.
27. Energy intensity of parts made from polyurethane elastomers / V.G. Artiukh et al. // Magazine of Civil Engineering. – 2018. – No.81(5). – P. 102-115.
28. Артюх, В.Г. К вопросу повышения «качества» листопркатных станов // Вісник Приазовського державного технічного університету. Сер.: Технічні науки. – Маріуполь: ДВНЗ «ПДТУ», 2014. – Вип.29. – С.140-145.

V.G. Artiukh /Dr. Sci. (Eng.)/, N.V. Chernysheva /Cand. Sci. (Eng.)/, E.L. Yakovleva /Cand. Sci. (Eng.)/
 Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (St. Petersburg)
A.A. Nikitchenko
 Research and Development Centre for Transportation Technology (St. Petersburg)
V.O. Mazur
 LLC «Saint-Petersburg Electrotechnical Company» (St. Petersburg)

**TESTING MODELS OF ELASTIC DAMPING SHAFT-ACCUMULATOR
 OF CONTINUOUS STRIP MILLS DRIVE UNIT**

Background. Continuous strip mills (CSM) have very high dynamism and accident rate. Rolls, drive spindles, bearings, chuck and support lugs collapse in operation. The high rigidity of the equipment mentioned and its low power consumption is the main reason for such a situation. In these conditions, parasitic loadings appear (for example, the horizontal force acting on the working rolls and rolling mill roll line). The main objective of the article is to show a possibility of creation of the active device for parasitic loadings reduction (damping shaft-accumulator with elastic polyurethane part).

Materials and/or methods. For the achievement of the main objective, the following problems formulated and solved: necessary mechanical characteristics of polyurethane elastomeric materials for elastic part of damping shaft-accumulator defined; several versions of elastic spindle shaft of the drive unit of breaking-down roll mill stand developed; the equipment for glued models flexible shafts testing constructed. In additional tests, the scale dependences relating to reliability and rigidity of these shafts established; data on the fatigue endurance of shaft elastic element and its holding elements obtained. For these purposes, the contrivances for testing equipment and lathe machine designed. Also, testing equipment developed for check of the required tightness of an elastic element.

Results. The possibility of design of the active device (damping shaft-accumulator with elastic polyurethane part) shown. Necessary mechanical characteristics of polyurethane elastomeric materials for an elastic part in question defined. For non-standard tests of these elastic parts, necessary testing equipment designed. Versions of designs of an elastic damping shaft-accumulator developed.

Conclusion. The results of performed tests confirmed a possibility to create an effective operating damping elastic shaft-accumulator. Based on the research data, two versions of flexible shaft design – with glue and mechanical connection of an elastic element with half-coupling – are offered.

Keywords: continuous strip mills (CSM), energy consumption, energy damping, flexible shaft and clutch, elastomeric and polymeric materials, damping shaft-accumulator.

Сведения об авторах

В.Г. Артюх

SPIN-код: 4538-4854
 Телефон: +7 (931) 579-70-53
 Эл. почта: artiukh@mail.ru

Е.Л. Яковлева

SPIN-код: 4575-6835
 Телефон: +7 (911) 748-70-00
 Эл. почта: helena47@mail.ru

В.О. Мазур

SPIN-код: 9893-6200
 Телефон: +7 (921) 369-17-60
 Эл. почта: mazur@spbec.com

Н.В. Чернышева

SPIN-код: 6083-7531
 Телефон: +7 (981) 771-32-36
 Эл. почта: chernat0000@mail.ru

А.А. Никитченко

SPIN-код: 2783-2760
 Телефон: +7 (921) 184-32-73
 Эл. почта: anikita@i.ua

Статья поступила 22.06.2019 г.

© В.Г. Артюх, Н.В. Чернышева, Е.Л. Яковлева, А.А. Никитченко, В.О. Мазур, 2019

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