

УДК 621.86.067.2

**Артюх Г. В.**, Иванов Е. И., Романский Л. А.

### ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПЛАСТИНЧАТОГО ПИТАТЕЛЯ 2400

*В данной статье изложены варианты повышения долговечности пластинчатого питателя за счет улучшения распределения контактных напряжений. Поломки деталей и узлов металлургического оборудования приводит к значительным убыткам, связанными как с высокой стоимостью деталей, так и с большими потерями от простоя высокопроизводительных агрегатов. К сожалению, в конструкциях металлургических машин не предусмотрены амортизаторы и поэтому удары и вибрации, возникшие в рабочей зоне, не гасятся, а передаются на все детали силовой цепи ускоряя разрушения или изнашивания этих деталей. Научно обосновано, что изменяя заданные параметры упругой системы, за счет введения в нее активных устройств, можно влиять на величины генерируемых нагрузок, снижая их до безопасного уровня. Пластинчатый питатель работает в запыленной зоне и с высокими удельными давлениями между отдельными сопрягаемыми деталями. Особенно неблагоприятно сочетание факторов в соединении пластины питателя. Наибольший износ наблюдается в двух деталях – это палец, соединяющий две соседние пластины питателя и проушины этих пластин, причем палец разбивается и изнашивается по диаметру от  $\varnothing 70$  до  $\varnothing 40$  и при задержке с заменой может вызвать поломку и остановку питателя. Решен вопрос о необходимости и возможности амортизации в рассматриваемом случае. Проведены исследования по определению технических характеристик полиуретановых эластомеров для втулок-адаптеров. Испытания проводились на образцах  $h = 40$  мм,  $d = 40$  мм, на машине МИ-20-УМ. Это были статические испытания на сжатие; нагружение проводилось со скоростью 5 мм/мин. Результаты испытаний (по жесткости) выглядят следующим образом: нормальные модули упругости для образцов составляют, а)  $E = 40$  МПа; б)  $E = 65$  МПа;  $E = 90$  МПа;  $E = 120$  МПа;  $E = 300$  МПа. Следует отметить, что эти значения модулей упругости соответствуют малым деформациям  $0 \leq \varepsilon \leq 5\%$ . При больших деформациях значение модуля уменьшается, причем разница тем больше, чем жестче материал.*

**Ключевые слова:** металлургические машины, амортизаторы, упругая система, генерируемые нагрузки, прочность и долговечность, полиуретановые эластомеры.

#### Постановка проблемы

Поломки деталей и узлов металлургического оборудования приводит к значительным убыткам, связанными как с высокой стоимостью деталей, так и с большими потерями от простоя высокопроизводительных агрегатов.

К сожалению, в конструкциях металлургических машин не предусмотрены амортизаторы и поэтому удары и вибрации, возникшие в рабочей зоне, не гасятся, а передаются на все детали силовой цепи ускоряя разрушения или изнашивания этих деталей.

Научно обосновано, что изменяя заданные параметры упругой системы, за счет введения в нее активных устройств, можно влиять на величины генерируемых нагрузок, снижая их до безопасного уровня.

Перед проектированием активных устройств необходимо решить вопрос о необходимости и возможности амортизации в рассматриваемом случае.

Расчет амортизатора преследует две цели: 1) уменьшить уровень нагрузок до приемлемого; 2) обеспечить прочность и долговечность внедренного амортизатора.

Для достижения первой цели нужно создать амортизатор с нужной характеристикой.

Для достижения второй цели необходимо исследовать напряженное состояние полиуретановых элементов амортизатора и выбрать материал с требуемым комплексом механических характеристик.

### **Анализ последних исследований и публикаций.**

Большой вклад в исследовании закономерностей появления в металлургических машинах перегрузок и поломок; разработки теории амортизации возникающих перегрузок; разработки теории ограничений возникающих нагрузок внесли ученые ПГТУ: доцент Артюх Г. В. и доктор технических наук Артюх В. Г.

### **Цель (задача) исследования**

На основе анализа работы пластинчатого питателя выявить факторы определяющие недостаточную прочность узлов и провести модернизацию данного узла с целью повышения его долговечности.

### **Основной материал исследования**

Пластинчатый питатель работает в запыленной зоне и с высокими удельными давлениями между отдельными сопрягаемыми деталями. Особенно неблагоприятно сочетание факторов в соединении пластины питателя. Наибольший износ наблюдается в двух деталях – это палец, соединяющий две соседние пластины питателя и проушины этих пластин, причем палец разбивается и изнашивается по диаметру от  $\varnothing 70$  до  $\varnothing 40$  и при задержке с заменой может вызвать поломку и остановку питателя.

Практика эксплуатации жестких деталей, находящихся в контакте, показывает, что контактные напряжения в таких соединениях распределены резко неравномерно. Примерами могут служить все тrefовые соединения, эксплуатирующийся в приводах прокатных станов. Практически независимо от габаритных размеров детали этих соединений «разбиваются» (получают местные пластические деформации). Аналогичная картина наблюдается в местах посадки крупных подшипников (например, на роликах рольгангов или на подшипниках рабочих валков прокатных станов). Посадочные места подшипников в подушках роликов разбиваются независимо от размеров, что говорит о резко неравномерном распределении контактных напряжений. Эта неравномерность обусловлена как повышенной жесткостью деталей, так и недостаточной точностью их изготовления.

Еще один пример связан с «разбиванием» подушек рабочих валков и их защитных планок. Причины этого «разбивания» те же – большая жесткость и недостаточная точность. Помимо повышения точности изготовления есть еще один метод, позволяющий улучшить распределение контактных напряжений – это применение упругих прокладок, адаптирующих контактные поверхности деталей. В этом случае упругие деформации значительно превосходят геометрические погрешности, возникшие при эксплуатации. Эффективность такого метода подтверждается длительным опытом промышленного опробования и эксплуатации различных контактирующих деталей. Прежде всего, это относится к крупным подшипникам качения и подушкам, в которых они установлены. Установка адаптеров между внешними кольцами подшипников и подушками практически устранила как износ, так и «разбивание» этих деталей. Стойкость подшипников возросла на порядок (с 2...3 до 25 месяцев). Та же картина наблюдается на подушках прокатных станов. Установка полиуретановых планок взамен стальных устранила разбивание и износ подушек. Имеются и другие примеры удачного применения адаптирующих деталей.

Что касается узлов пластинчатых питателей, то в шарнирном соединении пластин с пальцами собраны все неблагоприятные факторы, определяющие недостаточную прочность данных узлов. К этим факторам относятся:

1. Зазор между пальцем и отверстием в пластине достигает величины 3,0 мм, это очень грубый допуск, который приводит к большой разнице сил на различных пластинах. До

выработки пальцев по диаметру на  $\pm 3,0$  мм значительная часть пальцев остается недогруженной, остальные – перегружены. Отсюда вытекает неравномерный износ и преждевременное разрушение одного из пальцев с последующей остановкой питателя.

2. Отверстия в пластине получают литьем без последующей механической обработки, что существенно ухудшает условия контакта поверхностей пальца и отверстия. Кроме того, литая необработанная поверхность отверстия значительно снижает усталостную прочность пластины в зоне отверстия.

Модернизация данного узла с целью повышения его долговечности должна предусматривать, прежде всего, устранение тех негативных факторов, которые указаны в п. 1 и в п. 2. Первым действием предложено между пальцем и отверстием пластины установить адаптирующие втулки, которые должны дать лучшее распределение напряжений. Для этого палец перетачивается на диаметр  $d' = 60$  мм (вместо нынешнего  $d = 70$  мм). На этот палец надеваются полиуретановые втулки (три втулки вместо одной, чтобы избежать их скручивания при прохождении данного узла по звездочке). Наружный диаметр втулки желательнее назначить таким, чтобы соединение получилось беззазорным, для этого втулки могут быть изготовлены с внешним диаметром  $d'' = 76...80$  мм. Окончательный наружный диаметр втулки может быть установлен путем проточки по месту (по фактическому диаметру отверстия). При этом надо учитывать, что материал втулки будет выбран из имеющихся в наличии у производителей жестких полиуретанов, которые хорошо обрабатываются на металлорежущих станках и не требуют для этого специальной оснастки.

Этот вариант может быть опробован как первоначальный (и наименее затратный). Промышленное опробование может быть проведено на трех соседних пальцах. Оно должно установить интенсивность износа деталей узла при использовании полиуретановых адаптеров. Если эффект от применения адаптеров (при сохранении в отливках пластин необработанных отверстий) будет недостаточным, то вторым этапом модернизации (при сохранении всех конструктивных изменений первого этапа) должна быть повышенная точность и качество поверхности отверстий в пластинах, которые могут быть получены применением различных технологий. Для этого будет выбран наименее затратный вариант.

До опробования первого варианта модернизации должны быть оценены:

- 1) прочность пальца уменьшенного диаметра (с  $\varnothing 70$  до  $\varnothing 60$ );
- 2) прочность полиуретановой втулки (с разными марками полиуретана).

Выбор полиуретанового эластомера для упругих втулок-адаптеров был сделан заранее, исходя из прочности, жесткости и других механических характеристик. Для выбора типа полиуретанового эластомера были испытаны пять марок эластомеров из серии *adipren*, которые перечислены ниже:

*adipren L-167*;

смесь *adipren L-315* (10 %) и *adipren L-167* (90 %);

смесь *adipren L-315* (20 %) и *adipren L-167* (80 %);

смесь *adipren L-315* (30 %) и *adipren L-167* (70 %);

*adipren L-315*.

Испытания проводились на образцах  $h = 40$  мм,  $d = 40$  мм, на машине МИ-20-УМ. Это были статические испытания на сжатие; нагружение проводилось со скоростью 5 мм/мин. Результаты этих испытаний в виде диаграммы сжатия приведены на рисунке 1, а, б, в, г, д.

Ремонт та відновлення деталей машин

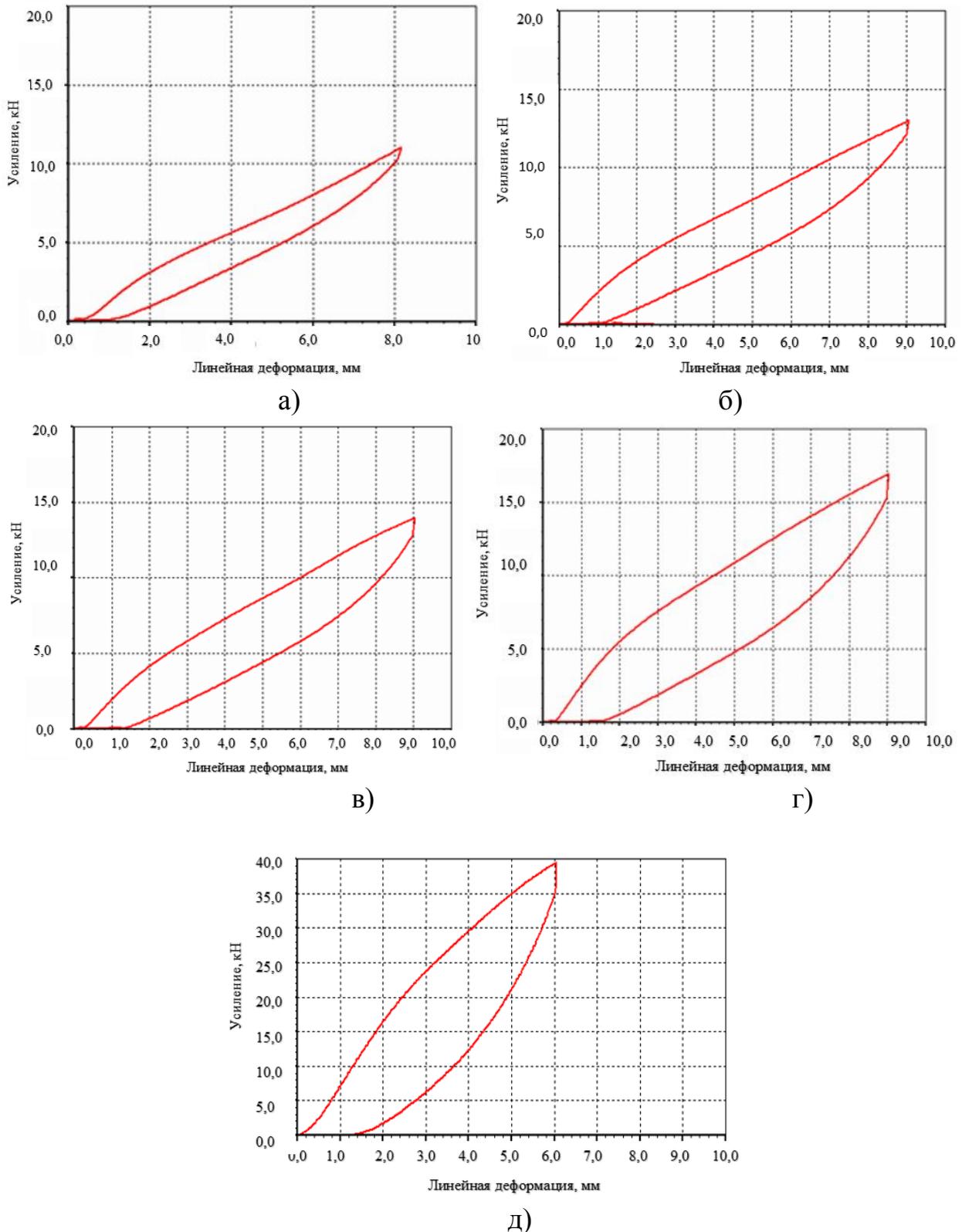


Рисунок 1 – Диаграммы сжатия полиуретановых эластомеров серии *adipren*

Результаты испытаний (по жесткости) выглядят следующим образом: нормальные модули упругости для образцов составляют, а)  $E = 40$  МПа; б)  $E = 65$  МПа;  $E = 90$  МПа;  $E = 120$  МПа;  $E = 300$  МПа. Следует отметить, что эти значения модулей упругости

соответствуют малым деформациям  $0 \leq \varepsilon \leq 5 \%$ . При больших деформациях значение модуля уменьшается, причем разница тем больше, чем жестче материал.

Назначение рекомендованных полиуретановых втулок – адаптировать друг к другу контактирующие поверхности узла. С этой точки зрения наиболее подходящими материалами следует считать низко модульные материалы (все полиуретаны подходят под это определение). В то же время выбранный полиуретан должен быть достаточно жестким, чтобы не происходило его выдавливание в имеющиеся зазоры.

Еще одна особенность работы данного узла заключается в том, что на уровень деформации упругих втулок большое влияние оказывают силы трения. Поэтому реальные значения нормальных модулей упругости (называемых конструктивными модулями упругости) значительно большие, чем приведенные выше для образцов.

Для указанного варианта размеров коэффициент формы (отношение сжимаемой площади к площади свободной поверхности) составляет

$$\Phi = \frac{F}{F_{\delta}} = \frac{d \cdot l}{2 \cdot d \cdot \delta} = \frac{l}{2 \cdot \delta}, \quad (1)$$

где  $l$  – длина втулки  $l = 150$  мм;  
 $d$  – толщина втулки  $\delta = 6$  мм.

$$\Phi = \frac{150}{2 \cdot 6} = 12,5. \quad (2)$$

Конструктивный модуль

$$E_k = E \cdot (1 + \psi \cdot \Phi^2) \quad (3)$$

При отсутствии смазки в данном узле можно принять  $\psi = 0,8$ , тогда

$$E_k = E \cdot (1 + 0,8 \cdot 12,5^2) = 126E \quad (4)$$

Для всех испытанных полиуретанов получаем  $E_k > 3000$  МПа, что в принципе невозможно, поэтому можно принять при отсутствии смазки  $E_k = 3000$  МПа. При наличии смазки (которая может быть заложена для уменьшения износа) величина  $\psi$  может быть уменьшена примерно в два раза. Тогда

$$E_k = E \cdot (1 + 0,4 \cdot 12,5^2) = 63,5E. \quad (5)$$

При таком коэффициенте формы все полиуретаны за исключением марки *adipren L-167* будут также иметь конструктивный модуль  $E_k = 3000$  МПа. Это говорит об очень малых деформациях втулок, которые не будут превышать 1 % от толщины втулки. При таких деформациях практически отсутствует эффект амортизации (который и не нужен), но остается эффект адаптации контактирующих поверхностей по напряжению сжатия на контактной поверхности полиуретановой втулки (они максимальны на средней части узла, там, где длина пальца составляет  $l = 150$  мм). Площадь контакта (условная)

$$F_k = d' \cdot l = 6 \cdot 15 = 90 \text{ см}^2 = 90 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, \quad (6)$$

где  $d'$  – минимальный диаметр втулки.

Далее найдем максимальную силу натяжения, исходя из параметров привода.

Момент, создаваемый приводным двигателем,

$$M_{\text{дв}} = \frac{N}{\omega}, \quad (7)$$

где  $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \text{ с}^{-1}$ ;  $n = 985$  об/мин.

Ремонт та відновлення деталей машин

$$M_{\text{дв}} = \frac{55 \cdot 10^3 \cdot 30}{3,14 \cdot 985} = 533 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (8)$$

Момент на тянущей звездочке

$$M_3 = M_{\text{дв}} \cdot u \cdot \eta = 533 \cdot 430 \cdot 0,9 = 206 \cdot 10^3 \text{ мм} = 206 \text{ кН}\cdot\text{м}. \quad (9)$$

Усилие натяжения на двух ветвях

$$P_2 = \frac{2M_3}{D_{\text{сп}}} = \frac{2 \cdot 206}{1,17} = 352 \text{ кН}. \quad (10)$$

Усилие на одной ветви

$$P_1 = \frac{P_2}{2} = \frac{352}{2} = 176 \text{ кН}. \quad (11)$$

Тогда напряжения сжатия на втулке

$$\sigma = \frac{P_1}{F_{\kappa}} = \frac{176 \cdot 10^3}{90 \cdot 10^{-4}} = 19,6 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 19,6 \text{ МПа}. \quad (12)$$

Такое напряжение является безопасным для модуля упругости порядка  $E_{\kappa} = 3000 \text{ МПа}$ . Для изготовления втулок можно принять любую марку полиуретана серии *adipren* с нормальными модулями упругости при осевом сжатии  $E = 100 \dots 300 \text{ МПа}$ .

Напряжение среза в пальце:

$$\tau_{\text{сп}} = \frac{P_1 \cdot 4}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{176 \cdot 10^3 \cdot 4}{3,14 \cdot (6 \cdot 10^{-2})^2} = 62,3 \cdot 10^6 = 62,3 \text{ МПа}, \quad (13)$$

что вполне допустимо ( $[\sigma] \approx 200 \text{ МПа}$ ).

Напряжение изгиба:

$$\sigma = \frac{M_{\text{max}}}{W_x} \quad (14)$$

здесь  $M_{\text{max}} = \frac{q \cdot l_k^2}{2}$ ;  $l_k = 80 \text{ мм}$  – длина консоли пальца.

$$q = \frac{P_1}{2 \cdot l_k} = \frac{176}{2 \cdot 0,08} = 1100 \text{ кН/м};$$

$$W_x = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} \approx 0,1 \cdot d_1^3 = 0,1 \cdot (6 \cdot 10^{-2})^3 = 21,6 \cdot 10^{-6} \text{ мм}^3;$$

$$M_{\text{max}} = \frac{1,1 \cdot (0,08)^2 \cdot 10^3}{2} = 3,52 \text{ кНм}.$$

$$\sigma = \frac{3,52 \cdot 10^3}{21,6 \cdot 10^{-6}} \approx 163 \text{ МПа (при } \sigma_T = 360 \text{ МПа, } [\sigma] \approx 180 \text{ МПа)}.$$

Прочность обеспечена.

### ВЫВОДЫ

В данной статье приведены результаты исследований по изменению параметров упругой системы, за счет введения в нее активных устройств. Выявлены неблагоприятные факторы, определяющие недостаточную прочность шарнирных узлов. Предложены варианты модернизации данного узла с целью устранения тех негативных факторов и повышения его долговечности. Произведен расчет амортизатора, позволяющий уменьшить

уровень нагрузок до приемлемого и обеспечить прочность и долговечность внедренного амортизатора.

*Список использованных источников:*

1. *Артюх, В. Г.* Нагрузки и перегрузки в металлургических машинах : монография / В. Г. Артюх. – Мариуполь: ПГТУ, 2008. – 246 с.
2. *Артюх, В. Г.* Амортизация нагрузок в металлургических машинах / В. Г. Артюх // *Захист металургійних машин від поломок : міжвуз. темат. зб. наук. пр. / ПДТУ.* – Мариуполь, 1999. – Вип. 4. – С. 160–165.
3. *Артюх, Г. В.* Инженерные проблемы прочности металлургических машин / Г. В. Артюх // *Захист металургійних машин від поломок : міжвуз. темат. зб. наук. пр. / ДВНЗ «ПДТУ».* – Мариуполь, 2003. – Вип. 7. – С. 85–95.
4. *Артюх, Г. В.* Особенности применения эластомеров для снижения динамических нагрузок в металлургических машинах / Г. В. Артюх // *Защита металлургических машин от поломок : межвуз. темат. сб. науч. тр.* – Мариуполь, 1997. – Вып. 2. – С. 155–158.
5. *Артюх Г. В.* Предохранители на основе эластомеров / Г. В. Артюх, В. Г. Артюх // *Захист металургійних машин від поломок : міжвуз. темат. зб. наук. пр. / ДВНЗ «ПДТУ».* – Мариуполь, 2002. – Вип. 6. – С. 94–99.
6. *Артюх, Г. В.* Энергоемкость полиуретановых амортизаторов / Г. В. Артюх // *Захист металургійних машин від поломок : міжвуз. темат. зб. наук. пр. / ПДТУ.* – Мариуполь, 1999. – Вип. 4. – С. 166–172.
7. *Артюх, В. Г.* Основы защиты металлургических машин от поломок : монография В. Г. Артюх. – Мариуполь: ПГТУ, 2015. – 287 с.

**Артюх Г. В., Иванов Є. І., Романський Л. О.**

### **ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТЕЙ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ПЛАСТИНЧАСТОГО ЖИВИЛЬНИКА 2400**

*У даній статті викладені варіанти підвищення довговічності пластинчастого живильника за рахунок поліпшення розподілу контактних напружень. Поломки деталей і вузлів устаткування підприємств металургійної промисловості призводить до значних збитків, пов'язаними як з високою вартістю деталей, так і з великими втратами від простою високопродуктивних агрегатів. На жаль, в конструкціях металургійних машин не передбачені амортизатори і тому удари і вібрації, що виникли в робочій зоні, що не гасяться, а передаються на всі деталі силового ланцюга прискорюючи руйнування або зношуючись-ня цих деталей. Науково обґрунтовано, що змінюючи задані параметри пружною системи, за рахунок введення в неї активних пристроїв, можна впливати на величини генеруючих навантажень, знижуючи їх до безпечного рівня. Пластинчастий живильник працює в за-запилювання зоні і з високими питомими тисками між окремими сполучаються деталями. Особливо несприятливо поєднання чинників в з'єднанні пластини питати-ля. Найбільший знос спостерігається в двох деталях - це палець, що з'єднує дві сусід-ня пластини живильника і вушка цих пластин, причому палець розбивається і зношується по діаметру від  $\varnothing 70$  до  $\varnothing 40$  і при затримці з заміною може викликати поломку і зупинку живильника. Вирішено питання про необхідність і можливість амортизації в розглянутому випадку. Проведено дослідження з визначення технічних характери-стик поліуретанових еластомерів для втулок-адаптерів. Випробування проводилися на про-вразках  $h = 40$  мм,  $d = 40$  мм, на машині МІ-20-УМ. Це були статичні випробування на*

Ремонт та відновлення деталей машин

стиск; навантаження проводилося зі швидкістю 5 мм / хв. Результати випробувань (по жорсткості) виглядають наступним чином: нормальні модулі пружності для зразків складають, а)  $E = 40$  МПа; б)  $E = 65$  МПа;  $E = 90$  МПа;  $E = 120$  МПа;  $E = 300$  МПа. Слід відзначити, що ці значення модулів пружності відповідають малим деформаціям  $0 \leq \varepsilon \leq 5$  %. При великих деформаціях значення модуля зменшується, причому різниця тим більше, чим жорсткіше матеріал.

**Ключові слова:** металургійні машини, амортизатори, пружна система, що генеруються навантаження, міцність і довговічність, поліуретанові еластомери.

Artiukh G. V., Ivanov E. I. Romanskyi L. A.

**THE STUDY OF THE POSSIBILITIES OF INCREASING THE DURABILITY OF THE PLATE FEEDER 2400**

*This article outlines options for increasing the durability of a plate feeder by improving the distribution of contact stresses. Failure of parts and assemblies of metallurgical equipment leads to significant losses associated with both the high cost of parts and the large losses from downtime of high-performance units. Unfortunately, shock absorbers are not provided for in the designs of metallurgical machines, and therefore shocks and vibrations that occur in the working area are not absorbed, but transmitted to all parts of the power circuit, accelerating the destruction or wear of these parts. It is scientifically substantiated that by changing the set parameters of the elastic system, due to the introduction of active devices into it, it is possible to influence the values of generated loads, reducing them to a safe level. The plate feeder operates in a dusty area and with high specific pressures between individual mating parts. Particularly unfavorable is the combination of factors in the connection of the feeder plate. The greatest wear is observed in two parts - this is the finger connecting the two adjacent feeder plates and the eyes of these plates, and the finger breaks and wears in diameter from  $\varnothing 70$  to  $\varnothing 40$  and, with a delay with replacement, can cause the feeder to break and stop. The issue of the necessity and possibility of depreciation in the case under consideration has been resolved. Studies have been conducted to determine the technical characteristics of polyurethane elastomers for adapter sleeves. The tests were carried out on samples  $h = 40$  mm,  $d = 40$  mm, on a MI-20-UM machine. These were static compression tests; loading was carried out at a speed of 5 mm / min. The test results (in terms of stiffness) are as follows: normal elastic moduli for the samples are, a)  $E = 40$  МПа; б)  $E = 65$  МПа;  $E = 90$  МПа;  $E = 120$  МПа;  $E = 300$  МПа. It should be noted that these elastic moduli correspond to small deformations of  $0 \leq \varepsilon \leq 5$  %. With large deformations, the value of the module decreases, and the difference is the greater, the stiffer the material.*

**Keywords:** metallurgical machines, shock absorbers, elastic system, generated loads, strength and durability, polyurethane elastomers.

Рецензент: д-р техн. наук професор Самотугин С. С.

Статья принята: