УДК 669.1-7.004.163

Артюх В.Г.

ЭНЕРГОЕМКОСТЬ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ МАШИН

Введение. Энергоемкость приводов машин является важнейшей характеристикой, влияющей на возможность защиты их от поломок и на выбор типа предохранительного устройства. Подавляющее большинство приводов имеет недостаточную энергоемкость и излишнюю жесткость.

Постановка проблемы. В приводах металлургических машин часто наблюдается повышенный уровень паразитных нагрузок. Наглядным примером таких приводов могут служить приводы клетей непрерывного широкополосного стана (НШС) 1700, в которых динамические нагрузки в период захвата в 3…4 раза превосходят установившиеся технологические нагрузки. Одним из действенных вариантов устранения таких нагрузок является существенное увеличение энергоемкости главных линий; причем наиболее реальный путь увеличения энергоемкости – включение в привод специальных энергоемких (активных) деталей [1]. Такую деталь характеризует максимально возможная энергоемкость, при нагрузках, не превышающих нормы, способная существенно увеличить энергоемкость всего привода.

Анализ последних исследований и публикаций. Общие вопросы нагруженности металлургических машин, возникающих в них перегрузок рассмотрены в работах [1-5]. Резинометаллические амортизаторы и их упругие элементы начали подробно исследоваться уже давно [6-8], и эти исследования продолжаются по сей день. Вопросы выбора полимерных (эластомерных) материалов для упругих элементов активных устройств, исследования их механических характеристик освещены в статьях [9-12]. Различные типы защитных устройств для металлургических машин нашли свое отражение в работах [13, 14]. Тарельчатые пружины в металлургическом оборудовании, их расчет с учетом трения внутри пакета пружин подробно рассмотрены в работах [1, 2, 15].

Цели статьи. Добиться максимальной энергоемкости детали (узла, устройства) можно, совершенствуя ее по трем направлениям:

1. Выбор материала детали с наибольшей удельной энергоемкостью;
2. Обеспечение равномерного распределения напряжений в детали;
3. Обеспечение достаточного размера (объема, массы) данной детали.

Ниже рассматриваются эти варианты увеличения энергоемкости, причем наибольший интерес представляют активные детали, которые способны влиять на величину паразитных нагрузок.

Материалы и результаты исследования. Современное машиностроение, в том числе и металлургическое, базируется на многочисленных классах материалов, имеющих различные (часто существенно отличающиеся) механические характеристики. Это стали, цветные металлы и их сплавы, пластмассы, керамика, эластомеры и так далее. Эти материалы отличаются друг от друга по прочности в десятки раз, а по жесткости – в сотни и тысячи раз. Общим для всех конструкционных материалов является отсутствие в справочной литературе данных об их энергоемкости. Последнее показывает, что вопрос об энергоемкости амортизаторов не нашел еще не только должного решения, но и соответствующей постановки. Начинать решение этой задачи нужно с выбора материала.

Рассмотрим любую простую деталь (брус), в которой возникает простое напряженное состояние (например, одноосное растяжение или сжатие). Удельная (на единицу объема) энергоемкость может быть представлена в виде

$$u_v = \frac{U}{V} = \frac{\sigma^* \cdot \varepsilon^*}{2}, \tag{1}$$

где U – энергоемкость детали;
V – объем детали;
σ^* – предельное значение напряжения;
ε^* – предельное значение деформации.

Учитывая, что $$\sigma^* = E \cdot \varepsilon^* \text{ и } \varepsilon^* = \frac{\sigma^*}{E}, \tag{2}$$

получим
$$u_v = \alpha \frac{\left(\sigma^*\right)^2}{E}, \tag{3}$$

где α – числовой коэффициент, зависящий от вида напряженного состояния (коэффициент качества напряженного состояния). Для одноосного растяжения и сжатия α = 0,5 (то есть для такого нагружения, которое обеспечивает равномерное распределение напряжений по всему объему упругого элемента [2]).

Предельное значение напряжения может быть выбрано в зависимости от назначения рассчитываемой детали. Для хрупких металлических материалов это величина, близкая к пределу прочности $\sigma_в$, для пластичных – это предел текучести $\sigma_т$, для высокопрочных – условный предел текучести $\sigma_{0,2}$. Сравнительный анализ различных материалов по энергоемкости можно выполнять по формуле (3) с одним и тем же коэффициентом α, например, приняв α = 0,5. Тем самым мы сравниваем образцы из различных материалов, но находящиеся в одном и том же напряженном состоянии.

В подавляющем большинстве реальных конструкций амортизаторов в качестве материалов, аккумулирующих энергию, применяют специальные пружинные стали. Это углеродистые качественные конструкционные стали 65Г, 70Г, легированные кремнистые пружинные стали 60С2, 70С2, 60С2ХФА и другие. Перечисленные стали характеризуются высокими значениями предела прочности (после термообработки) $\sigma_в$ = 1100…1900 МПа и условного предела текучести $\sigma_{0,2}$ = 700…1500 МПа. Для широко распространенных пружинных сталей, имеющих $\sigma_{0,2} \approx$ 1200 МПа, получим, принимая $\sigma^* = \sigma_{0,2}$

$$u_v = 0,5\frac{1200^2}{2 \cdot 10^5} = 3,6\frac{МДж}{м^3} = 3,6МПа. \tag{4}$$

На протяжении десятилетий сталь была практически единственным материалом для пружин и других энергоемких элементов. Сравнивая между собой энергоемкости различных сталей, мы фактически учитываем только их прочность, так как модули упругости для различных сталей являются характеристиками структурно нечувствительными, то есть практически постоянными. Для всех низколегированных сталей значение нормального модуля упругости можно принять равным $E = 2,0 \cdot 10^5$ МПа. Поэтому совершенствование пружин и других энергоемких стальных элементов шло по линии увеличения только их прочности. Этот процесс привел к несомненному успеху. Лучшие пружинные стали превосходят рядовые низкоуглеродистые (которые наиболее широко распространены) по прочности в

4…5 раз, а по энергоемкости в 20 раз, что является крупным достижением металловедов.

Однако этот путь повышения удельной энергоемкости не является единственным. Если отвлечься от сталей и рассмотреть более широкий класс материалов, то следует обязательно учитывать (кроме прочности) жесткость материала, отражаемую нормальным модулем упругости. Искать следует материалы высокой прочности и малой жесткости. Такие материалы можно найти среди полимеров, и в особенности среди эластомеров, которые относятся к материалам низкомодульным. Энергоемкие материалы можно найти в группе полиамидов, лавсанов, сверхвысокомолекулярных полиэтиленов, а также уретановых каучуков – полиуретанов.

Следует отметить, что в перечне механических характеристик этих материалов такая характеристика, как удельная энергоемкость, отсутствует. Отсюда можно сделать вывод, что перечисленные материалы (в отличие от сталей) по параметру «энергоемкость» не отбирались и не совершенствовались. В этом плане низкомодульные материалы имеют большие шансы для целенаправленного улучшения [4].

В качестве примера рассмотрим такой материал, как литьевой конструкционный полиуретан СКУ-ПФЛ-100, имеющий нормальный модуль упругости при сжатии $E_c = 60$ МПа. Этот материал довольно широко распространен и выпускается отечественной промышленностью. Имеются и зарубежные аналоги этого материала (например, adipren L 167).

Для полиуретановых упругих элементов, работающих на сжатие (при одиночных нагружениях, характерных для буферных устройств), допустимой можно считать упругую деформацию, составляющую 20…35% [5]. Допустимую деформацию при разовом нагружении можно найти в опытах над образцами (например, цилиндрическими образцами при их сжатии). Измеряя размеры образца до и после нагружения, можно найти ту деформацию, после снятия которой первоначальный размер образца полностью восстанавливается. Для полиуретановых эластомеров малой жесткости ($E_c = 10…30$ МПа) эта величина составляет $\varepsilon^* = 0,35$, для средней жесткости ($E_c = 35…60$ МПа) $\varepsilon^* = 0,30$ и так далее. Примем предельно допустимое напряжение $\sigma^* = 0,3E$, тогда удельная энергоемкость

$$u_v = \frac{(0,30E_C)^2}{2E} = \frac{0,09E_C}{2} = 2,7МПа. \tag{5}$$

Как видно из приведенных цифр, энергоемкость данного полиуретана соответствует энергоемкости специальных пружинных сталей. Речь идет об удельной энергоемкости на единицу объема. Между тем, в машиностроительной практике встречаются объекты (в основном транспортные средства), для которых очень важным параметром является собственный вес изделия. В этом случае для характеристики пригодности материала лучше воспользоваться удельной энергоемкостью на единицу веса

$$u_p = \frac{u_v}{\gamma_м} = \alpha \frac{\left(\sigma^*\right)^2}{E \cdot \gamma_м}, \tag{6}$$

где $\gamma_м$ – удельный вес материала упругого элемента, МН/м^3.

Для рассмотренных выше материалов имеем:

- сталь – $\gamma_с = 78 \cdot 10^{-3}$ МН/м^3;
- полиуретан – $\gamma_п = 11 \cdot 10^{-3}$ МН/м^3.

Соответственно, значения удельной энергоемкости составят:

для пружинной стали (σ^* = 1200 МПа; Е = 2·10^5 МПа) $u_p = \dfrac{3{,}6}{78 \cdot 10^{-3}} = 46\,м$;

для полиуретана СКУ-ПФЛ-100 (σ^* = 0,35Е; E_c = 60МПа) $u_p = \dfrac{2{,}7}{11 \cdot 10^{-3}} = 245\,м$.

Цифры убедительно показывают, что по этому параметру эластомеры имеют явное преимущество перед специальными пружинными сталями [2]. Ниже, в табл. 1, приведены значения энергоемкостей некоторых распространенных полимерных материалов. Из табл. 1 видно, что все эти материалы имеют достаточно высокую энергоемкость, следовательно, могут эффективно применяться в машинах со значительными уровнями паразитных нагрузок.

Таблица 1

Энергоемкость материалов упругих элементов

Материал упругого элемента	**Нормальный модуль упругости Е, МПа**	**Максимальная (предельная) деформация ε^*, %**	**Предельное напряжение σ^*, МПа**	**Удельный вес материала $\gamma_м$, кН/м^3**	**Удельная энергоемкость материала при сжатии**	
					на единицу объема u_v, МПа	**на единицу веса u_p, м**
Пружинная сталь 65Г	2·10^5	0,45	900	78	2,03	26,0
Пружинная сталь 60С2	2·10^5	0,60	1200	78	3,60	46,2
Пружинная сталь 60С2ХФА	2·10^5	0,80	1600	78	6,40	82,0
Резина В-14	14	35	4,90	13	0,855	66,0
Полиуретан СКУ-7Л	20	35	7,0	11	1,21	110
Adipren L-100	30	32	9,60	11	1,53	126,0
Полиуретан СКУ-ПФЛ-100	60	30	18,0	11	2,70	245
Полиэтилен СВМПЭ	300	10	30,0	9,5	1,50	158

Примечание. Цветом выделены наилучшие варианты

Из табл. 1 видно, что наибольшей удельной энергоемкостью (выделено цветом) на единицу веса обладают низкомодульные материалы – литьевые конструкционные полиуретаны и полиэтилен СВМПЭ. Наибольшая по прочности пружинная сталь ненамного превосходит по удельной энергоемкости обычную резину В-14. В то же время, высокопрочные пружинные стали пока еще превосходят эластомеры по величине удельной энергоемкости на единицу объема. Вопрос о выборе конкретного материала для проектируемого амортизатора будет решен ниже, где, кроме удельной энергоемкости материала, будут рассматриваться другие существенные факторы [10].

Под энергоемкостью детали будем понимать предельную величину энергии упругой деформации, запасаемой деталью при данном виде нагружения. Одна и та же деталь может показать различную энергоемкость при разных вариантах нагрузки, в зависимости от напряженного состояния, возникающего в этой детали. Выше рассматривалась (для сравнения по этому параметру) удельная энергоемкость различных материалов на примере одноосного напряженного состояния с равномерным распределением напряжений.

Для произвольного напряженного состояния удельная (на единицу объема) энергоемкость составляет

$$u_v = \frac{1}{2}\left(\sigma_1\varepsilon_1 + \sigma_2\varepsilon_2 + \sigma_3\varepsilon_3\right), \tag{7}$$

где σ_1, σ_2, σ_3 – главные напряжения;

ε_1, ε_2, ε_3 – главные деформации.

Если воспользоваться обобщенным законом Гука и исключить из формулы (7) деформации, то получим

$$u_v = \frac{1}{2E}\left[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu\left(\sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_1 \cdot \sigma_3 + \sigma_2 \cdot \sigma_3\right)\right]. \tag{8}$$

Из выражения (8) можно получить частные случаи для простых напряженных состояний: растяжения-сжатия, кручения, чистого изгиба и других.

Общая энергоемкость детали может быть найдена суммированием выражения (8) по всему объему детали. Для этого нужно знать напряженное состояние всей детали и аналитические выражения для главных напряжений в зависимости от координат точек деталей:

$$U = \int_v u_v \cdot dV\,; \tag{9}$$

$$\left.\begin{aligned} \sigma_1 &= f_1(x, y, z) \\ \sigma_2 &= f_2(x, y, z) \\ \sigma_3 &= f_3(x, y, z) \end{aligned}\right\}. \tag{10}$$

Трудности практического применения формулы (9) заключаются в том, что для большинства деталей (за исключением тех, которые работают при очень простых напряженных состояниях) функции (10) трудно получить с достаточной точностью и в виде, удобном для интегрирования.

Довольно просто может быть получен результат при одноосном растяжении-сжатии, несколько сложнее при кручении и изгибе. Для таких энергоемких элементов, как тарельчатые пружины, расчет энергоемкости сильно затруднен, а для объектов типа прорезных пружин он становится практически невыполнимым[1].

В то же время, энергоемкость любой детали или узла может быть найдена экспериментально или приближенно по значениям предельных нагрузок и деформаций. Если имеется рабочая характеристика исследуемой детали (в координатах «сила Р – осадка λ»), и она построена для всех λ, обеспечивающих отсутствие остаточных деформаций, то искомая энергоемкость представляет собой площадь рабочей характеристики, ограниченную значениями $0 \le \lambda \le \lambda^*$, где λ^* – предельная осадка, вызывающая появление в детали пластических деформаций.

[1] Если не учитывать численных методов, которыми можно получить ряд частных решений.

$$U=\int_0^{\lambda^*} P(\lambda)\cdot d\lambda, \tag{11}$$

где P(λ) – переменное значение силы.

В большинстве случаев выражение P(λ) проще, чем выражения (10), и интеграл (11) легче вычислить; при этом функция P(λ) может быть и приближенной [2].

Наконец, энергоемкость детали может быть найдена, исходя из внутренних силовых факторов и упругих перемещений. Для линейно деформируемых систем (состоящих из брусьев) энергоемкость детали может быть найдена по формуле

$$U=P^*\cdot\frac{\lambda^*}{2}, \tag{12}$$

где P^* – сила, соответствующая нагружению, при котором $\sigma_{max}=\sigma^*$;

λ^* – предельное значение обобщенного перемещения в направлении силы P^*.

Так, для упругого элемента, представляющего собой балку на двух опорах, нагруженную силой посредине, по формуле (11) получим

$$U=\frac{\left(P^*\right)^2\cdot l^3}{96EI_x}. \tag{13}$$

Интересно было бы сравнить энергоемкость одной и той же детали, нагруженной различными способами. Пусть деталь имеет простейшую форму – цилиндр диаметром d и длиной *l*, причем *l* >> d, то есть наша деталь – брус, который можно рассчитывать методами сопротивления материалов.

Этот брус можно растянуть, сжать, изогнуть по различным схемам нагружения (например, как двухопорную или консольную балку), а также закрутить. Можно из достаточно длинного бруса изготовить цилиндрическую винтовую пружину, и так далее. Энергоемкость всех этих брусьев можно представить в виде

$$U=\alpha\cdot\frac{\left(\sigma^*\right)^2}{E}\cdot V, \tag{14}$$

Чем больше величина α, тем выше энергоемкость бруса, тем более он пригоден для изготовления амортизатора. Начнем с растяжения-сжатия (имеется в виду такой случай сжатия, когда потери устойчивости не происходит).

$$U=\frac{1}{2}P^*\cdot\Delta l^*=\frac{1}{2}P^*\cdot\frac{P^*\cdot l}{EF}, \tag{15}$$

где Δl^* – максимально допустимая деформация, при которой отсутствуют остаточные деформации.

Здесь $P^*=\sigma^*\cdot F$. С учетом этого

$$U = \frac{1}{2}\sigma^* \cdot F \cdot \frac{\sigma^* \cdot F \cdot l}{EF} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\left(\sigma^*\right)^2}{E} \cdot V\,. \tag{16}$$

Таким образом, для этого случая α = 0,5, что было уже отмечено выше. Заметим, что в приведенном примере напряжения считаются равномерно распределенными по всему объему цилиндра.

Далее рассмотрим изгиб этого бруса (как балки на двух шарнирных опорах) сосредоточенной силой P, приложенной посредине. В этом случае имеем

$$U = \frac{1}{2} P \cdot f = \frac{1}{2} P^* \cdot \frac{P^* \cdot l^3}{48EI_x}\,, \tag{17}$$

где f – прогиб бруса.

Здесь P^* нужно найти из условия прочности при изгибе

$$\sigma^* = \frac{P^* \cdot l}{4W_x}\,, \tag{18}$$

где W_x – осевой момент сопротивления сечения бруса. При этом получим

$$P^* = 4W_x \cdot \frac{\sigma^*}{l}\,.$$

Подставляя в (18), получим

$$U = \frac{1}{2} \cdot 4W_x \cdot \frac{\sigma^*}{l} \cdot 4W_x \cdot \frac{\sigma^*}{l} \cdot \frac{l^3}{48EI_x} = \frac{1}{6} \cdot \frac{\left(\sigma^*\right)^2}{E} \cdot \frac{W_x^2 \cdot l}{I_x}\,. \tag{19}$$

Сомножитель $\frac{W_x^2 \cdot l}{I_x}$ имеет размерность м³, он пропорционален объему. Другими словами, объем детали может быть выделен из выражения (19). Так, для цилиндра

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32}\,;\; I_x = \frac{\pi d^4}{64}\,. \tag{20}$$

Тогда $\frac{W_x^2 \cdot l}{I_x} = \frac{\pi d^3 \cdot \pi d^3 \cdot 64}{32 \cdot 32 \cdot \pi d^4} \cdot l = \frac{\pi d^2 \cdot l}{4 \cdot 4} = \frac{1}{4}V$. Формула (19) теперь приобретает вид

$$U = \frac{1}{24} \cdot \frac{\left(\sigma^*\right)^2}{E} \cdot V\,. \tag{21}$$

Из формул (16) и (21) видно, что энергоемкость одной и той же детали (цилиндра) уменьшилась в 12 раз при переходе от растяжения к изгибу. Если рассматривать данную деталь как вал, то энергоемкость такого вала равна

$$U = \frac{1}{2} M^* \cdot \varphi^*, \tag{22}$$

где M^* – крутящий момент, соответствующий максимальному напряжению $\tau_{max} = \tau^*$. Это значение связано с эквивалентным напряжением σ^* одним из критериев прочности (например, энергетическим)

$$\sigma^* = \sqrt{3} \cdot \tau^*, \tag{23}$$

φ^* − угол закручивания вала, соответствующий моменту M^*. Этот угол может быть найден по формуле

$$\varphi^* = \frac{M^* \cdot l}{G I_p}, \tag{24}$$

где G – модуль сдвига материала вала.

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)}, \tag{25}$$

где μ – коэффициент Пуассона материала;
I_p – полярный момент инерции сечения вала.

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32}. \tag{26}$$

С учетом (25) и (26) получим из выражения (24)

$$U = \frac{1}{2} M^* \cdot \frac{M^* \cdot l}{G I_p}. \tag{27}$$

Здесь $M^* = \tau^* \cdot W_p$. (28)

W_p – полярный момент сопротивления сечения

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16}. \tag{29}$$

Подставляя (28) и (29) в (27), получим

$$U = \frac{1}{2}\tau^* \cdot W_p \cdot \frac{\tau^* \cdot W_p \cdot l}{GI_p}. \tag{30}$$

Если подставить в выражение (30) значения τ^* и G, взятые из (23) и (25), то получим

$$U = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sigma^*}{\sqrt{3}} \cdot \frac{\pi d^3}{16} \cdot \frac{\sigma^* \cdot \pi d^3 \cdot l \cdot 32 \cdot 2(1+\mu)}{\sqrt{3} \cdot 16 \cdot \pi d^4 \cdot E} = 0,208\frac{\left(\sigma^*\right)^2}{E} \cdot V. \tag{31}$$

Этот результат в 2,4 раза меньше, чем для случая растяжения или сжатия; но он значительно больше, чем для случая изгиба. Вместе с тем, надо заметить, что рассмотренное сечение (круг) является выгодным (оптимальным) для случая кручения и невыгодным для случая изгиба.

Если взять поперечное сечение в виде квадрата, то по формуле (16) для случая одноосного растяжения или сжатия получим α = 0,5 (как и для других форм сечений). Для случая изгиба из формулы (29) получим

$$U = \frac{1}{6} \cdot \frac{\left(\sigma^*\right)^2}{E} \cdot \frac{\left(b^3\right)^2 \cdot l \cdot 12}{6^2 \cdot b^4} = \frac{1}{18} \cdot \frac{\left(\sigma^*\right)^2}{E}. \tag{32}$$

Здесь коэффициент качества напряженного состояния $\alpha = \frac{1}{18}$ по сравнению с $\alpha = \frac{1}{24}$ для круга. Для случая кручения вала с квадратным поперечным сечением возьмем формулу (30), в которой W_p нужно заменить на $W_к$, а I_p соответственно на $I_к$, причем:

$$W_к = 0,208 \cdot a^3;$$
$$I_к = 0,141 \cdot a^4.$$

Тогда

$$U = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sigma^*}{\sqrt{3}} \cdot 0,208 \cdot a^3 \, \frac{\sigma^* \cdot 0,208a^3 \cdot l \cdot 2(1+0,25)}{\sqrt{3} \cdot E \cdot 0,141 \cdot a^4} = 0,128\frac{\left(\sigma^*\right)^2}{E} \cdot V, \tag{33}$$

то есть качество напряженного состояния стало почти в 2 раза меньше, чем у круглого вала.

Полученные значения внесены в табл. 2; причем для всех случаев подсчитаны коэффициенты качества упругих элементов. Имеется в виду не только качество напряженного состояния, но и реальная возможность реализации данного напряженного состояния для конкретного материала и конкретной конструкции. Так, для стальных пружин практически невозможно реализовать вариант нагружения растягивающей или сжимающей силой. Такие устройства имели бы чрезвычайно большую (неприемлемую для реальных условий) жесткость. Практически все стальные пружины (цилиндрические винтовые, тарельчатые, прорезные, торсионы) работают на кручение или изгиб. Исключение составляют кольцевые пружины, работающие на растяжение и сжатие, которые, однако, имеют существенные неустранимые недостатки. Эти исключения также будут рассмотрены ниже.

В табл. 2 приведены значения удельных энергоемкостей, относящихся к упругому элементу. Для случая изгиба взят брус прямоугольного сечения (который дает те же результаты, что и квадратный брус), а для случая кручения – круглый, как оптимальные.

Таблица 2

Удельная энергоемкость упругих элементов

Материал упругого элемента	Форма и вид деформации	Коэффициент качества напряженного состояния α	Удельная энергоемкость на единицу объема u_v, МПа	Коэффициент качества упругого элемента β	Габаритная удельная энергоемкость $u_г$, МПа
Сталь 65Г	Кручение (торсион)	0,208	0,844	0,208	0,844
	Цилиндрическая винтовая пружина	0,208	0,844	0,085	0,343
	Изгиб прямоугольной балки	0,055	0,223	0,055	0,223
Сталь 60С2	Кручение (торсион)	0,208	1,50	0,208	1,50
	Цилиндрическая винтовая пружина	0,208	1,50	0,085	0,620
	Изгиб прямоугольной балки	0,055	0,396	0,055	0,396
Сталь 60С2ХФА	Кручение (торсион)	0,208	2,66	0,208	2,66
	Цилиндрическая винтовая пружина	0,208	2,66	0,085	1,10
	Изгиб прямоугольной балки	0,055	0,704	0,055	0,704
Резина В-14	Сжатие	0,500	0,855	0,500	0,855
Полиуретан СКУ-7Л	Сжатие	0,500	1,21	0,500	1,21
Adipren L-100	Сжатие	0,500	1,53	0,500	1,53
Полиуретан СКУ-ПФЛ-100	Сжатие	0,500	2,70	0,500	2,70
Полиэтилен СВМПЭ	Сжатие	0,500	1,50	0,500	1,50

Примечание. Цветом выделены наиболее перспективные варианты УЭ

При этом учитывается коэффициент качества напряженного состояния, удельный вес и габаритные размеры упругого элемента. Последнее обстоятельство особенно важно тогда, когда один элемент заменяется другим, а имеющиеся гнезда для их установки сохраняются. В этом случае может быть найдена так называемая габаритная удельная энергоемкость

$$u_Г = \alpha \cdot \frac{\left(\sigma^*\right)^2}{E} \cdot \frac{V}{V_Г}, \qquad (34)$$

где $V_г$ – габаритный объем упругого элемента.

Отношение $\dfrac{V_Г}{V}$ можно назвать коэффициентом формы упругого элемента, например, пружины. Форму пружины можно считать оптимальной, если этот коэффициент равен единице.

Далее в табл. 2 фигурирует коэффициент качества УЭ

$$\beta = \alpha \cdot \frac{V}{V_Г}, \qquad (35)$$

который учитывает и характер напряженного состояния, и форму упругого элемента (пружины). Для цилиндрической винтовой пружины фактический объем равен

$$V = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \pi D \cdot n, \qquad (36)$$

где D – диаметр витка пружины;
d – диаметр прутка (стержня);
n – число витков пружины.

Габаритный объем этой пружины составляет

$$V_Г = \frac{\pi (D+d)^2}{4} \cdot (nd + \lambda^*), \qquad (37)$$

где λ^* – максимальная осадка пружины, соответствующая максимальному напряжению τ^*.

Тогда коэффициент формы этой пружины равен

$$k_ф = \frac{V_Г}{V} = \frac{(D+d)^2 \cdot (nd + \lambda)}{\pi \cdot D \cdot n \cdot d^2}. \qquad (38)$$

По формуле (38) можно подсчитать значение $k_ф$ для любой конкретной пружины. Возьмем, например, пружину с параметрами: D = 128 мм; d = 32 мм; n = 6; λ^* = 40 мм. Для этой пружины получим

$$k_ф = \frac{(128+32)^2 \cdot (6 \cdot 32 + 40)}{3{,}14 \cdot 128 \cdot 6 \cdot 32^2} = 2{,}4. \qquad (39)$$

В целом для всех пружин того же типа получим

$$2{,}0 \le k_ф \le 6{,}0. \tag{40}$$

Наибольшие значения $k_ф$ соответствуют пружинам малой жесткости, меньшие – пружинам большой жесткости. Для металлургического оборудования применяют, как правило, пружины большой жесткости; в этом случае можно ограничиться значениями

$$2{,}0 \le k_ф \le 3{,}0. \tag{41}$$

Формулу (38) можно несколько упростить, если величину $nd+\lambda^*$, представляющую собой высоту пружины в свободном состоянии, представить в виде

$$nd + \lambda^* = nd \cdot \xi, \tag{42}$$

где $\xi = \dfrac{H}{nd}$ – относительная высота пружины, зависящая от ее жесткости.

$$1{,}1 \le \xi \le 1{,}5. \tag{43}$$

Тогда формула (38) принимает вид

$$k_ф = \frac{(D+d)^2 \cdot \xi}{\pi \cdot D \cdot d}. \tag{44}$$

Анализ результатов, приведенных в табл. 2, позволяет окончательно оценить материал с точки зрения эффективности его для изготовления амортизаторов. Из табл. 2 видно, что при учете качества напряженного состояния и габаритных размеров упругих элементов значительно возрастает эффективность полимерных материалов, в особенности эластомеров класса полиуретанов. Это преимущество бесспорно. Даже лучшие пружинные стали (полученные в результате долгих исследований и целенаправленных действий по получению наивысшей энергоемкости) уступают полиуретановым эластомерам, для которых соответствующий отбор не проводился, а такая характеристика, как энергоемкость, отсутствует в стандартном наборе механических характеристик. Понятно, что при получении соответствующего заказа технологи и разработчики полиуретанов могут существенно улучшить для вновь создаваемых эластомеров такой показатель, как энергоемкость. Сегодня можно смело сказать, что у эластомеров типа полиуретанов большое будущее в плане амортизации металлургического оборудования [1, 2].

Практика последних двух десятилетий по разработке и внедрению амортизаторов из конструкционных литьевых полиуретанов полностью это подтверждает. Разработанные и изготовленные в ГВУЗ «ПГТУ» амортизаторы сжатия для станинных роликов и роликов рольгангов были внедрены практически на всех обжимных станах Украины. Эти амортизаторы имеют упругие элементы, изготовленные из полиуретанов типа СКУ-ПФЛ, adiprene, vibrathane и других, с нормальными модулями упругости при сжатии $E_c = 5…500$ МПа. Такая жесткость материала дает возможность применить упругий элемент в виде моноблока (толстостенный цилиндр) и обеспечить его работу на осевое сжатие.

Все аналогичные упругие элементы были установлены взамен существующих стальных тарельчатых или цилиндрических винтовых пружин в старые гнезда. Таким образом, новые амортизаторы по габаритным размерам не превосходили старых, что существенно упростило процесс замены. В то же время, благодаря значительно большей энергоемкости (см. табл. 2) амортизаторы с упругими элементами из полиуретанов обеспечивали лучшую защиту оборудования от динамических нагрузок и повышенный ресурс самих упругих элементов.

В дальнейшем процесс замены стальных пружин полиуретановыми упругими элементами будет продолжаться и расширяться. Однако полностью стальные пружины вытеснены не будут. На это есть много причин. Все они относятся к особенностям механических характеристик эластомеров, из которых следует отметить, что применение эластомеров ограничивается многими факторами, такими, как тепло- и морозостойкость, внутреннее трение, реологические эффекты и так далее.

Поэтому стальные пружины для ряда объектов сохранятся. В связи с этим, возникает еще один вопрос – выбор оптимальной конструкции стальной пружины. При этом материал пружины исключается из рассмотрения. Остается проанализировать качество напряженного состояния, заполнение габаритных размеров и некоторые технологические и эксплуатационные характеристики.

Из табл. 3 видно, что упругий элемент в виде торсиона по своим параметрам превосходит элементы в виде цилиндрических винтовых пружин. В то же время, торсионы применяются редко из-за неудобной формы – длинный круглый вал не всегда можно удачно вписать в размеры защищаемого узла, к тому же такой элемент имеет большую жесткость. Будучи закрученными в спираль, эти элементы получают приемлемые размеры и жесткость, однако теряют в оптимальном использовании габаритного объема.

Таблица 3

Характеристики стальных пружин

Тип пружины	**Вид деформации**	**Коэффициент качества напряженного состояния α**	**Коэффициент формы $k_ф$**	**Коэффициент качества упругого элемента β**
Торсион (упругий вал)	Кручение	0,208	1,0	0,208
Цилиндрическая винтовая	Кручение	0,208	2,0…3,0	0,083
Тарельчатая	Плоское напряженное состояние	0,055	1,5…1,7	0,0345
Кольцевая	Растяжение и сжатие	0,5	4,0…6,0	0,109
Многолистовая рессора	Изгиб	0,083	1,8…2,0	0,054

Стальные пружины также нуждаются в анализе эффективности при работе в амортизаторах. Прежде всего, надо ответить на вопрос, почему при большом количестве конструкций стальных пружин на практике в металлургических машинах применяют 1…2 типа пружин. В основном это цилиндрические винтовые пружины различных размеров, иногда – тарельчатые пружины. В то же время, торсионы, прорезные и кольцевые пружины используются крайне редко, а листовые рессоры применяют практически только на некоторых транспортных средствах.

В табл. 3 приведены основные характеристики наиболее распространенных пружин. При этом учтены коэффициент качества напряженного состояния и коэффициенты формы. В результате проведенного анализа получены:

1. Коэффициент качества упругого элемента (пружины) по объему

$$\beta = \frac{\alpha}{k_{ф}}; \tag{45}$$

2. Коэффициент качества упругого элемента по весу

$$\beta_{м} = \frac{\alpha}{k_{ф} \cdot \gamma_{м}}. \tag{46}$$

На основании этих коэффициентов можно сделать вывод о пригодности данной пружины для конкретной машины или узла. Коэффициенты формы различных пружин подсчитаны:

- для цилиндрических винтовых пружин (большой жесткости) по формуле (39);
- для тарельчатых пружин – следующим образом.

Фактический объем пружины

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot \delta_{П}, \tag{47}$$

где D, d – соответственно наружный и внутренний диаметры пружины;

$\delta_{п}$ – толщина листа пружины.

Габаритный объем пружины (объем цилиндра, в который она вписывается)

$$V_{Г} = \frac{\pi}{4} D^2 (\delta_{П} + \lambda^*), \tag{48}$$

где λ^* – максимальная осадка пружины, соответствующая максимальному напряжению σ^*. Величину λ^* для тарельчатых пружин можно принять равной осадке S, задаваемой по ГОСТ.

Тогда коэффициент формы

$$k_{ф} = \frac{D^2(\delta_{П} + \lambda^*)}{(D^2 - d^2)\delta_{П}}. \tag{49}$$

Для пружин повышенной жесткости (которые в основном и применяются в металлургии) получим $1,5 \le k_{ф} \le 1,8$. Формулу (49) можно несколько упростить, если ввести для тарельчатой пружины относительную осадку

$$\eta = \frac{\delta_{П} + \lambda^*}{\delta_{П}}. \tag{50}$$

Эта величина для жестких пружин колеблется в пределах

$$1,4 \le \eta \le 1,6. \qquad (51)$$

Тогда формула (49) принимает вид

$$k_{ф} = \frac{D^2}{D^2 - d^2}\eta. \qquad (52)$$

Для прорезной пружины с размерами:
D, d – соответственно наружный и внутренний диаметры;
$\delta = \dfrac{D-d}{2}$ – толщина трубы; H – высота пружины;
ς – относительная плотность прорезей

$$\varsigma = \frac{F_{отв}}{F_{б}}, \qquad (53)$$

где $F_{отв}$ – площадь отверстий в стенке трубы; $F_{б}$ – боковая площадь трубы.
Как правило,

$$0,1 \le \varsigma \le 0,3. \qquad (54)$$

При таких обозначениях

$$V = \pi(D-d)\cdot\delta\cdot H(1-\varsigma), \qquad (55)$$

а габаритный объем $V_{Г} = \pi\dfrac{D^2}{4}\cdot H$. (56)

При этом коэффициент формы

$$k_{ф} = \frac{D^2}{4(D-\delta)\cdot\delta\cdot(1-\varsigma)}. \qquad (57)$$

Для реальных размеров прорезных пружин получим $3,0 \le k_{ф} \le 6,0$. (58)

Для предварительной оценки можно принять $k_{ф} \approx 5,0$.

ВЫВОДЫ

1. Лабораторные испытания с определением прочностных и энергетических характеристик материалов для упругих элементов амортизаторов позволили установить, что лучшими материалами являются полиуретановые эластомеры, обладающие наибольшими значениями удельной энергоемкости и широким диапазоном изменения диссипативных и жесткостных характеристик. Это позволит создать ряд эффективных амортизаторов для различных машин.
2. В результате проведенного анализа различных типов стальных пружин получены коэффициент качества пружины по объему, коэффициент качества

пружины по весу, коэффициенты формы для цилиндрических винтовых и тарельчатых пружин. На основании этих коэффициентов можно сделать заключение о пригодности данной пружины для конкретной машины или узла.

Перечень ссылок

1. *Артюх В.Г.* Нагрузки и перегрузки в металлургических машинах: Монография / *В.Г. Артюх*.- Мариуполь: Изд-во ПГТУ, 2008.- 246с.
2. *Артюх В. Г.* Розвиток теоретичних основ і практика захисту металургійних машин від поломок : 05.05.08 : автореф. дис. … докт. техн. наук : захищена 15.11.2012 : затв. 01.03.2013 / *Артюх Віктор Геннадійович*. – Донецьк, 2012. – 34 с.
3. Loading Decrease in Metallurgical Machines / *Nabeel S. Gharaibeh, Mohammed I. Matarneh, V. G. Artyukh* // Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology. – 2014. – № 8(12). – Pp.1461-1464.
4. *Артюх Г. В.* Инженерные проблемы прочности металлургических машин / *Г. В. Артюх, В. Г. Артюх* // Захист металургійних машин від поломок. – Маріуполь, 2003. – Вип. 7. – С. 85–95.
5. *Артюх Г. В.* Амортизация нагрузок в металлургических машинах */ Г. В. Артюх* // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1999. – Вып. 4. – С.160–165.
6. *Маевский В. И.* Применение резины в зарубежной железнодорожной технике (обзор) / *В. И. Маевский* // Каучук и резина. – 1963. – № 5. – С. 36.
7. *Потураев В. Н.* Определение динамических параметров резиновых буферов / *В. Н. Потураев* // Каучук и резина. – 1963. – № 9. – С. 24.
8. *Большаков В. И.* Резинометаллические детали в металлургическом оборудовании / *В. И. Большаков* // Захист металургійних машин від поломок. – Маріуполь, 2000. – Вип. 5. – С. 133–141.
9. *Артюх Г. В.* Выбор полимерных материалов для активных деталей металлургических машин / *Г. В. Артюх, А. Н. Беляев* // Захист металургійних машин від поломок. – Маріуполь, 2003. – Вип. 7. – С. 139–141.
10. Choice of Elastomeric Material for Buffer Devices of Metallurgical Equipment / *Firas M. F. Al-Quran, M. E. Matarneh, V. G. Artukh* // Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology. – 2012. – № 4(11). – Pp.1585-1589.
11. *Nekliudova, E.A., Semenov, A.S., Semenov, S.G., Melnikov, B.E.* Finite Element Modeling of Steel Pipeline Reconstruction Using Fiberglass Composite Material (2015) Applied Mechanics and Materials, 725-726, pp. 648-653.
12. *Maniak, I., Melnikov, B., Semenov, A., Saikin, S.* Experimental Investigation and Finite Element Simulation of Fracture Process of Polymer Composite Material with Short Carbon Fibers (2015) Applied Mechanics and Materials, 725-726, pp. 943-948.
13. *Артюх В.Г.* Точность предохранителей для металлургических машин: Монография / *В.Г. Артюх*.- Мариуполь: Изд-во ПГТУ, 2000.- 177с.
14. Current Views on the Detailed Design of Heavily Loaded Components for Rolling Mills / *V. Mazur, V. Artyukh, G. Artyukh, M. Takadzhi* // Engineering Designer. – 2012. – V. 37, № 1. – Pp. 26–29.
15. *Артюх Г. В.* Тарельчатые пружины в металлургическом оборудовании / *Г. В. Артюх, В. Г. Артюх* // Захист металургійних машин від поломок. – Маріуполь, 2000. – Вип. 5. – С. 146–149.

Рецензент: д.т.н., проф. В.В.Кухарь

Статья поступила 07.12.2014.