

УДК 621.926

**Л. А. Сиваченко<sup>1</sup>**, доктор технических наук, профессор;  
**Г. М. Абдукаликova<sup>2</sup>**; **Л. Л. Сотник<sup>3</sup>**; **И. М. Дыдышко<sup>3</sup>**

<sup>1</sup>Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования «Белорусско-Российский университет», пр-т Мира, 43, 212000 Могилев, Республика Беларусь, +375 (44) 792 86 83, 228011@mail.ru

<sup>2</sup>Некоммерческое акционерное общество «Евразийский национальный университет имени Л. Н. Гумилева», ул. Сатпаева, 2, 10008 Нур-Султан, Республика Казахстан, abdukalikova\_gm@mail.ru

<sup>3</sup>Учреждение образования «Барановичский государственный университет», ул. Войкова, 21, 225404 Барановичи, Республика Беларусь, +375 (29) 803 45 28, din037@yandex.by, +375 (33) 608 78 12, dydyshko-1991@mail.ru

## ПРОБЛЕМЫ, ЗАДАЧИ И ПУТИ РАЗВИТИЯ ПРУЖИННЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ АППАРАТОВ

Пружинные аппараты представляют собой перспективный класс технологических машин для проведения различных процессов переработки дисперсных материалов и сред. Некоторые потенциальные возможности пружинных мельниц, смесителей и диспергаторов уже исследованы, но целый ряд из них предстоит изучить в целях практического использования. Для разработки эффективных подходов и направлений дальнейшего развития пружинных аппаратов в статье дается практическая оценка их современного уровня.

**Ключевые слова:** пружинный аппарат; мельница; смеситель; технологический процесс; рабочий орган; измельчение; механизм разрушения; дисперсный состав; эффект механоактивации.

Рис. 7. Библиогр.: 12 назв.

**L. A. Sivachenko<sup>1</sup>**, Doctor of Technical Sciences, Professor;  
**G. M. Abdukalikova<sup>2</sup>**; **L. L. Sotnik<sup>3</sup>**; **I. M. Dydyshko<sup>3</sup>**

<sup>1</sup>Inter-State Educational Institution of Higher Education «Belarusian-Russian University», 43 Mira Ave., 212000 Mogilev, the Republic of Belarus, +375 (44) 792 86 83, 228011@mail.ru

<sup>2</sup>Non-profit joint-stock company “L. N. Gumilyov Eurasian National University”, 2 Satpayev Str., 10008 Nur-Sultan, the Republic of Kazakhstan, abdukalikova\_gm@mail.ru

<sup>3</sup> Educational institution “Baranovichi State University”, 21 Voykova Str., 225404 Baranovichi, the Republic of Belarus, +375 (29) 803 45 28, din037@yandex.by, +375 (33) 608 78 12, dydyshko-1991@mail.ru

## PROBLEMS, TASKS AND WAYS OF DEVELOPMENT OF SPRING TECHNOLOGICAL APPARATUS

Spring apparatus represent a promising class of technological machines for carrying out various processes of processing dispersed materials and media. Some potential capabilities of spring mills, mixers and dispersants have already been investigated, but a number of them are to be explored with the aim of practical use. To develop effective approaches and directions of the further development of spring apparatus, the article provides a practical assessment of their current level.

**Key words:** spring apparatus; mill; mixer; technological process; working body; crushing; destruction mechanism; dispersed composition; mechanical activation effect.

Fig. 7. Ref.: 12 titles.

**Введение.** В современных технологиях применяется большое количество различных аппаратов, осуществляющих переработку сырья и материалов. В качестве такого оборудования широкое распространение в промышленности имеют мельницы, смесители, дезинтеграторы, диспергаторы, механоактиваторы, грохоты, виброуплотнители, грануляторы и др. Прогресс в области совершенствования технической базы таких машин требует разработки но-

вых принципов и механизмов воздействия на перерабатываемые среды и воплощения их в конкретные конструкции. В качестве одного из направлений развития технологической сферы может быть создание и использование многоцелевых пружинных аппаратов.

**Материалы и методы исследования.** Технологическая универсальность пружин как рабочих органов позволяет использовать их в качестве основы для создания различных аппаратов: мельниц, смесителей, грохотов, механоактиваторов, питателей, виброуплотнителей, гидроклассификаторов и др. [1]. Если рассматривать эффективность применения и потенциал пружинных аппаратов, то он в значительной степени зависит от условий работы пружин, прежде всего их нагруженности. В целях пояснения такого положения представим основные варианты поведения пружин при выполнении ими различных технологических функций (рисунок 1). Отличительной особенностью этих вариантов является тот факт, что усложнение кинематики поведения отдельных звеньев пружинных рабочих органов приводит к интенсификации механизмов воздействия на обрабатываемую среду и расширению их технологических возможностей.

Рабочий процесс пружинного грохота происходит при подаче зернистого материала внутрь наклонно установленной вибрирующей пружины, регулируемые зазоры между витками которой образуют просеивающие «отверстия», через которые проходит подрешетный продукт, а крупная фракция удаляется из ее нижней части. Для обеспечения требуемой производительности грохота его просеивающая часть состоит из набора цилиндрических пружин или их секций [1].

Транспортирование материала пружинными рабочими органами осуществляется за счет угла подъема витков и имеет достаточно широкое использование в технике в качестве питателей к различным технологическим машинам [2]. Для уплотнения бетонных смесей пружинному рабочему органу от кривошипно-шатунного механизма привода сообщаются осевые высокочастотные колебания, которые передаются в уплотняемую среду. Пружинный рабочий орган выполняет не только функцию получателя колебаний, но также производит дезагрегацию частиц и их механоактивацию между витками [3].

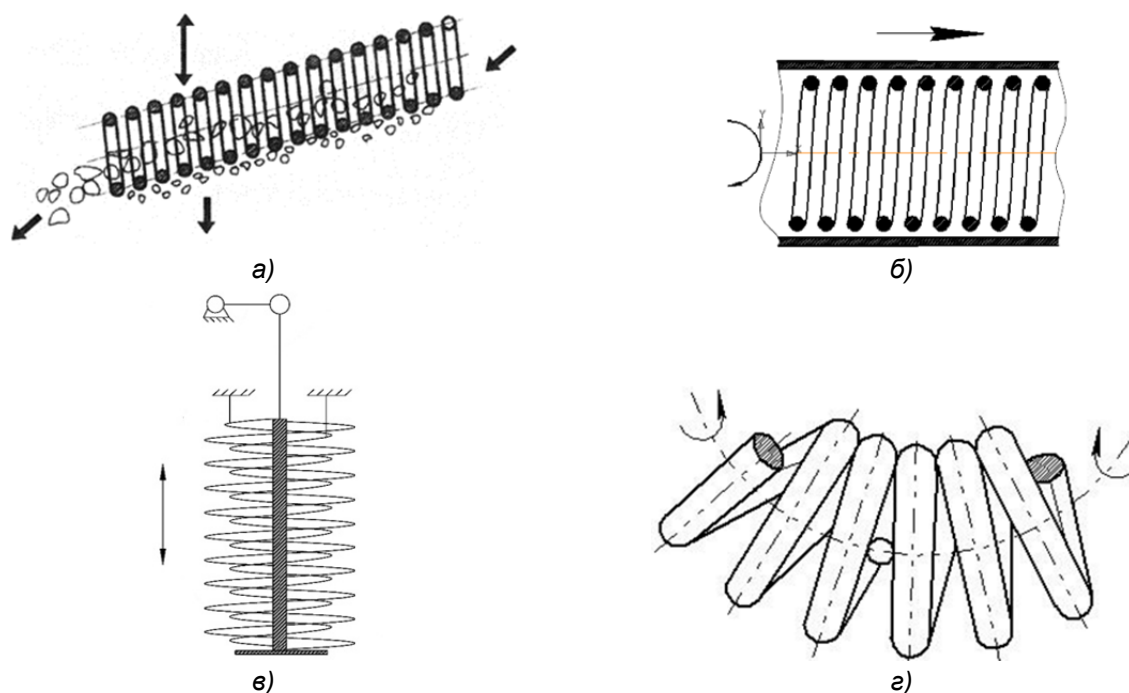


Рисунок 1. — Основные варианты выполнения пружинами технологических функций:  
а — грохочение; б — транспортирование; в — уплотнение; г — помол

Принцип действия пружинных мельниц основан на разрушении материала в межвитковом пространстве пружины в результате воздействия на него сжимающе-сдвиговых усилий и наложения виброколебаний. Такой механизм позволяет также, помимо разрушения материала, производить диспергированное смешивание, микрогранулирование и механоактивацию при одновременной высокой точности дозирования. Организованный таким образом механизм нагружения при вращении изогнутой пружины создает эффект «схватывания» частиц, а адаптивный характер управления ее энергосиловыми параметрами дает возможность настройки на требуемые условия осуществления технологических процессов.

Морфологический анализ представленных схем (см. рисунок 1) показывает, что при грохочении пружина находится в статическом состоянии, при работе в качестве питателя испытывает напряжение кручения, при уплотнении материала — напряжения изгиба, при помоле витки изогнутой к кинематически деформируемой пружины подвержены сложному нагружению и работают в условиях знакопеременных воздействий как со стороны внутренних сил, так и внешних факторов. Работа пружинного аппарата в качестве мельницы является наиболее энергонапряжённой и характеризуется, с одной стороны, повышенными технологическими возможностями, а с другой стороны, тяжёлыми условиями эксплуатации, обусловленными износом и знакопеременными нагрузками, в том числе в режиме интенсивных колебаний [1; 4].

Величина концентрации энергии непосредственно в рабочей зоне пружинной мельницы достигает  $5 \text{ кВт} / \text{дм}^3$ , что позволяет использовать её даже в качестве аппарата для сверхтонкого помола, проведения процессов механоактивации и получения высококачественных порошковых композиций. К настоящему времени изготовлено более 900 единиц пружинных мельниц, смесителей, диспергаторов и механоактиваторов вращательного действия, примерно 60 различных конструкций производительностью от  $1 \text{ кг} / \text{ч}$  до  $50 \text{ т} / \text{ч}$  [1; 5]. Примеры конструктивного исполнения наиболее применяемых пружинных аппаратов с кинематически деформируемыми рабочими органами приведены на рисунке 2.

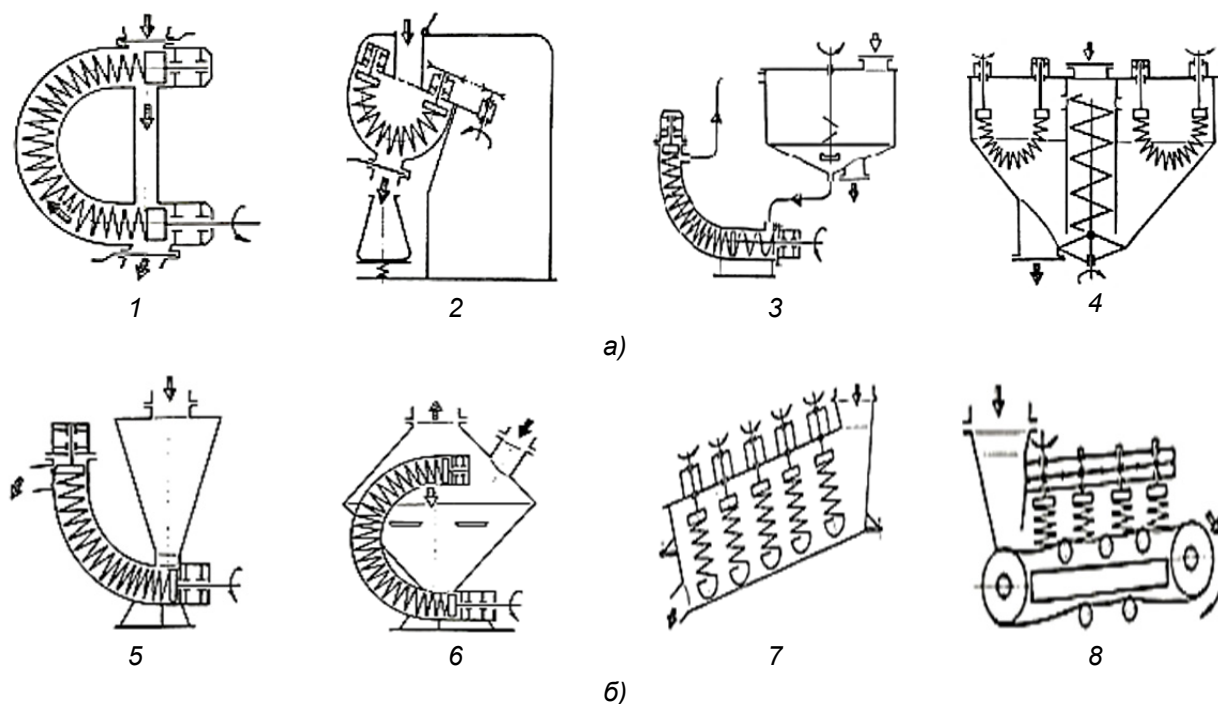


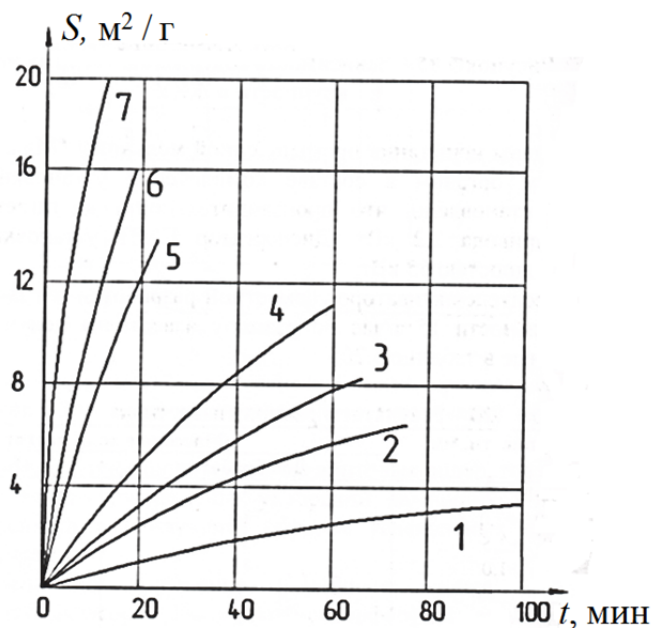
Рисунок 2. — Конструктивные исполнения пружинных аппаратов:  
 а — аппараты циклического действия; б — аппараты непрерывного действия

Приведенные на рисунке 2 схемы 1, 2 отображают конструкции, в которых рабочий орган замыкает в трубе рабочий цикл и помещен в небольшую емкость, схема 3 — проточно-циркуляционный аппарат с вынесенной емкостью, схема 4 — вариант установки пружинных рабочих органов в емкости с внутренним рециклом.

На схеме 5 показан аппарат, работающий по открытому циклу, на схеме 6 — мельница с сепарационной камерой, на схемах 7, 8 — исполнение агрегатов на основе набора пружинных рабочих органов, установленных в наклонном лоткообразном корпусе и над транспортерной лентой соответственно.

Пружинные мельницы, смесители и диспергаторы объединены единым исполнением рабочего органа и в целом характеризуются очень высокой технологической эффективностью. Об этом можно судить по независимым оценкам специалистов акционерного общества «Всероссийский научно-исследовательский институт гидротехники имени Веденева» (Санкт-Петербург) [2] по размолоспособности, оцененной на основе кинетики помола кварцевого песка в различных конструкциях мельниц. В качестве исследуемых аппаратов использовали пружинные мельницы, выполненные по схемам 1, 2 рисунка 2. Результаты сопоставительных испытаний приведены на рисунке 3.

Представленные материалы характеризуют пружинные мельницы как эффективный класс технологических машин со специфическими условиями работы. Это накладывает ряд дополнительных требований по исследованию их рабочих процессов и проектированию аппаратов промышленного назначения.



1 — шаровая лабораторная мельница; 2 — вибрационная мельница; 3 — атритор; 4 — пружинная мельница, схема 2 в таблице 1; 5 — планетарная мельница «Пульверизетте»; 6 — пружинная мельница, схема 1 в таблице 1; 7 — дифференциальная центробежная мельница

**Рисунок 3. — Результаты измельчения кварцевого песка в различных мельницах**

**Результаты исследования и их обсуждение.** При проектировании пружинных аппаратов важно определить их рациональные параметры, прежде всего энерготехнологические, которые максимально влияют на потенциальные возможности по переработке различных материалов.

В качестве основных энерготехнологических показателей пружинных мельниц были приняты следующие: усилие разрушения, потребляемая мощность, энергонапряжённость, удельная энергоёмкость, удельная производительность, удельный наamol измельчительной гарнитуры.

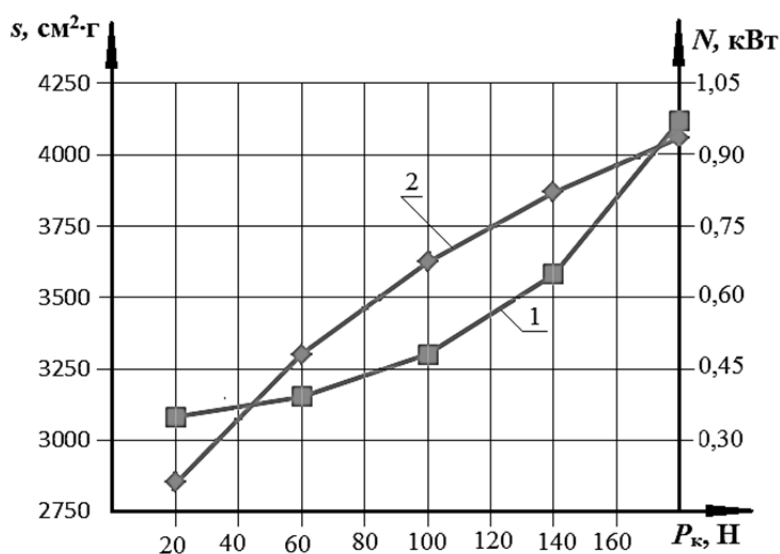
Установлено, что усилие разрушения зависит, прежде всего, от геометрических параметров винтового рабочего органа и крупности частиц измельчаемого продукта и определяет как кинетику и интенсивность процесса измельчения, так и его энергетические характеристики. Экспериментальные результаты влияния межвиткового давления  $P_k$  на потребляемую мощность  $N$  и удельную поверхность  $s$  измельчаемого кварцевого песка представлены на рисунке 4 [6].

Выполненные исследования дают основания считать, что в пружинных аппаратах с рабочими органами, имеющими диаметры сечений витков  $D_b$  от 3 до 14 мм, возможно проводить измельчение продуктов с прочностью на сжатие до 200 МПа и размерами частиц до  $0,7...0,8 D_b$  при заполнении рабочей камеры 30...40 %, что соответствует нормальной работе этих аппаратов. При этом дополнительных методов интенсификации рабочих процессов не проводилось.

Мощность, потребляемую при работе пружинной мельницы, определяли из выражения

$$N_{\Sigma} = N_p + N_t + N_{тр} + N_k + N_{кор},$$

- где  $N_p$  — мощность, расходуемая непосредственно на процесс разрушения материала;  
 $N_t$  — мощность, затрачиваемая на внутреннее трение при изгибе витков (1...3 % от подводимой мощности);  
 $N_{тр}$  — мощность, затрачиваемая на транспортирование материала внутри помольной камеры;  
 $N_k$  — мощность, затрачиваемая на сопротивление качения витков друг по другу;  
 $N_{кор}$  — мощность, затрачиваемая на трение материала о стенки рабочей камеры.



**Рисунок 4.** — Результаты влияния межвиткового давления на потребляемую мощность (кривая 1) и удельную поверхность (кривая 2) измельчаемого кварцевого песка

Работа пружинного рабочего органа в условиях интенсивных колебаний при резонансных частотах требует учета влияющих на неё факторов. Для этого можно использовать формулу приближенного определения низшей частоты собственных колебаний пружины [7]:

$$\rho_0 = \frac{6\,336d_0}{\left(\frac{H_0^2}{\varphi + 1\,440} - \frac{f^2}{2}\right)} \sqrt{\frac{E \operatorname{tg} \alpha_0 \sin \alpha_0}{8(2 + \mu)\rho}}, \quad (1)$$

где  $\rho_0$  — низшая частота колебаний (рад / с);  
 $d_0$  — диаметр проволоки (м);  
 $E$  — модуль упругости (Па);  
 $\alpha_0$  — угол подъема витков (град);  
 $H_0$  — высота пружины в исходном состоянии (м);  
 $f$  — расстояние по хорде торцами пружины в деформированном состоянии (м);  
 $\varphi$  — относительный угол поворота торцев (град);  
 $\mu$  — коэффициент Пуассона;  
 $\rho$  — плотность материала пружины (кг / м<sup>3</sup>).

Анализ формулы (1) показывает, что низшую частоту собственных колебаний пружины  $\rho_0$  с инженерной точностью можно считать пропорциональной диаметру проволоки  $d_0$ , корню квадратному из модуля упругости  $E$  и обратно пропорциональной квадрату высоты  $H_0$  и корню квадратному из плотности материала  $\rho$ .

Полученные расчетные значения были использованы для искусственного вывода пружинных рабочих органов в резонансный режим работы продуктов. Для этого использовался метод управляемой деформации пружины путем изменения ее некоторых параметров, в частности, центрального угла изгиба ее оси и продольной деформации. Генерирование таким образом резонанса колебаний позволило увеличить ввод энергии в обрабатываемую среду, а контроль за параметрами вибрации контролировался как зазорами между стенками рабочей камеры и рабочим органом, так и распределением в рабочей зоне обрабатываемого продукта [7]. Такой подход позволяет на 15...25 % интенсифицировать процесс обработки, что выражается в повышении степени помола или качества перемешивания.

Основными факторами, определяющими надежность пружинных аппаратов с кинематически деформируемым рабочим органом, является их наработка на отказ по критерию прочности при циклических нагружениях и износостойкость. Из других видов отказов можно отметить изменение формы рабочих органов, связанное с перегрузкой по крутящему моменту, как при неправильном проектировании, так и при нарушении условий эксплуатации. Наибольшее число отказов связано с недостаточной прочностью рабочих органов при циклическом нагружении [4; 6].

Для оценки долговечности принимаем обобщающий коэффициент снижения степени предела выносливости рабочего органа по отношению к гладкому полированному лабораторному образцу  $K$  [8; 9]:

$$K = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1d}} = \left( \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_v K_A},$$

где  $\sigma_{-1}$  — предел выносливости при симметричном цикле гладких лабораторных образцов диаметром  $d_0 = 7,5$  мм при изгибе с вращением, изготовленных по ГОСТ 25.502-79 (МПа);

$\sigma_{-1d}$  — предел выносливости детали при симметричном цикле, выраженный в номинальных напряжениях (МПа);

- $K_{\sigma}$  — коэффициент, учитывающий концентрации напряжений;  
 $K_{d\sigma}$  — коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения витка пружины;  
 $K_F$  — коэффициент влияния шероховатости поверхности пружинной проволоки;  
 $K_v$  — коэффициент влияния поверхностного упрочнения;  
 $K_A$  — коэффициент анизотропии.

Для исследуемых пружинных рабочих органов с учетом технологии и качества материалов, применяемых при их изготовлении, условий проведения испытаний (температура, износ, коррозия и др.) был проведен расчет сопротивления усталости в соответствии с методикой по ГОСТ 25.504-82 «Расчеты и испытания на прочность».

В качестве анализируемых марок сталей выбраны 65Г и 51ХФА (ГОСТ 14963-78), рассчитанные по приведенной методике кривые усталости для этих сталей приведены на рисунке 5. Здесь по оси абсцисс откладывается количество циклов нагружения  $N$  пружины, по оси ординат — предел выносливости  $\sigma$ . Область значений между кривыми усталости для сталей 65Г и 51ХФА определяет долговечность рабочего органа по усталостной прочности и составляет  $10^6$  циклов, что соответствует 600...800 ч работы мельницы при частоте вращения 2 000...3 000 мин<sup>-1</sup>. Сходимость расчетных и экспериментальных показателей наработки на отказ составляет 10...18 %, что достаточно для инженерных методов проектирования пружинных аппаратов.

Снизить внутреннее напряжение в витках пружины и увеличить количество циклов нагружения можно путем уменьшения центрального угла изгиба и применения устройств, усиливающих жесткость пружины. Повысить надежность рабочих органов можно также за счет снижения частоты вращения и увеличения габаритных размеров пружины. Применение проката проволоки с улучшенной поверхностью, использование последних разработок в металловедении по пружинным сталям и новых методов поверхностной обработки позволит повысить предел выносливости рабочих органов.

Решение по практическому применению таких рабочих органов сводится к выбору баланса между параметрами пружин, в частности, углом и радиусом их изгиба, величиной зазоров и усилий обжатия материала в контактных зонах между витками.

В силу конструктивных особенностей пружинных рабочих органов они могут быть изготовлены только из пружинных материалов, в частности, соответствующих сталей. По этой причине поверхностная твердость витков пружин не может превысить 57...60 HRC, что может приводить к повышенному износу при переработке высокоабразивных материалов [1; 2].

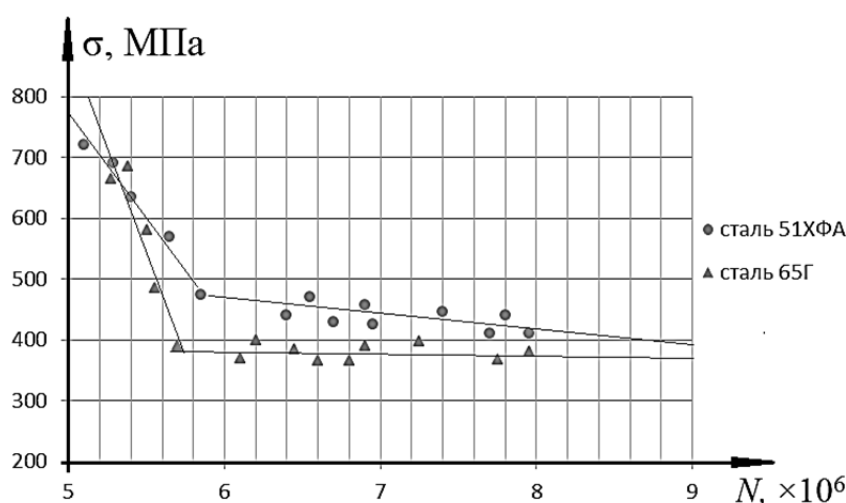


Рисунок 5. — Кривые усталости рабочих органов из пружинных сталей 65Г и 51ХФА

Полный цикл металлографических исследований пружинных рабочих органов показал, что для их изготовления использовать сталь 65Г нецелесообразно, так как она не соответствует по целому ряду критериев, что, в частности, косвенно подтверждается микроструктурой сталей 65Г и 51ХФА, приведенной на рисунке 6. Кроме того, сталь 65Г обладает меньшей твердостью, она характеризуется наличием внутренних дефектов структуры, имеет на поверхности посторонние включения, у нее более высокая шероховатость поверхности.

Установлено, что рабочие органы из стали 65Г имеют износ в 1,5...2,0 выше, а циклическую прочность в 3...8 раз ниже, чем из стали 51ХФА. Рабочие органы из стали 51ХФА при обработке материалов твердостью 4, 6 и 9 единиц по шкале Мооса имеют и удельный помол, определенный на приборе «Магнит 704», соответственно, 0,02...0,04; 0,1...0,12 и 0,65...0,70 % [7].

На данном уровне развития пружинных мельниц их рабочие органы имеют низкую наработку по критерию износа для переработки продуктов повышенной твердости, что требует поиска новых материалов и технологии для изготовления.

Для определения времени нахождения частиц в зоне воздействия рабочего органа под этим временем будем понимать то время, в течение которого частица испытывает силовое воздействие между рабочими поверхностями витков или между одноименными частицами при их «заклинивании» в слое этого материала. Попасть в зону захвата может только та частица, размер которой меньше зазора между нитками в их расходящейся части. Завершением воздействия считается зона, соответствующая минимальному зазору между витками.

Легко видеть, что реальное время нагружения частиц очень мало, особенно при переработке мелкодисперсных материалов, и может составлять  $t = 0,01...0,00016$  с для частот вращения рабочего органа 480...2960 мин<sup>-1</sup>.

Анализируя полученные результаты, можно сделать вывод, что увеличение диаметра рабочего органа и частоты его вращения, а также снижение крупности частиц являются основными факторами уменьшения времени воздействия. Это необходимо для изменения характера воздействия на перерабатываемую среду различной физической природы и создания условий для максимальной эффективности единичных актов разрушения частиц материала [10].

О потенциальных возможностях пружинных мельниц можно судить на примере помола дисульфида молибдена, который является трудноразмалываемым материалом. Полученные результаты, представленные в виде гистограмм на рисунке 7, позволяют рассматривать пружинные аппараты как перспективный вид оборудования именно для тонкого и сверхтонкого помола различных продуктов. При этом установлено, что процесс наиболее интенсивно проходит по мокрому способу, обеспечивает повышение производительности в 2...4 раза по сравнению с сухим и такое же снижение энергоемкости [6; 11].

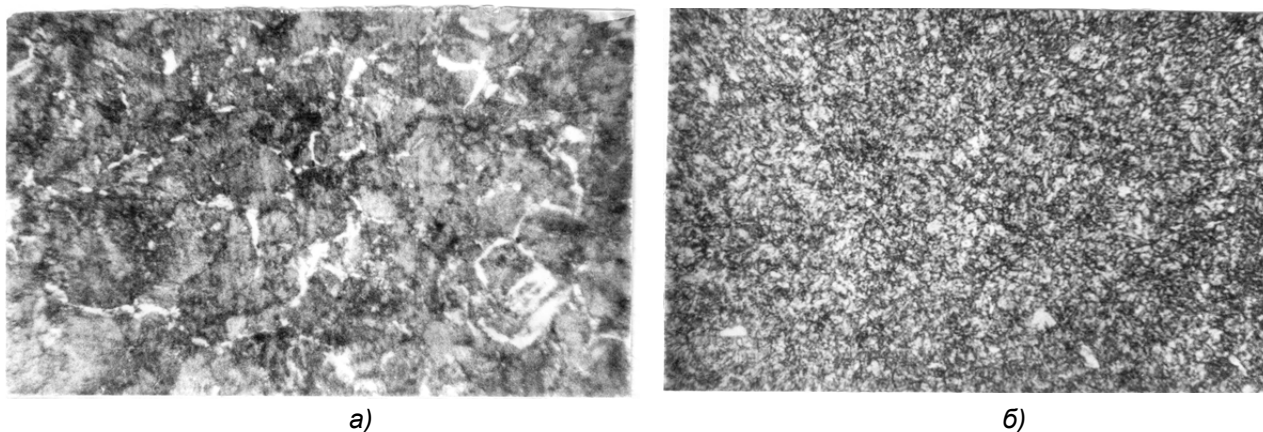
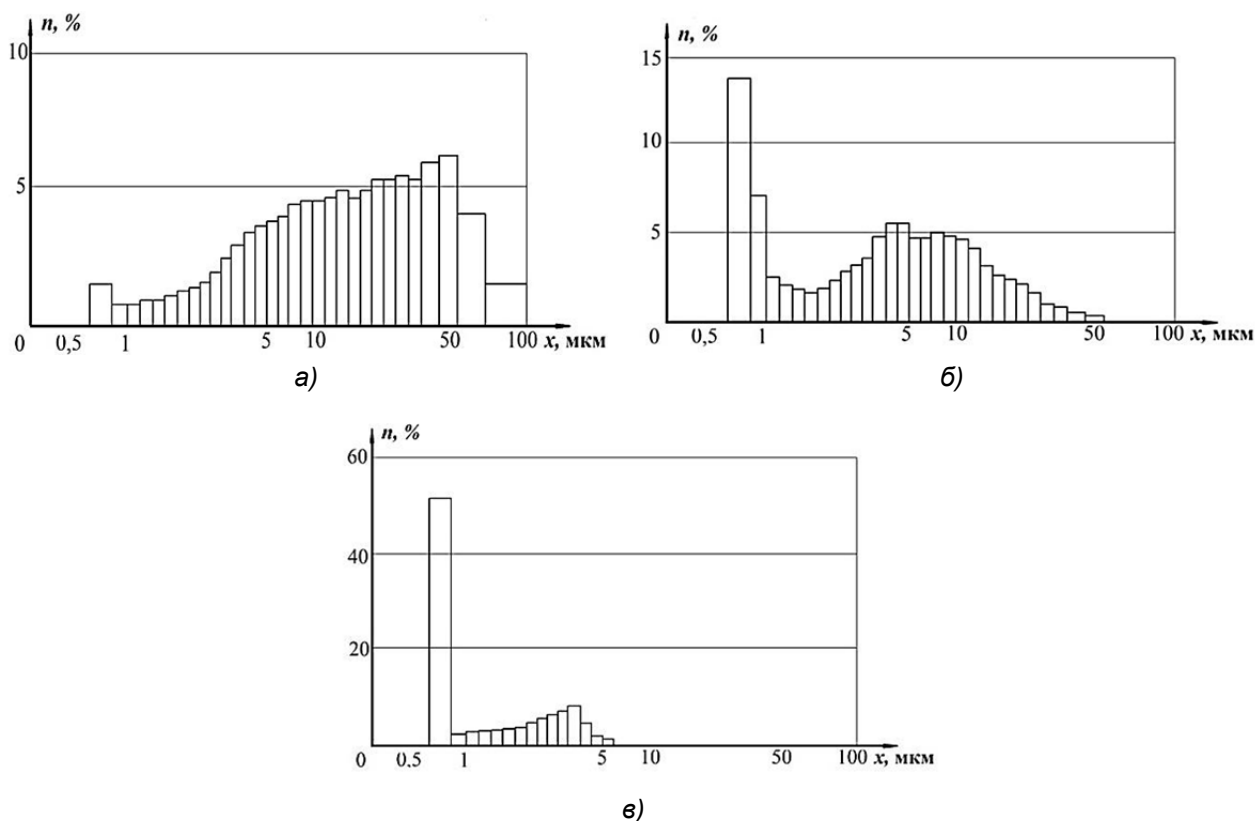


Рисунок 6. — Микроструктура пружинной стали  $\times 1\ 000$ :  
а — сталь 65Г; б — сталь 51ХФА





**Рисунок 7. — Кинетика размола дисульфида молибдена  
а — исходный продукт; б — время помола 2 ч; в — время помола 4 ч**

Пружинные мельницы обладают значительным потенциалом повышения эффективности работы. К их числу можно отнести управляемое движение обрабатываемого продукта при мокром способе помола, которое достаточно просто реализуется с помощью обжатия пружинного рабочего органа гибким эластичным корпусом, выполненным из огибающих его лент. Для сухого способа аналогичный результат достигается при использовании мелющей загрузки в виде мелких шариков, что даже при минимальном количестве позволило в 1,5 раза сократить время помола. Хорошие результаты достигаются также при использовании управляемого резонанса, наложения магнитного поля на пружинный рабочий орган в целях создания микросдвиговой деформации в рабочих зонах, а также рядом других мероприятий [4; 7].

Основным препятствием в развитии пружинных аппаратов является отсутствие централизованного производства рабочих органов к ним. Эта проблема представляется в большей степени организационной, при наличии инвестора и существующих в мире технологий она может быть успешно решена.

Сформулируем основные области применения и перспективы использования пружинных аппаратов. В силу своей универсальности и конструктивного многообразия рассматриваемое оборудование может быть использовано практически во всех отраслях народного хозяйства для комплексной переработки дисперсных материалов [1; 4; 12]. Область их рационального использования охватывает материалы исходной крупностью менее 5...8 мм, прочностью на сжатие до 200...250 МПа, твердостью до 6 единиц по шкале Мооса, средней абразивности. Такие материалы можно обрабатывать как по сухому, так и по мокрому способу, кроме диапазона критической влажности, вызывающей образование пробок в рабочих пространствах. Следует при этом оговориться, что для случая принудительной подачи материала в рабочие зоны это ограничение снимается. Производительность пружинных аппаратов определяется в первую очередь размерами и количеством установленных в них рабочих ор-

ганов. На этом основании производительность для одного рабочего органа составляет не более 3 т / ч для сухой обработки и не более 10 т / ч для мокрой. Дополнительная установка рабочих органов позволяет довести производительность оборудования до 50 т / ч и более.

Основные исследования и разработки по пружинным аппаратам проводятся на кафедре «Транспортные и технологические машины» Белорусско-Российского университета. Кроме мельниц, смесителей, механоактиваторов, диспергаторов и виброуплотнителей проводятся работы по созданию многоцелевых питателей-дозаторов с расширенными функциями, установок для процеживания шламов и шликеров, модулей к распылительным сушилкам и аппаратов для получения наноразмерных композиций [1; 3; 12].

**Заключение.** Выполнен комплексный анализ всех ранее выполненных работ и определены основные задачи дальнейшего развития оборудования с пружинными рабочими органами, которые сводятся к следующему:

- 1) разработка аналитических моделей гидродинамики в рабочем пространстве и обеспечение организованного движения обрабатываемого продукта в межвитковых пространствах;
- 2) использование метода интенсификации контактных взаимодействий между элементами рабочих органов путем использования дополнительной загрузки мелких мелющих тел;
- 3) оптимизация геометрических, кинематических и энергосиловых параметров пружинных рабочих органов;
- 4) проведение комплексных исследований для определения потенциальных возможностей пружинных аппаратов по переработке различных материалов и сред;
- 5) расширение исследований по использованию пружинных аппаратов для переработки продуктов органического происхождения;
- 6) разработка методов повышения износостойкости и повышения прочности при циклическом нагружении пружинных рабочих органов;
- 7) решение задач оптимального проектирования как отдельных пружинных аппаратов, так и технологических комплексов на их основе;
- 8) функционально-стоимостной анализ организации выпуска и производственной эксплуатации пружинных аппаратов.

#### Список цитируемых источников

1. Интенсификация технологических процессов в аппаратах адаптивного действия : монография / Л. А. Сиваченко [и др.] ; под науч. ред. Л. А. Сиваченко. — Барановичи : БарГУ, 2020. — 359 с.
2. Герман, Х. Шнековые машины в технологии / Х. Герман. — Л. : Химия, 1975. — 227 с.
3. Глубинное виброуплотнение бетонных смесей с помощью устройств с пружинными излучателями колебаний / Г. М. Абдукаликова [и др.] // Энергосберегающие технологические комплексы и оборудование для производства строительных материалов : межвуз. сб. ст. — Белгород : БГТУ, 2020. — С. 7—16.
4. Сиваченко, Л. А. Прогноз и пути развития пружинных технологических аппаратов / Л. А. Сиваченко // Энергосберегающие технологические комплексы и оборудования для производства строительных материалов : межвуз. сб. ст. — Белгород : БГТУ, 2020. — С. 310—317.
5. Технологические аппараты адаптивного действия / Л. А. Сиваченко [и др.]. — Минск : Издат. центр БГУ, 2008. — 375 с.
6. Сиваченко, Л. А. Создание винтовых пружинных аппаратов для помола и смешивания, исследование их рабочих процессов и разработка методов расчета основных параметров : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.04.09 / Л. А. Сиваченко. — М. : МГАХМ, 1995. — 47 с.
7. Сиваченко, Л. А. Теоретический анализ работы рабочих органов пружинных мельниц в условиях интенсивных колебаний / Л. А. Сиваченко, Д. М. Хононов // Вестн. Орл. гос. ун-та. Сер. «Естественные науки». — 2005. — № 7—8. — С. 82—87.
8. Основы расчётов на прочность при напряжениях переменных во времени / Р. К. Вафин ; под ред. С. Д. Пономарёва, В. А. Светлицкого. — М. : МВТУ, 1978. — 58 с.

9. *Когаев, В. П.* Расчёт деталей машин и конструкций на прочность и долговечность : справочник / В. П. Когаев, В. А. Махутов, А. П. Гузенков. — М. : Машиностроение, 1993. — 364 с.

10. *Сиваченко, Л. А.* Пружинная мельница для получения ультрадисперсных жидкотекучих композиций / Л. А. Сиваченко, И. М. Дыдышко // Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях : материалы Междунар. науч.-практ. конф. — Белгород : БГТУ, 2021. — С. 243—250.

11. Развитие техники и технологии сверхтонкого помола материалов / Л. А. Сиваченко [и др.] // Инженер-механик. — 2018. — № 4. — С. 6—11.

12. *Сиваченко, Л. А.* Многоцелевой пружинный питатель-дозатор / Л. А. Сиваченко, Д. А. Щукин // Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях : материалы Междунар. науч.-практ. конф. — Белгород : БГТУ, 2020. — С. 377—381.

Поступила в редакцию 13.10.2021.