

# МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 620.22 : 539.2

**М. А. ЗВЕРЕВ  
ВАЛ. И. СУРИКОВ  
ВАД. И. СУРИКОВ  
Н. А. ПРОКУДИНА**

Омский государственный  
технический университет

## ИМУЛЬТИПЛЕТНОСТЬ ПРОЦЕССОВ $\alpha$ -РЕЛАКСАЦИИ В КОМПОЗИТАХ НА ОСНОВЕ ПОЛИФЕНИЛЕНСУЛЬФИДА

Изучены динамический модуль сдвига и спектр внутреннего трения в композиционных материалах на основе полифениленсульфида в области механического стеклования. В качестве наполнителя использован ультрадисперсный скрытокристаллический графит. Показана мультиплетность процессов стеклования, а также влияние наполнителя, на процессы  $\alpha$ -релаксации, протекающие в матрице полимера.

**Ключевые слова:** полимерные композиционные материалы, модуль сдвига, процесс стеклования, наполнитель, полифениленсульфид.

В последние годы не уменьшается число работ, посвященных исследованию свойств и применению полифениленсульфидов, имеющих специфические свойства и отличающихся высокой термоокислительной устойчивостью. Промышленностью выпускается в основном линейный поли-*p*-фениленсульфид (ПФС), относящийся к частично кристаллическим

полимерам. Как с научной, так и с практической точек зрения большой интерес представляет процесс стеклования —  $\alpha$ -релаксационный процесс в частично кристаллических полимерных композициях.

Ранее было показано [1], что в композиционных материалах на основе политетрафторэтилена (ПТФЭ)  $\alpha$ -релаксационные максимумы можно представить

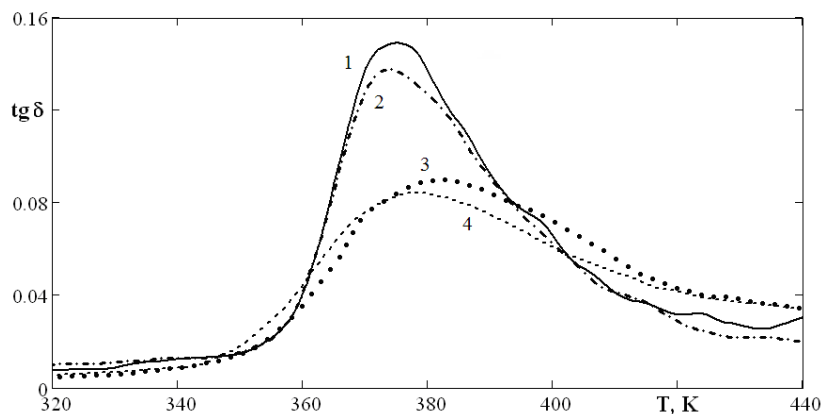


Рис. 1. Зависимость тангенса угла механических потерь от температуры для материалов:  
1 – ПФС; 2 – ПФС+8 % СКГ; 3 – ПФС+СВ; 4 – ПФС+СВ+12 % СКГ

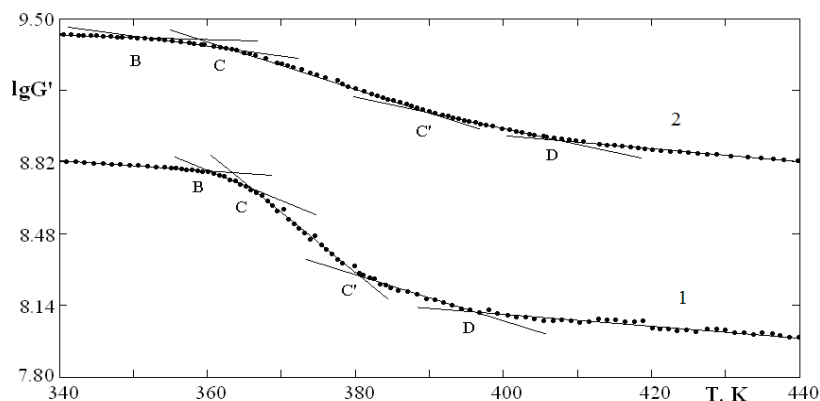


Рис. 2. Температурные зависимости динамического модуля сдвига для ненаполненного ПФС (1) и ПФС+СВ (2) в области  $\alpha$ -перехода

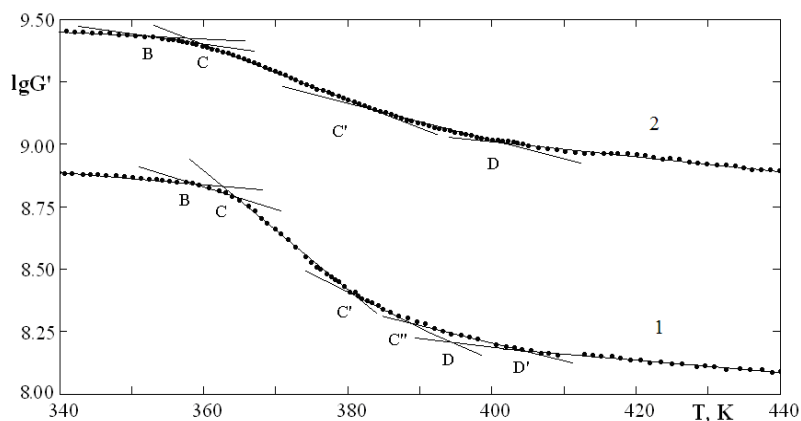


Рис. 3. Температурные зависимости динамического модуля сдвига для ПФС+8 % СКГ (1) и ПФС+СВ+12 % СКГ (2) в области  $\alpha$ -перехода

в виде трех пиков разной интенсивности, что хорошо согласуется со схемой Пакула, Плюта и Кришевского с уточнением Ягфарова [2]. Из нее следует, что помимо кристаллической фазы в частично кристаллических полимерах присутствует аморфная фаза, которая состоит из трех частей: основной, в лучах сферолита и неупорядоченной части в виде межфазного слоя.

Цель настоящей работы — исследовать особенности стеклования линейного ПФС и влияние на процесс стеклования некоторых наполнителей на примере стекловолокна (СВ) и ультрадисперсного скрытокристаллического графита (СКГ). Объектами ис-

следования являлись двух и многокомпонентные композиции на основе ПФС фирмы «Тикона» (SKX-382 и 1140L4 с 40 % массовых частей СВ). В качестве наполнителя был выбран СКГ марки ГАС-3 (ГОСТ 5420—74). Концентрационные диапазоны для ПФС + СКГ составили 2—25 масс. %, для ПФС + СВ + СКГ — 2—12 масс. %.

Образцы для исследования вязкоупругих свойств изготавливали по технологии — 80 МПа, смешанного с наполнителем в мельнице при частоте ножей 7800 об<sup>-1</sup>. При получении материалов ПФС + СКГ (SKX-382 наполненный СКГ) и ПФС + СВ + СКГ (1140L4 наполненный СКГ) использовали свободное спекание

(твердофазный синтез). Для изучения вязкоупругих динамических характеристик использован метод свободных затухающих колебаний (обратный вертикальный крутильный маятник ГОСТ 20812–83) на частоте ~1 Гц. Погрешность динамического модуля сдвига  $G'$  не более 3 %, а фактора механических потерь  $\text{tg}\delta$  – 5 %. Для анализа спектров внутреннего трения в композитах на основе ПФС использовалась программа XPSPEAK (версия 4.0) [3]. Количество пиков при разделении максимума фактора потерь определялось методом ЛРА [4].

На рис. 1, 2 и 3 приведены результаты изучения вязкоупругих свойств. Характер зависимостей фактора потерь от температуры в области  $\alpha$ -перехода сохраняется при различном содержании СКГ в ПФС (рис. 1).

Из рис. 1 следует, что стекловолокно и скрытокристаллический графит уменьшают молекулярную подвижность в аморфной фазе полимера. На это указывает снижение интенсивности пика, соответствующего  $\alpha$ -переходу, при введении наполнителей. Кроме того, максимальное значение  $\text{tg}\delta$  в области  $\alpha$ -перехода у материала, наполненного стекловолокном, заметно ниже, чем у материала без СВ. Это свидетельствует об уменьшении молекулярной подвижности в аморфной фазе полимера. Уменьшение молекулярной подвижности может быть предположительно объяснено «связыванием» полимера на границе «полимер – наполнитель». Температура стеклования остается практически постоянной для обеих систем.

Особенности температурных зависимостей модуля сдвига  $G'(T)$  для систем ПФС + СКГ и ПФС + СВ + СКГ представлены на рис. 2 и 3. Ненаполненные СКГ композиции ПФС содержит «ступеньки»  $BC$ ,  $CC'$  и  $C'D$  (рис. 2). При концентрации наполнителя 8 % появляется дополнительная точка перегиба  $C''$  для ПФС + СКГ.

Возникновение точки  $C''$  смещает температуру окончания размораживания сегментального движения  $T_D$  в область более высоких температур, что может расцениваться как проявление энергетического фактора и обусловлено присутствием межфазного слоя в аморфной прослойке полимера. Переход  $C''D'$  можно связать с размораживанием сегментального движения в межфазном слое.

Подобная ступенька отсутствует для наполненных композиций системы ПФС + СВ + СКГ. Вероятно, это связано с тем, что материал является высоконаполненным. Система ПФС + СВ изначально содержит 40 % стекловолокна. Отсутствие перехода  $C''D'$  можно связать именно с высоким содержанием наполнителя, что возможно делает невозможным наблюдение данного перехода. Таким образом, скрытокристаллический графит по отношению к ПФС можно охарактеризовать как кинетически активный наполнитель.

Асимметричность максимума фактора потерь может быть обусловлена природой  $\alpha$ -перехода. Так в работе [5] Г. М. Бартнев с сотрудниками показал применение функции Кальрауша для описания вязкоупругости в области стеклования. Для политетрафторэтилена, модифицированного углеродным волокном, нами были проведены расчеты частотных спектров внутреннего трения с использованием функции Кальрауша [6]:

$$\psi(t) = \text{Exp}[-(t/\tau_m)^b],$$

где  $t$  — время;  $b$  — параметр, характеризующий вид спектра,  $b$  меняется в пределах от 0 до 1;  $\tau_m$  — константа, примерно равная наиболее вероятному значе-

нию времени релаксации. Было показано, что в области больших времен релаксации рассчитанные значения  $\text{tg}\delta$  оказались меньше экспериментальных, что указывает на неадекватность применения функции Кальрауша к объяснению асимметричности  $\alpha$ -перехода.

Другой возможной причиной асимметричности максимума  $\text{tg}\delta$  является мультиплетность температур стеклования в области  $\alpha$ -релаксационного процесса, обусловленное особенностями надмолекулярной структуры. С целью проверки наличия в полимере нескольких сегментальных процессов стеклования, соответствующих нескольким максимумам  $\text{tg}\delta$ , была использована программа XPSPEAK.

Разделение максимума  $\text{tg}\delta$  в области  $\alpha$ -перехода на отдельные составляющие в спектре внутреннего трения с помощью программы XPSPEAK, приведен на рис. 4 и 5. Из представленных данных следует, что экспериментально наблюдаемый максимум фактора потерь может быть разложен на три пика разной интенсивности: на «низкотемпературный» наиболее интенсивный пик (область температур от 372 до 374 К), «среднетемпературный» пик средней интенсивности (область температур от 385 до 388 К) и «высокотемпературный» пик средней интенсивности (область температур от 393 до 398 К).

Модифицирование ПФС и ПФС + СВ наполнителем СКГ не приводит к существенным изменениям в положении пиков на температурной шкале и их интенсивности. Однако наблюдаются некоторые изменения в положении и высоте пиков фактора потерь. Во-первых, наблюдается тенденция к расширению области стеклования с увеличением концентрации СКГ, об этом свидетельствует смещение «высокотемпературного» пика в область более высоких температур. Во-вторых, интенсивность «высокотемпературного» пика с увеличением содержания СКГ несколько уменьшается, а интенсивность «среднетемпературного» пика напротив несколько увеличивается.

Следуя схеме Пакула-Плюта-Кришевского, можно предположить, что три пика  $\text{tg}\delta$  соответствуют трем аморфным компонентам структуры. Учитывая положение пиков на температурной шкале и их интенсивность, следует допустить, что «низкотемпературный» наиболее интенсивный пик соответствует процессу стеклования основной аморфной фазы полимера, «среднетемпературный» средней интенсивности пик — процессу стеклования аморфной фазы в межфазном слое на границах раздела наполнитель-полимер и кристаллит-аморфная фаза, а «высокотемпературный» средней интенсивности пик — процессу стеклования аморфной фазы в лучах сферолита.

Соответствие «среднетемпературного» пика стеклованию межфазного слоя косвенно подтверждается появлением дополнительных «ступенек» на температурной зависимости  $\lg G'$  в образцах ПФС с СКГ более 8 % (рис. 3). В системе ПФС + СВ + СКГ «ступеньки» отсутствуют, что как отмечалось выше, связано, по всей видимости, с высоким наполнением материала стекловолокном.

Смещение пиков по температурной шкале с изменением содержания СКГ можно, также как и в случае с ПТФЭ (рассмотренным в работе [1]), объяснить в рамках физической модели структурной модификации ПТФЭ, предложенной в работе [7]. Таким образом, данную модель можно обобщить на случай ПФС.

## Выводы

Применение программы XPSPEAK для анализа спектров внутреннего трения в композитах на основе

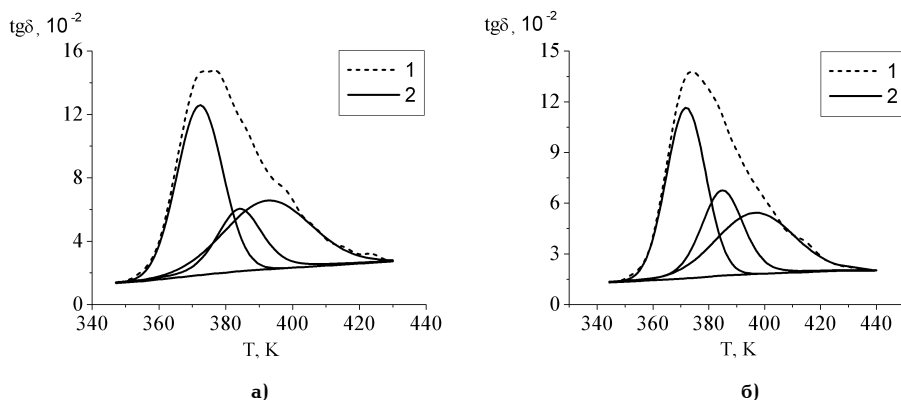


Рис. 4. Спектр внутреннего трения ПФС (а) и ПФС+8 % СКГ (б) в области  $\alpha$ -релаксации: 1 – экспериментальный максимум  $\text{tg}\delta$ , 2 – результат разделения максимума

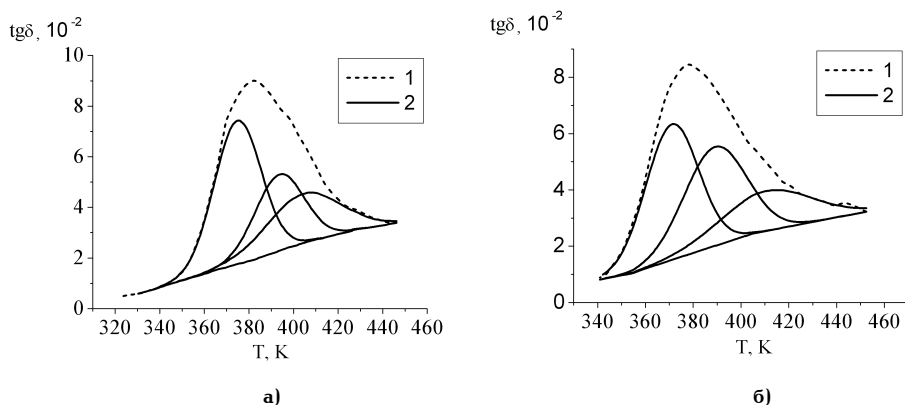


Рис. 5. Спектр внутреннего трения ПФС+СВ (а) и ПФС+СВ+12 % СКГ (б) в области  $\alpha$ -релаксации: 1 – экспериментальный максимум  $\text{tg}\delta$ , 2 – результат разделения максимума

ПФС позволило установить мультиплетность процессов  $\alpha$ -релаксации и особенности влияния углеродного наполнителя на процесс стеклования, а также объяснить природу мультиплетных максимумов. Во всех материалах релаксационные процессы разделяются на три пика разной интенсивности. Установлено, что СКГ обладает достаточно высокой структурной активностью, что приводит к изменению межмолекулярного взаимодействия цепей матрицы и сегментальной подвижности.

#### Библиографический список

1. Зверев, М. А. Мультиплетность процессов  $\alpha$ -релаксации в углеродсодержащих композитах на основе политетрафторэтилена / М. А. Зверев, [и др.] // *Материаловедение*. – 2008. – № 4. – С. 12–16.
2. Ягфаров, М. Ш. О природе вторичной кристаллизации в полимерах / М. Ш. Ягфаров // *Высокомолекулярное соединение*. Сер. А. – 1988. – Т. 30, № 1. – С. 79–85.
3. Institute of Catalysis and Petrochemistry [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http://www.icp.csic.es/xps/programas\\_en.html](http://www.icp.csic.es/xps/programas_en.html) (дата обращения : 24.03.2011).
4. Об одном методе анализа релаксационных максимумов внутреннего трения в полимерных материалах / В. И. Суриков [и др.] // *Пласт. массы*. – 1998. – № 1. – С. 39–40.
5. Бартевев, Г. М. Спектры времен релаксации и особенности  $\alpha$ -перехода в полиметилметакрилате / Г. М. Бартевев,

В. А. Ломовской, Н. Ю. Карандашова // *Высокомолекулярное соединение*. Сер. Б. – 1992. – Т. 34, № 9. – С. 46–55.

6. Особенности  $\alpha$ -релаксационного перехода в политетрафторэтилене и его композициях с углеродным волокном / Вал. И. Суриков [и др.] // *Материаловедение*. – 2000. – № 7. – С. 2–4.

7. Суриков, Вал. И. Повышение эксплуатационных свойств композитов на основе политетрафторэтилена путем структурной многоуровневой модификации : дис. ... докт. техн. наук. / Вал. И. Суриков. – Омск, 2001. – 363 с.

**ЗВЕРЕВ Михаил Алексеевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры физики.

**СУРИКОВ Валерий Иванович**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой физики.

**СУРИКОВ Вадим Иванович**, кандидат физико-математических наук, профессор (Россия), профессор кафедры физики.

**ПРОКУДИНА Наталья Анатольевна**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры физики.

Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11, ОмГТУ, кафедра физики.

Статья поступила в редакцию 09.06.2011 г.

© М. А. Зверев, Вал. И. Суриков, Вад. И. Суриков, Н. А. Прокудина

## ОПТИМИЗАЦИЯ УСЛОВИЙ СПЕКАНИЯ КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА МЕТОДОМ МОДЕЛИРОВАНИЯ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ С УЧЕТОМ ВЯЗКОУПРУГИХ СВОЙСТВ ПОЛИМЕРА

**Разработана конечно-элементная модель полимерного композиционного материала (ПКМ) в процессе спекания. Проведен сравнительный анализ влияния режимов спекания на характеристики контактного взаимодействия «наполнитель — полимер». Выбран оптимальный режим спекания ПКМ.**

**Ключевые слова:** полимерный композиционный материал, спекание, твердофазный синтез, политетрафторэтилен, графит, структурная модификация.

При спекании полимерных композиционных материалов контактное взаимодействие на границе «наполнитель — полимер» играет важнейшую роль в формировании структуры материала, остаточных напряжений [1] и физико-механических свойств, являясь наиболее значимым фактором в реализации структурной активности наполнителя при модификации полимера. Наиболее часто используемыми способами воздействия на параметры контактного взаимодействия между наполнителем и полимером в процессе синтеза ПКМ являются наложение постоянного давления сжатия на заготовку, спекание в фиксированном объеме, ограничение теплового расширения заготовки в направлении прессования [2]. При прессовании и термообработке ПКМ происходит структурная перестройка композиционного материала. Частицы (элементы системы) изменяют свое взаимное расположение, изменяются параметры напряженно-деформированного состояния, разрушаются и возникают новые связи частиц друг с другом. Все эти процессы носят статистический характер. В одних мезообъемах возникают условия, близкие к свободному спеканию, в других — к спеканию в условиях фиксированного объема. Очевидно, что эти условия являются предельными и идеализированными для всех возможных условий, в которых спекается тот или иной мезообъем материала. Во всех случаях (в силу статистического характера рассматриваемых процессов) существуют флуктуации — отклонения условий спекания отдельных мезообъемов материала от условий спекания, реализуемых в среднем для макрообъема. Это обусловлено различной геометрией частиц, отличиями в свойствах поверхности, положением мезообъема в макрообъеме материала (близость к поверхности заготовки) и другими факторами. Однако можно утверждать, что если при свободном спекании заготовки для отдельных мезообъемов преимущественно реализуются процессы, близкие к свободному спеканию, то при спекании заготовки в фиксированном объеме преимущественно реализуются процессы, близкие к объемному ограничению теплового расширения.

Таким образом, можно оптимизировать структуру и характеристики эксплуатационных свойств материала, оптимизируя параметры технологического процесса спекания заготовки ПКМ, одним из которых является наложение различными способами давления на заготовку.

В качестве полимерной основы композита был выбран политетрафторэтилен (ПТФЭ), уникальность свойств которого обуславливает его активное применение в промышленности, прежде всего в качестве основы антифрикционных материалов. Модификация ПТФЭ имеет целью устранить его основной недостаток — низкую износостойкость и повысить эксплуатационные свойства. С этой целью полимер наполняли скрытокристаллическим графитом марки ГЛС-3 (ГОСТ 5420-74), используемым при создании ПКМ на основе ПТФЭ [3].

Диапазоны линейных размеров частиц порошка ПТФЭ и использованного графита перекрываются [4], поэтому при моделировании контактного взаимодействия «наполнитель — полимер» считали, что микрочастицы наполнителя и полимера имеют одинаковые размеры и правильную геометрическую форму.

Для определения степени влияния давления сжатия и способов его наложения на параметры контактного взаимодействия «наполнитель — полимер» в плоской (двумерной) постановке был выбран метод конечных элементов, а в качестве программного средства решения поставленной задачи — комплекс ANSYS.

Изучение контактного взаимодействия на границе «наполнитель — полимер» проводили, моделируя процесс нагревания отдельно взятого мезообъема. Рассматривали материал, в котором частицы полимера и наполнителя имеют правильную геометрическую форму, причем частицы наполнителя распределены в материале равномерно (рис. 1). В качестве повторяющегося элемента структуры, соответствующего мезообъему материала, выбирали элемент, выделенный на рис. 1 квадратом. Предполагали, что каждый элемент деформируется и нагревается в одинаковых условиях. Тогда условия деформирования для элемента структуры симметричны относительно

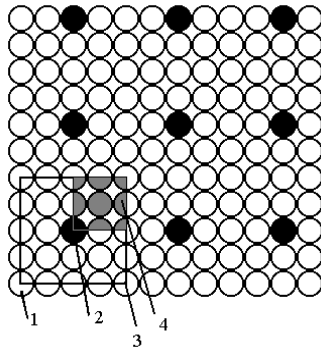


Рис. 1. Упорядоченная структура материала: 1 – частица полимера; 2 – частица наполнителя; 3 – повторяющийся элемент (ячейка) структуры материала; 4 – расчетная область

вертикальной и горизонтальной осей, проходящих через его геометрический центр (каждая из четвертей элемента также деформируется в одинаковых условиях), и в качестве расчетной области может быть выбрана четвертая часть элемента (выделена цветом на рис. 1). Упаковке частиц наполнителя, представленной на рис. 1, соответствует 6,25% заполнения по объему. При данной концентрации частицы наполнителя оказывают слабое влияние друг на друга. С другой стороны, указанная концентрация дисперсных наполнителей используется на практике при создании ПКМ на основе ПТФЭ.

При изучении контактного взаимодействия в ходе нагревания получившейся твердой смеси двух компонент: частиц полимера и частиц наполнителя (заготовки ПКМ), возникает необходимость учета вязкоупругих свойств матрицы, зависящих от температуры, а также наличие у компонентов смеси коэффициентов линейного термического расширения (КЛТР).

Для решения поставленной задачи методом конечных элементов с учетом указанных выше свойств матрицы необходимо создать модель вязкоупругого материала, близкого по своим свойствам к ПТФЭ. Для этого использовали данные работ [5, 6] – по кривым кратковременной ползучести  $\varepsilon_{xy}(t)$  при различных температурах рассчитали для каждого момента времени значения податливости  $I_{xy}$  и значения модуля сдвига  $G_{xy}$ , используя методику, изложенную в [7]:

$$G(t) = \frac{\sin(m \cdot \pi)}{m \cdot \pi} \cdot I(t),$$

где  $m$  – тангенс угла наклона функции  $\lg I(t)$  к оси  $\lg t$ .

Для аналитического описания обобщенной кривой релаксации (зависимость модуля сдвига от времени  $G(t)$ ) в ANSYS использовали функцию Прони (Prony) [8] для сдвиговой релаксации в виде:

$$G = G_{\infty} + \sum_{i=1}^{n_G} G_i \cdot \exp\left(-\frac{t}{\tau_i}\right), \quad (1)$$

где  $G_i$  – коэффициенты, соответствующие вкладу отдельных релаксационных процессов;  $G_{\infty} = G(t = \infty)$ ;  $\tau_i$  – времена релаксации. Количество элементов модели  $n_G$  выбрали равным девяти. Для учета зависимости релаксационного модуля сдвига от температуры использовали температурно-временную аналогию, взяв в качестве фактора сдвига параметр  $a_T$ , определяемый соотношением Вильямса-Ландела-Ферри, которое используется в пакете ANSYS в виде:

$$\ln(a_T) = \frac{c_1 \cdot (T - T_0)}{c_2 + (T - T_0)}, \quad (2)$$

где  $T$  – произвольная температура,  $T_0$  – температура приведения. Здесь фактор сдвига определяется как отношение времени релаксации  $t_0$  при температуре  $T_0$  к времени релаксации  $\tau$  при температуре

$T$ :  $a_T = \frac{t_0}{\tau}$ . Используя данные работ [5, 6], с помощью

регрессионной процедуры определили значения коэффициентов  $c_1$  и  $c_2$  уравнения Вильямса-Ландела-Ферри для температуры приведения  $T_0 = 313$  К:  $c_1 = 8,89$ ;  $c_2 = 79,018$ .

Коэффициент линейного термического расширения ПТФЭ сложным образом зависит от температуры. Взяв за основу зависимость дифференциального КЛТР ( $\alpha^{in}$ ) для ПТФЭ от температуры [9], получили аналогичную зависимость для интегрального КЛТР ( $\alpha^{se}$ ) по формуле:

$$\alpha^{se}(T_n) = \frac{\int_{T_0}^{T_n} \alpha^{in}(T) \cdot dT}{(T_n - T_{REF})},$$

где  $T_n$  – температура, для которой рассчитывается КЛТР,  $T_0$  – температура, для которой деформации за счет теплового расширения равны нулю,  $T_{REF}$  – температура приведения.

Для ПТФЭ в модели задавали модуль Юнга:  $E = 380$  МПа; коэффициент Пуассона:  $\nu = 0,33$ ; рассчитанную температурную зависимость КЛТР ( $T_{REF} = 293$  К). Вязкоупругие свойства описывали с помощью задания времен релаксации и коэффициентов функции Прони (1), также использовали полученные коэффициенты соотношения Вильямса-Ландела-Ферри (2). Так как для большинства дисперсных наполнителей (в том числе графитов), применяемых при создании ПКМ на основе ПТФЭ, модуль Юнга значительно больше, чем для ПТФЭ, а КЛТР значительно меньше, чем для ПТФЭ, частицу наполнителя считали абсолютно жесткой с КЛТР, равным нулю.

Геометрическая модель мезообъема материала (механической смеси ПТФЭ и дисперсного наполнителя) изображена на рис. 2. Она соответствует расчетной области (рис. 1) и представляет собой четвертую часть повторяющегося элемента (ячейки) структуры материала. На контактных поверхностях частицы наполнителя с соседними частицами матрицы (контактная пара поверхностей AE и (EG + AF) (рис. 2) параметры контакта задавались двух видов: 1) контакт со склеиванием; 2) скользящий контакт. В остальных контактных парах задавался контакт со склеиванием. Таким образом, при расчетах рассматривалось два варианта взаимодействия частицы наполнителя с каркасом, образованным частицами матрицы: 1) абсолютная адгезия (контакт со склеиванием); 2) отсутствие адгезии (скользящий контакт). Эти условия являются предельными и идеализированными для всех возможных условий контакта, которые реализуются в материале на границе «матрица – полимер». На границах мезообъема задавали следующие условия (рис. 2): на линии AB:  $u_x = 0$ , на линии ED:  $u_y = 0$ , на линии BC:  $u_y = \text{const}$ , на линии CD:  $u_x = \text{const}$ .

На первом этапе расчетов моделировался процесс кратковременного прессования по оси  $y$  смеси полимера и наполнителя, температура материала задавалась равной 293 К.

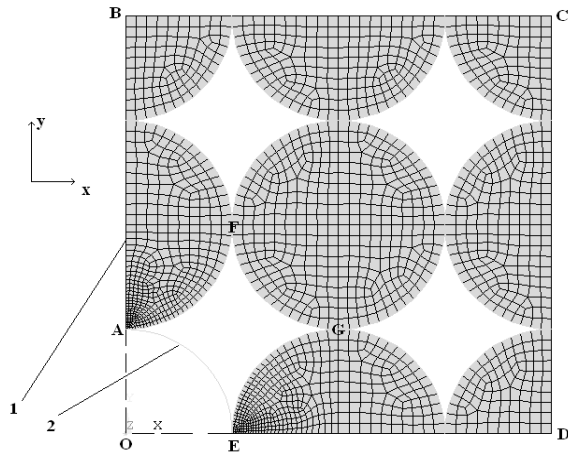


Рис. 2. Геометрическая модель мезообъема материала (механической смеси ПТФЭ и дисперсного наполнителя): 1 – частица полимера; 2 – поверхность абсолютно жесткой частицы наполнителя

На втором этапе материал выдерживался под нагрузкой в течение 17 мин. За это время в полимере проходит наибольшая часть релаксационных процессов.

Условия, реализуемые на третьем этапе расчетов, зависели от моделируемых различных технологических приемов:

1) свободное спекание: каркас из частиц полимера может свободно расширяться при нагревании в направлении осей  $x$  и  $y$ , при этом расчетная область сохраняет прямоугольную форму;

2) спекание в условиях ограничения теплового расширения в направлении прессования: каркас из частиц полимера может свободно расширяться в направлении оси  $x$  при нагревании, тепловое расширение по оси  $y$  ограничено, при этом расчетная область сохраняет прямоугольную форму;

3) спекание в условиях ограничения теплового расширения по объему: тепловое расширение по осям  $x$  и  $y$  ограничено – материал нагревается при фиксированном объеме.

Далее, на четвертом этапе расчетов происходило нагревание материала до температуры спекания  $T = 633 \text{ K}$  со скоростью  $0,0315 \text{ K/s}$ .

Следует отметить, что модель ПКМ, разработанная в комплексе ANSYS, позволяет исследовать процессы контактного взаимодействия на границе «наполнитель – полимер» при создании широкого класса материалов с применением различных технологических приемов. Модель позволяет изменять как физико-механические свойства полимера и наполнителя, так и варьировать технологические параметры процесса спекания. Это делает модель достаточно универсальной и пригодной для использования при решении других задач, аналогичных рассмотренной.

При анализе особенностей влияния условий спекания на структуру и свойства материала использовались следующие параметры:

- 1) напряжения сдвига  $\sigma_{xy}$ ;
- 2)  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  – главные напряжения;
- 3) эквивалентные напряжения (напряжения по Мизесу):

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]};$$

- 4) контактное давление на поверхности контакта «наполнитель – полимер»;

5) пористость материала, определяемая как отношение общей площади «пустот» (поверхности, расположенной между частицами наполнителя и матрицы) к общей площади, занятой материалом;

6) относительная поверхность контакта на границе «полимер – наполнитель», определяемая как отношение длины участка на линии АЕ (Рис. 2), на котором контактное давление отлично от нуля к общей длине линии АЕ.

Рассмотрим результаты расчетов, проведенных с использованием описанной модели (табл. 1). В табл. 1 приведены некоторые из параметров, характеризующих контактное взаимодействие матрицы и наполнителя, а также напряженно-деформированное состояние полимера вблизи поверхности контакта в случае абсолютной адгезии. Анализ данных, приведенных в табл. 1, показывает, что в случае свободного спекания пористость, максимальное контактное растягивающее давление, главное и сдвиговое напряжения принимают наибольшие значения. В то же время принимают наименьшие значения относительная поверхность контакта (в том числе поверхность, подверженная сжатию) и максимальное контактное давление сжатия. Такие соотношения значений указанных параметров способствуют в случае свободного спекания разрыву адгезионных связей на поверхности контакта, уменьшению площади контакта матрицы и наполнителя, образованию пор (пустот) в материале. Материал в процессе спекания получается менее однородный, со слабым контактным взаимодействием на границе «наполнитель – полимер». В то же время, при спекании в фиксированном объеме, значения параметров указывают на то, что данный режим способствует (по сравнению со свободным спеканием) созданию адгезионных связей на поверхности контакта, увеличению площади контакта матрицы и наполнителя, снижает пористость материала. Реализация процесса спекания при одноосном ограничении теплового расширения так же, как и при объемном ограничении, но в меньшей степени приводит к получению более однородного, по сравнению со свободным спеканием, материала, обладающего повышенными значениями характеристик эксплуатационных свойств.

Анализ параметров, характеризующих контактное взаимодействие матрицы и наполнителя а также напряженно-деформированное состояние полимера вблизи поверхности контакта в случае отсутствия адгезии (табл. 2) показывает, что в этом случае закономерности в изменении таких параметров как максимальное контактное давление сжатия, пористость материала, относительная поверхность контакта при изменении режима спекания, совпадают с закономерностями, имеющими место при абсолютной адгезии.

Следует отметить, что максимальное напряжение сдвига и максимальное эквивалентное напряжение в частицах полимера в области контакта с наполнителем принимают максимальные значения при ограничении теплового расширения, а минимальные – при свободном спекании (табл. 2). Влияние этих характеристик на структуру и свойства материала неоднозначно. При формировании надмолекулярной структуры и последующем охлаждении ПКМ, если не происходит полная релаксация напряжений, в этих областях возникают участки с большими значениями напряжений (концентрации напряжений). При значительных нагрузках именно с таких областей начинается разрушение материала. По отношению к таким характеристикам напряженно-деформированного состояния, как максимальное напряжение сдвига

Параметры контактного взаимодействия и напряженно-деформированного состояния полимера вблизи поверхности контакта в случае абсолютной адгезии при  $T = 633 \text{ K}$

| Параметр  | Значение параметра     |  |                          |
|---|------------------------|--|--------------------------|
|   | при свободном спекании | при одноосном ограничении теплового расширения | при фиксированном объеме |
| Максимальное контактное давление сжатия, МПа  | 3,7                    | 12,0   | 14,3                     |
| Максимальное контактное растягивающее давление, МПа   | 22,4                   | 16,5   | 0                        |
| Пористость материала, %   | 15,4                   | 11,0   | 5,9                      |
| Относительная поверхность контакта, %   | 36,4                   | 40,0   | 52,0                     |
| Относительная поверхность контакта, подверженная давлению сжатия, %   | 21,9                   | 32,0   | 52,0                     |
| Максимальное напряжение сдвига в частицах полимера в области контакта с наполнителем, $\sigma_{xy}$ , МПа     | 5,3                    | 3,2  | 2,9                      |
| Максимальное эквивалентное напряжение в частицах полимера в области контакта с наполнителем, $\sigma_e$ , МПа | 16,8                   | 9,5  | 8,1                      |
| Максимальное главное напряжение в частицах полимера в области контакта с наполнителем, $\sigma_1$ , МПа       | 18,8                   | 10,7   | 1,85                     |

Таблица 2

Параметры контактного взаимодействия и напряженно-деформированного состояния полимера вблизи поверхности контакта в случае отсутствия адгезии при  $T = 633 \text{ K}$

| Параметр  | Значение параметра     |  |                          |
|---|------------------------|--|--------------------------|
|   | при свободном спекании | при одноосном ограничении теплового расширения | при фиксированном объеме |
| Максимальное контактное давление сжатия, МПа  | 1,7                    | 11,8   | 14,3                     |
| Пористость материала, %   | 15,9                   | 11,7   | 6,0                      |
| Относительная поверхность контакта, %   | 4,4                    | 31,2   | 52,8                     |
| Максимальное напряжение сдвига в частицах полимера в области контакта с наполнителем, $\sigma_{xy}$ , МПа     | 0,5                    | 1,6  | 1,8                      |
| Максимальное эквивалентное напряжение в частицах полимера в области контакта с наполнителем, $\sigma_e$ , МПа | 2,1                    | 7,1  | 8,2                      |
| Максимальное главное напряжение в частицах полимера в области контакта с наполнителем, $\sigma_1$ , МПа       | 1,1                    | 1,4  | 1,4                      |

и максимальное эквивалентное напряжение в частицах полимера, условия спекания при объемном ограничении теплового расширения в случае отсутствия адгезии не являются оптимальными.

На основании проведенных расчетов можно сделать следующие выводы:

1. При реализации в ходе спекания заготовки из ПКМ на основе ПТФЭ ограничения теплового расширения по сравнению со свободным спеканием:

— уменьшаются пористость, максимальное контактное растягивающее давление, главное напряжение в частицах полимера в области контакта с наполнителем;

— увеличиваются относительная поверхность контакта (в том числе поверхность, подверженная сжатию) и максимальное контактное давление сжатия.

2. В зависимости от наличия или отсутствия адгезии поверхности наполнителя и полимера максимальное напряжение сдвига и максимальное эквивалентное напряжение в частицах полимера в области контакта с наполнителем изменяют свои значения неоднзначно при изменении условий термообработки.

3. Процессы, протекающие в материале при спекании в условиях ограничения теплового расширения, приводят к созданию новых и сохранению возникших в процессе прессования и последующего нагревания связей, что в свою очередь должно способствовать процессу структурообразования в материале (например, повышению степени кристалличности). Спекаемый материал получается более однородным, имеющим меньшую пористость. В результате эксплуатационные характеристики материала улучшаются.



В случае реализации режима объемного ограничения теплового расширения, рассмотренные процессы проявляются в несколько большей степени, чем при одноосном ограничении.

При выборе вида ограничения теплового расширения необходимо учитывать возможности реализации той или иной технологии спекания и воспроизводимость получаемых результатов. Наиболее распространенный способ спекания заготовок в замкнутом объеме — горячее прессование [10]. При этой технологии спрессованная заготовка помещается в специальную матрицу — прессформу, окруженную мощной нагревательной спиралью и изолирующей «водяной рубашкой». Технологические режимы изготовления материала по указанной технологии трудно реализуемы на производстве в силу критических по технике безопасности условий, низкой (по сравнению со свободным спеканием) производительностью и чрезвычайной трудоемкостью. Вместе с тем по сравнению с материалами, изготовленными при одноосном ограничении теплового расширения, свойства ПКМ улучшаются, но не кардинально, а сложность реализации технологии горячего прессования не позволяет обеспечить воспроизводимость свойств образцов разных партий. Поэтому применение объемного ограничения теплового расширения по сравнению с одноосным ограничением нерационально. Рекомендовать на основании сделанного анализа для обеспечения требуемой структурной активности наполнителя и повышенных требований к физико-механическим свойствам материала следует технологию спекания с ограничением теплового расширения заготовки в направлении прессования (например, спекание в металлических зажимах).

Результаты проведенных экспериментов по изучению структуры и свойств композитов на основе ПТФЭ, спеченных при ограничении теплового расширения в направлении прессования [11], указывают на интенсификацию процессов структурообразования, изменение параметров внутреннего трения в материале, улучшение его эксплуатационных характеристик, и качественно подтверждают результаты, полученные с использованием описанной модели.

#### Библиографический список

1. Клебанов, Я. М. Методика расчета напряженно-деформированного состояния композиционных материалов / Я. М. Кле-

банов, А. Н. Давыдов, Е. В. Биткина // ANSYS Advantage. Русская редакция. — 2008. — № 8. — С. 11–15.

2. Горяинова, А. В. Фторопласты в машиностроении : монография / А. В. Горяинова, Г. К. Божков, М. С. Тихонова. — М. : Машиностроение, 1971. — 233 с.

3. Композиционные материалы на основе политетрафторэтилена. Структурная модификация : монография / Ю. К. Машков [и др.]. — М. : Машиностроение, 2005. — 240 с.

4. Исследование структуры и фазового состава ультрадисперсного скрытокристаллического графита / О. В. Кропотин [и др.] // Омский научный вестник. — 2006. — № 9(46). — С. 19–23.

5. Ольховик, О. Е. Ползучесть фторопласта при сдвиге с наложением гидростатического давления / О. Е. Ольховик, А. Я. Гольдман // Механика полимеров. — 1977. — № 5. — С. 812–818.

6. Гольдман, А. Я. Прогнозирование деформационно-прочностных свойств полимерных и композиционных материалов : монография / А. Я. Гольдман. — Л. : Химия, 1988. — 272 с.

7. Ферри, Дж. Вязкоупругие свойства полимеров : монография / Дж. Ферри. — М. : Изд-во Иностранной литературы, 1963. — 535 с.

8. Левин, В. А. Разработка программного модуля для решения задач вязкоупругости / В. А. Левин, Г. Е. Пекарь // Слабосингулярные ядра. Ломоносовские чтения : тез. докл. научн. конф. Секция механики. — М. : Изд-во МГУ им. М. В. Ломоносова. — 2010. — С. 124–125.

9. Уплотнения и уплотнительная техника / Л. А. Кондаков [и др.] ; под общ. ред. А. И. Голубева и Л. А. Кондакова. — М. : Машиностроение, 1986. — 464 с.

10. Буланов, И. М. Технология ракетных и аэрокосмических конструкций и композиционных материалов / И. М. Буланов, В. В. Воробей. — М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1998. — 514 с.

11. Структурная модификация политетрафторэтилена скрытокристаллическим графитом при синтезе композиционных материалов / Ю. К. Машков [и др.] // Трение и смазка в машинах и механизмах. — 2008. — № 1. — С. 6–2.

**КРОПОТИН Олег Витальевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), профессор кафедры физики, заместитель проректора по учебной работе.

Адрес для переписки: e-mail: kropotin@mail.ru

**ЕГОРОВА Виктория Александровна**, кандидат технических наук, доцент кафедры физики.

Адрес для переписки: e-mail: vaegorova@mail.ru

Статья поступила в редакцию 10.06.2011 г.

© О. В. Кропотин, В. А. Егорова

## Книжная полка

**Вереина, Л. И. Устройство металлорежущих станков : учебник для нач. проф. образования / Л. И. Вереина, М. М. Краснов. — М. : Academia, 2010. — 432 с. — Гриф МО РФ. — ISBN 978-5-7695-5725-5.**

Учебник предназначен для изучения предмета «Устройство металлорежущих станков» и является частью учебно-методического комплекта по профессии «Станочник». Изложены общие сведения о металлорежущих станках. Рассмотрено устройство токарных, фрезерных, сверлильно-расточных, шлифовальных станков с ручным и числовым программным управлением, токарных автоматов и полуавтоматов. Приведены технические характеристики моделей станков, выпускаемых отечественной промышленностью. Описаны многоцелевые станки, роботизированные технологические комплексы, гибкие производственные системы и станки, входящие в состав гибких производственных модулей. Представлена планировка рабочих мест станочников различных профессий. Для учащихся учреждений начального профессионального образования. Может быть полезен учащимся УПК машиностроительных предприятий, а также студентам учреждений среднего профессионального образования.

## ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРНЫХ ИЗМЕНЕНИЙ В МОДИФИЦИРОВАННОМ ЖАРОПРОЧНОМ НИКЕЛЕВОМ СПЛАВЕ

Рассмотрено влияние наночастиц карбонитрида титана на структуру и свойства жаропрочного сплава. Показано, что при модифицировании устраняются зоны транскристаллизации в литом металле, резко уменьшаются размеры дендритов, улучшается морфология и топография упрочняющих фаз, что обуславливает повышенную жаропрочность металла и повышает структурную стабильность и длительную прочность сплава.

**Ключевые слова:** жаропрочный никелевый сплав, модифицирование, наночастицы, дендритная структура, механические свойства, длительная прочность.

Развитие авиационного двигателестроения определяет непрерывное повышение требований к жаропрочным сплавам, используемым для изготовления деталей ответственного назначения. Для улучшения их эксплуатационных характеристик применяют модифицирование литого металла дисперсными тугоплавкими частицами [1–5]. Однако, несмотря на очевидную перспективность литых модифицированных сплавов, изучению влияния инокулирующего модифицирования на процессы, определяющие жаропрочность сложнолегированных никелевых сплавов, уделяется недостаточное внимание.

Большое влияние на термическую стабильность литого металла заготовок из жаропрочных сплавов оказывают дендритная структура и ликвация легирующих элементов. Никелевые жаропрочные сплавы имеют специфическую структуру, сложный химический и фазовый состав. Формирование структуры при кристаллизации начинается с образования дендритной ветви, которая берет начало от зародыша или затравки и по мере кристаллизации своими многочисленными ветвлениями прорастает на весь объем расплава. При встрече с препятствием отдельно взятый дендрит расщепляется [6]. Таким препятствием может служить твердое включение, а также область повышенной концентрации, искусственно созданной в расплаве. При модифицировании ввод в расплав дисперсной твердой фазы искажает локальное температурное и концентрационное поле [7], что обуславливает нарушение столбчатой структуры. Если плотность дисперсной фазы велика, то вместо дендритной структуры формируется почти изотропная поликристаллическая структура, составленная из фрагментов раздробленных дендритов. Таким образом, ввод дисперсной фазы, обуславливающий создание в расплаве включений с концентрацией и температурой, отличными от основного расплава не дает возможности формирования столбчатой структуры.

При этом изменение градиента температур и скорости перемещения фронта кристаллизации существенным образом влияет не только на дендритную структуру, но и на морфологию и топографию составляющих и фазовый состав жаропрочных сплавов.

В качестве объекта для изучения вышеописанных процессов был выбран хромоникелевый сплав X10N60K10B10Ю5Т3М2Б. Отливки получали в вакуумной индукционной установке У-177-7М. Для модифицирования использовали порошки карбонитрида титана и титана с никелем [8]. Использовали порошки плазмохимического синтеза дисперсностью около 100 нм. Помол порошков производили на вибромельнице АГО-3 [9]. Введение частиц в жидкий металл осуществляли с помощью брикетов в виде таблеток. Модификаторы готовили путем смешивания порошков с последующим прессованием смеси в таблетки и спеканием их в вакууме. Таблетки вводили в расплав за 1–2 минуты до окончания процесса плавки. Размеры таблеток были выбраны из условия достаточно быстрого растворения их в модифицирующем расплаве (30–60 с).

Сплав X10N60K10B10Ю5Т3М2Б относится к группе литейных сложнолегированных многокомпонентных жаропрочных сплавов. Основной упрочняющей фазой является  $\gamma'$ -фаза, представляющая собой интерметаллид  $(\text{Ni}, \text{Co})_3(\text{Al}, \text{Ti})$ . Поэтому, факторами, определяющими качество и служебные свойства жаропрочных сплавов, являются состояние границ зерен, их величина, фазовый состав, степень однородности и морфология и топография упрочняющих фаз [10].

Результаты исследования немодифицированного литого сплава показали, что макроструктура у него транскристаллическая, состоящая из крупных столбчатых кристаллов по периферии, в которых выявляется ликвационная химическая неоднородность и наличие пор (рис. 1а).

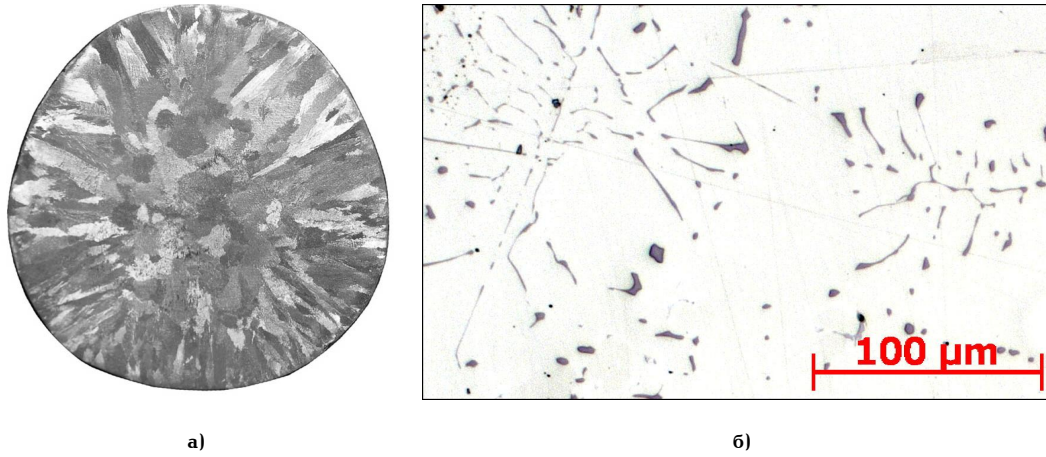


Рис. 1. Структура немодифицированного сплава ЖС6У: а – макроструктура; б – карбидная фаза

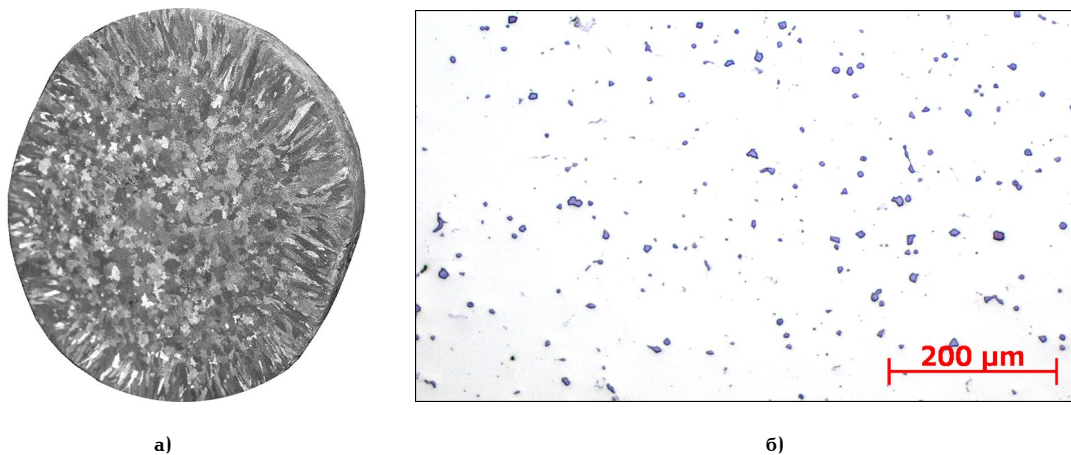


Рис. 2. Структура модифицированного сплава ЖС6У: а – макроструктура; б – карбидная фаза

Микроструктура литого немодифицированного металла состоит из дендритов, карбидов, интерметаллидов, частиц  $\gamma'$ -фазы и эвтектических фаз, располагающихся в межосных пространствах и вблизи границ зерен. Включения карбидов в виде каркасов сплошной скелетообразной формы, называемых «китайским шрифтом», располагаются преимущественно по границам зерен и имеют очень большую протяженность (рис. 1, б). Карбиды подобной морфологии оказывают отрицательное влияние на свойства никелевых сплавов [7].

Введение в сплав 0,5 % модификатора приводит к существенному изменению как получаемой структуры, так и морфологии и топографии карбидной фазы (рис. 2).

При этом происходит резкое измельчение макрозерна, устраняется столбчатость зерен и разнотерность. Дендритная структура литого металла тонкая и однородная по сечению слитка. Протяженность межосных участков существенно сократилась, а эвтектической фазы становится значительно меньше.

Карбиды приобретают компактную равноосную форму и равномерно распределены по объему зерна. Характер расположения карбидов в матрице сплавов, показанный на рис. 3, получен на растровом электронном микроскопе Carl Zeiss EVO50.

Видно, что в немодифицированном сплаве карбиды протяженной формы достигают размеров в 50 мкм. В модифицированном сплаве карбиды компактной формы имеют размер 4–8 мкм. Для установления

химического состава карбидов проведены исследования на микроанализаторе EDS X-Act (Oxford Instruments) (рис. 4).

Данные спектров показывают, что в немодифицированном сплаве карбид содержит значительно большее количество углерода, что может свидетельствовать о более хрупкой карбидной фазе, и меньшее количество основных легирующих элементов, таких как титан, хром, ниобий и вольфрам, чем в модифицированном сплаве (табл. 1). Большее содержание никеля в карбиде модифицированного сплава может быть вызвано разложением игольчатого электронного луча (зонда) диаметром около 1 мкм в карбиде малого размера и рассеивание его с возбуждением первичного рентгеновского излучения, захватывая матрицу сплава.

Образование большого количества компактных карбидов можно объяснить увеличением степени переохлаждения расплава при введении в него модификатора, высокодисперсные частицы которого являются центрами кристаллизации, повышают скорость охлаждения металла. Такая морфология и топография карбидной фазы измельчают структуру и повышают химическую стабильность  $\gamma$ -матрицы, что должно оказывать благоприятное воздействие на длительную прочность сплава.

На свойства никелевых сплавов большое влияние оказывает дисперсионное упрочнение матрицы за счет выделения  $\gamma'$ -фазы кубической морфологии. Жаропрочность сплавов, упрочненных когерентными

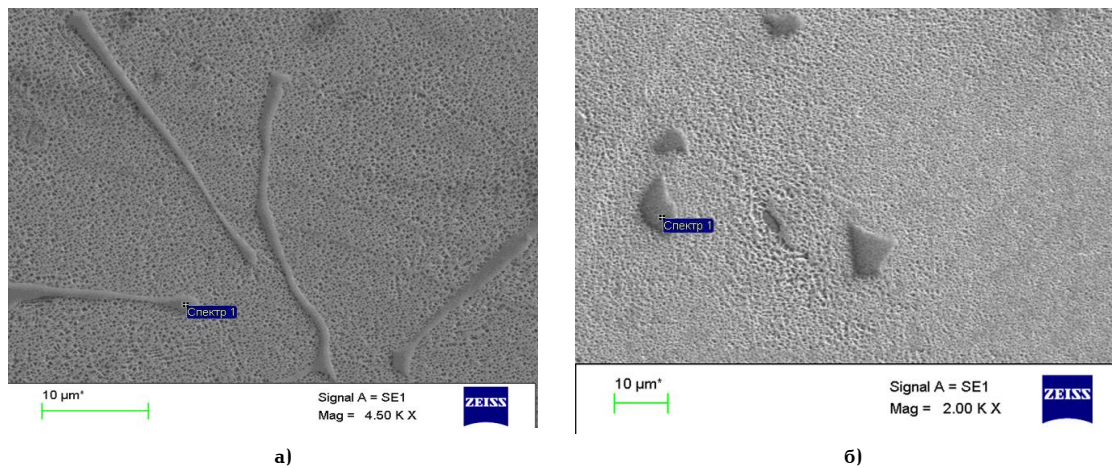


Рис. 3. Структура карбидов сплава: а – немодифицированного (×4500); б – модифицированного (×2000)

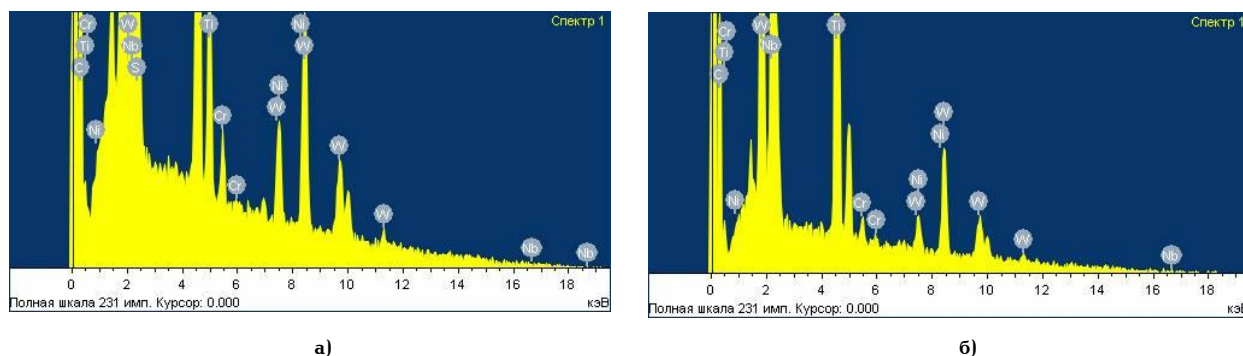


Рис. 4. Микроанализ карбидов немодифицированного (а) и модифицированного (б) сплавов

Таблица 1

Химический состав карбидов

| Элемент | Немодифицированный сплав |           | Модифицированный сплав |           |
|---------|--------------------------|-----------|------------------------|-----------|
|         | весовой %                | атомный % | весовой %              | атомный % |
| C       | 28,22                    | 72,94     | 10,10                  | 42,22     |
| Ti      | 20,48                    | 13,28     | 23,29                  | 24,41     |
| Cr      | 0,92                     | 0,55      | 1,97                   | 1,91      |
| Ni      | 2,74                     | 1,45      | 11,27                  | 9,64      |
| Nb      | 17,55                    | 5,84      | 19,38                  | 10,48     |
| W       | 29,05                    | 4,95      | 31,43                  | 8,59      |

с матрицей выделениями упорядоченной  $\gamma'$ -фазы, зависит от состояния этой фазы, кинетики изменения структуры и в значительной степени определяется термодинамической устойчивостью системы ( $\gamma + \gamma'$ ) [11]. В связи с этим провели электронно-микроскопические исследования на фольгах с использованием микроскопа ЭМВ-100Л. Идентификация фазового состава, определение размеров и объемной доли выделений проводились по микродифракционным картинам.

Исследования показали, что наблюдается сильная неоднородность дисперсности и морфологии частиц вторичной  $\gamma'$ -фазы, в масштабах дендритной ячейки литого немодифицированного сплава ЖС6У. В осях

дендритов выделяются мелкие и регулярные по форме выделения  $\gamma'$ -фазы, частично треугольной формы, а в межосных пространствах — значительно более крупные частицы неправильной морфологии (рис. 5а). Наряду с мелкими частицами (0,8 мкм)  $\gamma'$ -фазы наблюдаются крупные, скоагулированные выделения (свыше 4 мкм) по границам которых возникают и распространяются микротрещины. Вблизи карбидов заметна значительная коагуляция частиц  $\gamma'$ -фазы, имеющей округлую форму и хаотичное расположение в матрице. Такая структура металла обуславливает растворение  $\gamma'$ -фазы в  $\gamma$ -твердом растворе при высоких температурах, что приводит к разупрочнению сплава и понижению его жаропрочности.

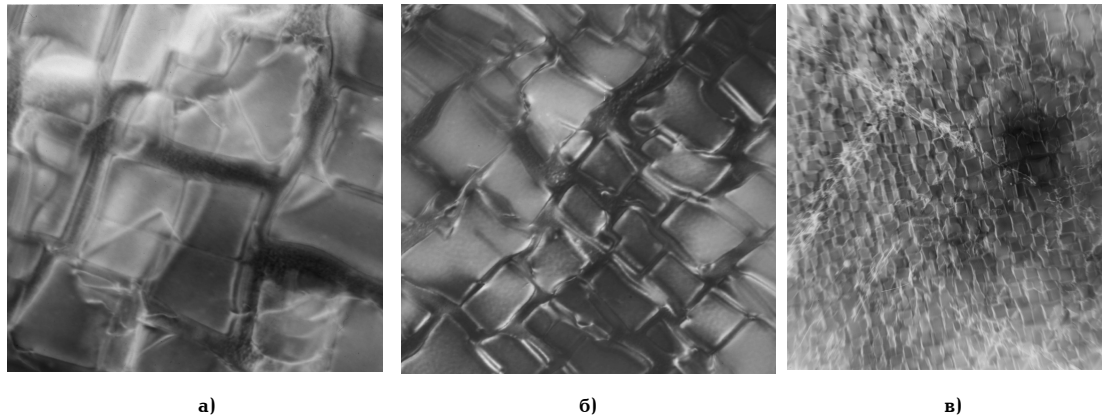


Рис. 5. Упрочняющая  $\gamma'$ -фаза в сплавах: а – немодифицированном ( $\times 18000$ )  
б, в – модифицированном (б –  $\times 18000$ , в –  $\times 7000$ )

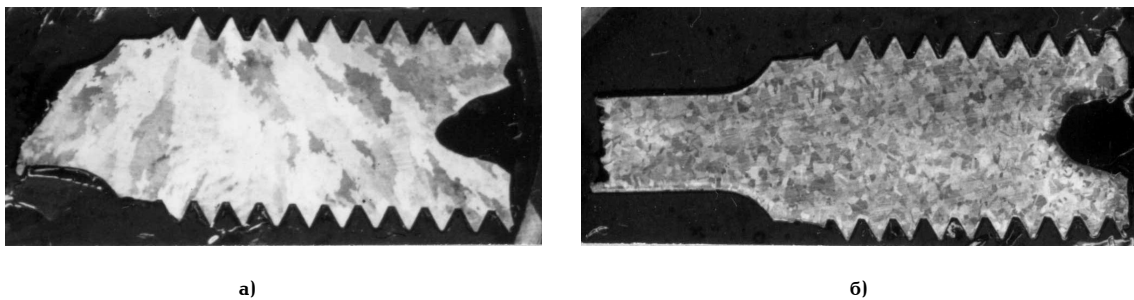


Рис. 6. Структура образцов после длительных испытаний сплава:  
немодифицированного (а) и модифицированного с наибольшей (б) жаропрочностью

Количество и морфология  $\gamma'$ -фазы в модифицированном сплаве значительно отличаются от таковых в немодифицированном. Модифицирование формирует более дискретные мелкодисперсные выделения  $\gamma'$ -фазы большей частью квадратной либо прямоугольной формы (рис. 5б). При введении 0,01 % карбонитрида титана размер выделений  $\gamma'$ -фазы составляет 0,8–1,2 мкм, при 0,03 % тугоплавких частиц – 0,4–0,6 мкм. При дальнейшем увеличении концентрации тугоплавких частиц  $\gamma'$ -фаза достигает размеров в 0,2–0,3 мкм с большой плотностью упаковки в матрице. Выделения  $\gamma'$ -фазы выравниваются по размерам, их форма после длительных испытаний не изменяется и располагаются они вдоль кристаллографических плоскостей (рис. 5в) с очень малым расстоянием между ними.

Для повышения длительной прочности сплавов необходимо иметь на границах зерен термодинамически стабильное фазовое состояние, что и достигается введением тугоплавких дисперсных частиц карбонитрида титана. В этом случае прочность определяется главным образом размером и распределением  $\gamma'$ -фазы. Это и подтверждают экспериментальные результаты, показавшие незначительное возрастание величины  $\gamma'$ -фазы в зависимости от времени выдержки при температуре испытания 950 °С. Очевидно, ускоренный процесс растворения и коагуляции  $\gamma'$ -фазы в немодифицированном сплаве и приводит к снижению его прочностных свойств.

Ввод в расплав сплава частиц карбонитрида титана приводит к образованию малоугловых разориентировок между кристаллитами. Мелкие частицы  $\gamma'$ -фазы когерентны с матрицей и имеют кубоидную форму, что свидетельствует о резком торможении частицами рекристаллизационных процессов. Уменьше-

ние угла разориентировки при вводе частиц приводит соответственно к уменьшению скорости диффузионных процессов [12], что в свою очередь оказывает существенное влияние на процесс формирования границ элементов структуры и субструктуры. Трансформация высокоугловых границ в малоугловые в результате модифицирования приводит к ощутимой утрате ими активности не только как мест образования центров рекристаллизации, но и как потенциальных мест образования карбидов. Прямым следствием торможения рекристаллизации в модифицированном сплаве является уменьшение среднего размера зерна.

Просмотр макрошлифов образцов после испытаний при 975 °С и напряжении 230 МПа подтвердил эти выводы и показал, что разрушение всех образцов имеет межзеренный характер (рис. 6). В образцах из немодифицированного сплава разрушение происходит в зоне направленной кристаллизации по границам дендритов (рис. 6а). Длительная прочность таких образцов не превышает 30 ч. В модифицированных образцах, показавших наибольшую жаропрочность (около 100 ч.), структура была очень дисперсна (рис. 6б).

Отмечается также резкое сокращение размеров эвтектической фазы в модифицированном сплаве, химический состав которой характеризуется значительно меньшим количеством основных легирующих элементов (рис. 7).

В немодифицированном сплаве выделяется большое количество эвтектики ( $\gamma - \gamma'$ ), обогащенной вольфрамом, которая располагается в межосных пространствах. Известно, что граница «эвтектика ( $\gamma - \gamma'$ ) – матрица» обладает повышенной диффузионной проницаемостью по сравнению с самой матрицей сплава [12]. При большом количестве эвтектики значительная

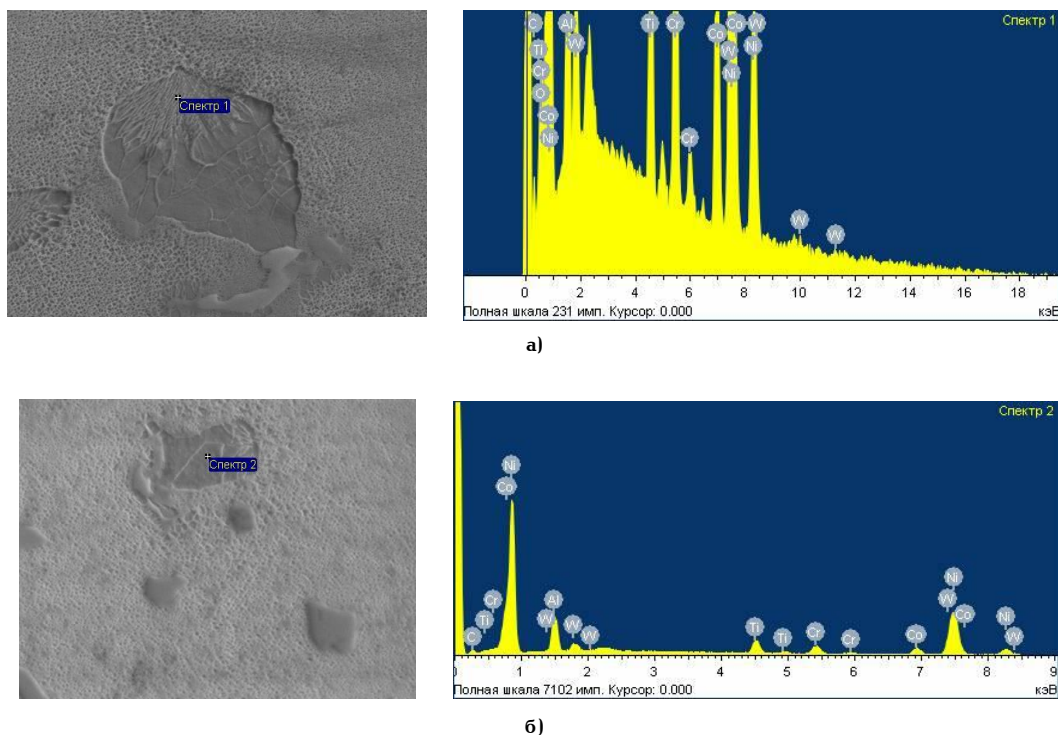


Рис. 7. Микроанализ эвтектической фазы немодифицированного (а) и модифицированного (б) сплавов

Таблица 2  
Химический состав эвтектической фазы

| Элемент | Немодифицированный сплав |           | Модифицированный сплав |           |
|---------|--------------------------|-----------|------------------------|-----------|
|         | весовой %                | атомный % | весовой %              | атомный % |
| C       | 6,51                     | 23,80     | 7,05                   | 25,64     |
| Al      | 6,50                     | 10,57     | 6,66                   | 10,79     |
| Ti      | 4,05                     | 3,71      | 5,07                   | 4,62      |
| Cr      | 7,01                     | 5,92      | 4,32                   | 3,63      |
| Co      | 8,05                     | 6,00      | 7,39                   | 5,48      |
| Ni      | 61,02                    | 45,65     | 65,74                  | 48,93     |
| W       | 5,78                     | 1,38      | 3,76                   | 0,89      |

часть межосных пространств занята фазой с повышенной диффузионной проницаемостью, вследствие чего длина свободного пробега дислокаций уменьшается. Поэтому выделяющиеся в межосном пространстве фазы, обогащенные вольфрамом, обедняют их состав, что снижает жаропрочность сплава. Кроме того, вследствие значительной ликвации элементов и скопления их в эвтектике (табл. 2), обедняется твердый раствор и уменьшается количество  $\gamma'$ -фазы, что также оказывает существенное влияние на понижение параметров жаропрочности.

После модифицирования элементы, имеющие высокую склонность к ликвации перераспределяются более равномерно, обеспечивая заметное выравнивание состава между осями дендритов и межосными участками. При этом наблюдается тенденция к формированию более однородной структуры по сравнению с немодифицированным сплавом.

Вероятно, усилением ликвационной неоднородности в немодифицированном сплаве можно объяснить более сильную зависимость размера частиц вторичной  $\gamma'$ -фазы в осях дендритов от скорости охлаждения. Поскольку оси дендритов в большей степени обогащаются вольфрамом, который тормозит распад твердого раствора и замедляет диффузию, то это обстоятельство способствует выделению частиц  $\gamma'$ -фазы меньшего размера. Количество вторичной  $\gamma'$ -фазы в осях также меньше в связи с ликвацией основных  $\gamma'$ -образующих элементов в междендритные пространства.

Таким образом, структура модифицированного сплава состоит из двух когерентно связанных фаз:  $\gamma$ -твердого раствора и дисперсной  $\gamma'$ -фазы кубической формы, однородных по составу, размеру и морфологии как в осях так и в межосных пространствах. Упрочняющая  $\gamma'$ -фаза в модифицированных сплавах

имеет более высокие термическую стабильность и температуру полного растворения, чем в сплавах традиционного легирования. При равных температурах количество упрочняющей фазы в модифицированных сплавах больше. Параметры образований  $\gamma'$ -фазы и их объемная доля в модифицированном сплаве определяют повышенные прочностные характеристики и сопротивление ползучести объема зерен. Одновременно с увеличением дисперсности дендритной структуры и стабилизацией упрочняющей  $\gamma'$ -фазы улучшается морфология и топография карбидных фаз. При этом модифицирование активизирует диффузионные процессы в расплаве и тем самым способствует более полному устранению ликвации. Так как диффузия является основой развития процессов на границах и в объеме зерна при повышенных температурах, то можно сказать, что термическая стабильность жаропрочных никелевых сплавов с модифицированной структурой будет возрастать. Как показали исследования, такие изменения структуры литого модифицированного сплава Х10Н60К10В10Ю5Т3М2Б приводят к увеличению времени до разрушения при испытаниях на длительную прочность в 2,6–3,4 раза, что может существенно повысить долговечность лопаток газотурбинных двигателей.

#### Библиографический список

1. Плазмохимический синтез нанопорошков тугоплавких соединений и их применение для модифицирования конструкционных сталей и сплавов [Текст] / М. Р. Предтеченский [и др.] // Литейщик России. — 2010. — № 3. — С. 28–29.
2. Седельников, В. В. Структура образования кристаллизующихся систем при модифицировании их ультрадисперсными порошками [Текст] / В. В. Седельников // Литейное производство. — 2005. — № 1. — С. 2–5.
3. Ультрадисперсные модификаторы для повышения качества отливок [Текст] / В. Е. Хрычиков [и др.] // Литейное производство. — 2007. — № 7. — С. 2–5.
4. Сабуров, В. П. Упрочняющее модифицирование стали и сплавов [Текст] / В. П. Сабуров // Литейное производство. — 1998. — № 9. — С. 7–8.
5. Фаткулин, О. Х. Модифицирование жаропрочных никелевых сплавов дисперсными частицами тугоплавких соединений [Текст] / О. Х. Фаткулин, А. А. Офицеров // Литейное производство. — 1993. — № 4. — С. 13–14.

6. Фёдоров, О. П. О механизме преобразования ветвей дендритов двухкомпонентного сплава [Текст] / О. П. Фёдоров, Д. Е. Овсиенко, Н. Б. Кривошей // Металлофизика. — 1987. — Т. 9. — № 2. — С. 68–75.
7. Кириевский, Б. А. Влияние концентрационных и температурных неоднородностей в расплаве на изменение литой структуры [Текст] / Б. А. Кириевский, Г. И. Герштейн, О. П. Фёдоров // Литейное производство. — 1989. — № 3. — С. 3–4.
8. Исследование свойств порошка карбонитрида титана, полученного плазмохимическим синтезом [Текст] / Е. Н. Ерёмин [и др.] // Омский научный вестник. — 2010. — № 1 (85). — С. 61–64.
9. Аввакумов, Е. Г. Механические методы активации химических процессов [Текст] / Е. Г. Аввакумов. — Новосибирск : Наука, 1986. — 304 с.
10. Прогнозирование влияния структурных факторов на механические свойства жаропрочных сплавов [Текст] / А. В. Логунов [и др.] // Металловедение и термическая обработка металлов. — 1981. — № 6. — С. 16–20.
11. Горностырёв, Ю. Н. Роль внутренних напряжений в эволюции морфологии частиц  $\gamma'$ -фазы в никелевых сплавах при высокотемпературной ползучести [Текст] / Ю. Н. Горностырёв, Н. Д. Бахтеева // Физика металлов и металловедение. — 1993. — Т. 76. — Вып. 6. — С. 940–948.
12. Бокштейн, С. З. Диффузионные параметры границ зерен  $\gamma/\gamma'$  в сплаве на никелевой основе [Текст] / С. З. Бокштейн // ДАН СССР, 1980. — Т. 253. — № 6. — С. 1337.

**ЕРЁМИН Евгений Николаевич**, доктор технических наук, профессор (Россия), директор Машиностроительного института, заведующий кафедрой «Оборудование и технология сварочного производства» ОмГТУ.

**ФИЛИППОВ Юрий Олегович**, инженер кафедры «Оборудование и технология сварочного производства» ОмГТУ.

**МИННЕХАНОВ Гизар Нигъматьянович**, заместитель директора общества с ограниченной ответственностью «Научно-производственная фирма «ЛиКОМ».

**МУХИН Василий Фёдорович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Оборудование и технология сварочного производства» ОмГТУ.

Адрес для переписки: e-mail: weld\_techn@mail.ru

Статья поступила в редакцию 12.07.2011 г.

© Е. Н. Ерёмин, Ю. О. Филиппов, Г. Н. Миннеханов, В. Ф. Мухин

## Книжная полка

**Козырев, Ю. Г. Захватные устройства и инструменты промышленных роботов : учеб пособие для вузов / Ю. Г. Козырев. — М. : КноРус, 2011. — 312 с. — Гриф УМО вузов России. — ISBN 978-5-406-00763-1.**

Описаны конструкции и даны рекомендации по применению захватных устройств, различающихся по принципу действия и предназначенных для комплектования промышленных роботов и манипуляторов с ручным управлением. Приведена классификация захватных устройств. Обобщен опыт проектирования, представлены конкретные примеры конструкций захватных устройств и кинематических схем. Разработана обобщенная методика проектирования и расчета захватных устройств. Приведены примеры конструкций и применения технологических головок промышленных роботов - устройств и инструментов, обеспечивающих выполнение роботами основных технологических операций: сборки, зачистки, сварки, окраски и т.п. Для студентов высших учебных заведений и техникумов, а также будет полезно инженерно-техническим работникам машиностроительных предприятий и сотрудникам проектно-технологических институтов, работающим над созданием промышленных роботов и манипуляторов, внедрением их в производство и эксплуатации.

## СВАРКА ФТОРОПЛАСТОВЫХ ПЛЕНОК, ПРИМЕНЯЮЩИХСЯ В КАБЕЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Рассмотрены вопросы повышения качества сварных соединений на фторсодержащих пленках, применяемых в кабельной промышленности в качестве электроизолирующего слоя при изготовлении проводов и кабелей различного назначения.

**Ключевые слова:** провод, кабель, изоляционный слой, полимеры, фторопласты, сварка.

На предприятиях кабельной промышленности, занимающихся нанесением изоляции на провода, в качестве изоляционного слоя широко применяются фторсодержащие пленки, обладающие уникальными диэлектрическими свойствами, а также широким интервалом рабочих температур (от  $-250$  до  $+250$  °С). Производимые промышленностью ленты из пленочного фторопласта-4 имеют обычно ограниченную длину, поскольку технология их получения, из-за высокой вязкости расплава ( $10^{13}$  Пз), заключается в срезаии тонкого слоя пленки с цилиндрической заготовки, с последующей его раскаткой до необходимой толщины. При производстве изоляционного слоя в кабельном производстве такие пленки в виде ленты наматывают на изолируемый провод с последующей термообработкой, для получения сплошной изоляции. Такой процесс предусматривает необходимость периодического соединения концов лент, для получения изолированных проводов необходимой длины. Поскольку фторопласт-4 (политетрафторэтилен) практически не имеет состояния расплава, сварка его при соединении концов лент является весьма затруднительной операцией и в то же время весьма актуальной проблемой для данного направления производства — производства кабелей различного применения.

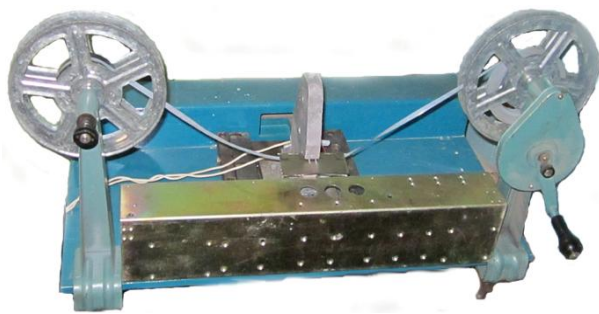


Рис. 1. Экспериментальная установка для сварки лент из фторопластовых пленок

На кафедре «Оборудование и технология сварочного производства» Омского государственного технического университета проводятся поисковые эксперименты по возможности получения сварных соединений лент из пленок фторопласта-4 и в указанных технических условиях. В качестве образцов в экспериментах использовались ленты из пленки электроизоляционной марки ЭО по ГОСТ 24222-80 и ленты из пленки фторопласта-4Д, сырой каландрованной (СКЛ) по ТУ 301-05-49-90. Толщина использованных в экспериментах пленочных лент в обоих случаях составляла 30 мкм, а ширина — 6 мм.

Для осуществления экспериментов был разработан и изготовлен экспериментальный образец сварочной установки (рис. 1), которая включает в себя электрический нагреватель с регулятором температуры, перемоточное устройство, зажимное приспособление для сборки соединяемых пленок и создания сварочного давления и охлаждения нагретой зоны пленки под давлением. Все элементы установки смонтированы на станине и обеспечивают работу в настраиваемом и рабочем режимах.

Сварку осуществляли путем сжатия уложенных внахлест образцов ленты в зажимном приспособлении и размещения приспособления с образцами в сварочной зоне нагревательного устройства. Температура в зоне нагревателя составляла  $380^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ .

В ходе экспериментов изменяли время выдержки образцов при температуре сварки, усилие зажатия образцов в приспособлении, продолжительность выдержки сжатых образцов под давлением в процессе охлаждения.



Рис. 2. Образцы сваренных пленок



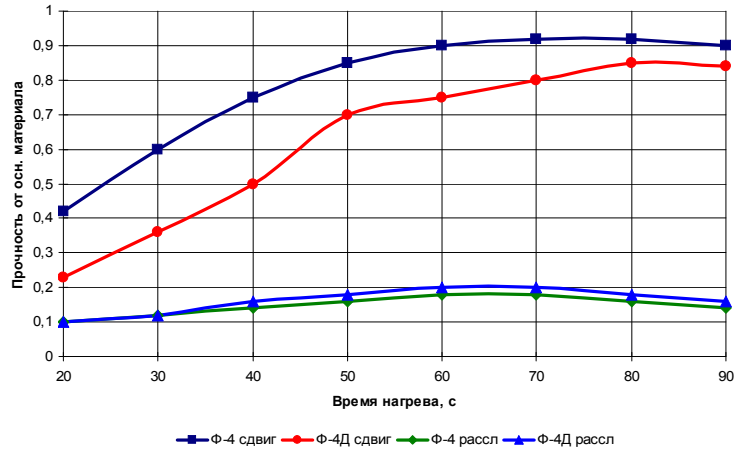


Рис. 3. Влияние времени сварки на прочность сварного соединения

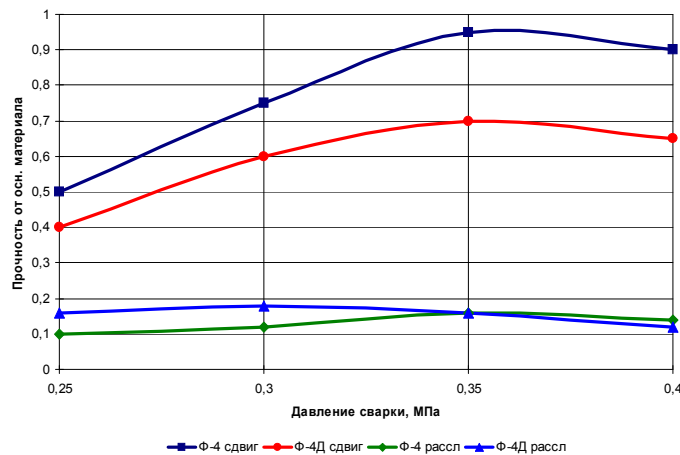


Рис. 4. Влияние сварочного давления на прочность сварного соединения

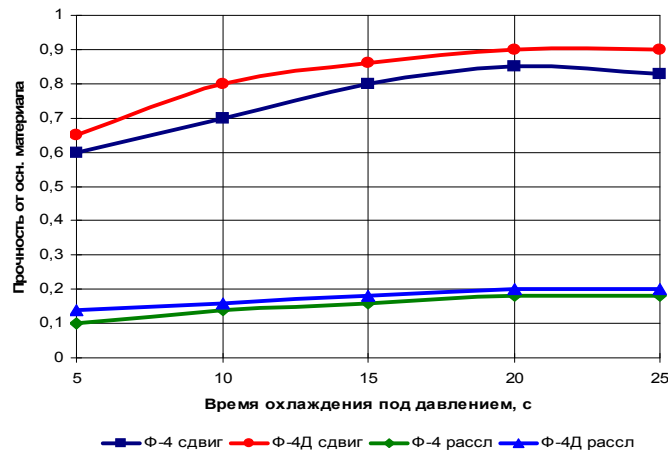


Рис. 5. Влияние времени выдержки после сварки (охлаждения) на прочность сварного соединения

Интервал значений усилия зажатия образцов выбирали исходя из рекомендуемых значений сварочного давления для данных марок полимера [1] 0,3–0,4 МПа. При этом необходимое усилие определяли с учетом площади конкретных образцов (площади нахлеста), обеспечивая в процессе экспериментов значения давлений в интервале 0,25; 0,3; 0,35 и 0,4 МПа.

Продолжительность выдержки образцов при температуре сварки изменяли в пределах от 20 до 90 секунд с интервалом в 10 секунд. Охлаждение сва-

ренных образцов под давлением осуществляли принудительным обдувом струей воздуха в зажимном приспособлении. Сварные швы на образцах фторопластовых пленок располагали по середине, чтобы иметь возможность их испытаний на сдвиг и на расслаивание (рис. 2).

Оценку качества получаемых сварных соединений осуществляли путем механических испытаний сварных соединений на разрывной машине типа WPM. При этом сваренные образцы подвергали испытанию как на расслаивание, так и на сдвиг.



Рис. 6. Образцы изолированной фторопластом проволоки

Прочность соединения оценивали по усилию разрушения, отнесенную к усилию разрушения образца пленки, определяя ее в долях единицы от усилия разрушения сплошной пленки. Усилие разрушения основного материала лент из фторопласта-4 составило 13,2 Н, а пленок из фторопласта-4Д - 4,4 Н.

Результаты проведенных экспериментов (рис. 3, 4 и 5) показывают, что образцы, сваренные и подвергнутые испытанию на расслаивание, вне зависимости от примененных режимов сварки, показали достаточно низкое усилие расслаивания. Объясняется это явление тем, что при сварке пленочного фторопласта по границам контактирования соединяемых поверхностей, не образуется, так называемой, сварочной гусеницы, то есть расплава полимера при кристаллизации образующего грат. Именно он при сварке полимеров, способных к образованию расплава (полиэтилен, плавкие марки фторопластов) определяет прочность соединений пленочных материалов [2]. В результате сварные соединения при сравнительно малых усилиях последовательно отслаиваются друг от друга.

При испытании образцов на сдвиг, прочность соединения, в зависимости от выбранных режимов сварки менялась от 50 до 100 % от прочности основного материала.

После определения оптимальных параметров режимов сварки, были выполнены пробные сварки ленты из указанных материалов длиной по 30 метров, со сварными швами через каждые 1,5 метра. Далее, на одном из предприятий кабельной промышленности в производственных условиях были выполнены операции по нанесению лент на проволоку путем ее намотки, с последующей термообработкой для образования сплошного слоя изоляции (рис. 6). Результаты испытаний показали, что все сварные соединения выдержали усилие натяжения при операции намотки и последующей термообработки.

Таким образом, результаты выполненных исследований могут быть рекомендованы к применению на предприятиях кабельной промышленности.

#### Библиографический список

1. Сварка полимерных материалов [Текст] : справочник / К. И. Зайцев [и др.] ; под общ. ред. К. И. Зайцева, Л. Н. Мациук. — М. : Машиностроение, 1988. — 312с. — ISBN 5-217-00312-X.
2. Волков, С. С. Сварка и склеивание полимерных материалов : учеб. пособие для вузов [Текст] / С. С. Волков. — М. : Химия, 2001. — 376 с.

**СОКОЛОВ Валерий Алексеевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Оборудование и технология сварочного производства» ОмГТУ.

**ШЕСТЕЛЬ Леонид Александрович**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Оборудование и технология сварочного производства» ОмГТУ.

**ВОЛКОВ Станислав Степанович**, кандидат технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры МТ-7 «Сварка и контроль» МГТУ им. Н. Э. Баумана. Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 24.06.2011 г.

© В. А. Соколов, Л. А. Шестель, С. С. Волков

УДК 621.791.75:621.311.6

**В. Ф. МУХИН  
Е. Н. ЕРЁМИН**

Омский государственный  
технический университет

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СХЕМ МАЛОМОЩНЫХ СВАРОЧНЫХ ВЫПРЯМИТЕЛЕЙ

Рассмотрена возможность моделирования программой LTSPICEIV (SWCADIII) схем сварочных выпрямителей, а также изменение параметров режима при переносе капли во время сварки.

**Ключевые слова:** дуговая сварка, сварочный выпрямитель, моделирование электрических схем, осциллограммы, короткое замыкание, перенос капель.

Экспериментальные исследования, направленные на повышение эффективности дуговой сварки, увеличение устойчивости сварочной дуги с плавящимся электродом и управляемости процесса переноса электродного металла достаточно трудоемки и связаны

со значительными материальными затратами. В связи с ограниченными возможностями широкого варьирования конструкций трансформаторов, дросселей, схем управления и других элементов выпрямителя, авторы различных разработок анализируют, как

правило, несколько вариантов, выбранных по предположениям, интуиции или руководствуясь случайными наблюдениями. Исходя из этого, наиболее эффективным методом является моделирование и исследование полученных моделей после проверки их адекватности реальным процессам [1]. Создание общей физико-математической модели процесса горения дуги и переноса электродного металла в виде системы уравнений, полностью связанных со всеми электрическими параметрами цепи выпрямителя и входящими в его схему управляемых электронных устройств достаточно сложно и ограничено неизбежными допущениями и ограничениями.

С другой стороны, согласно [2], возможно моделирование электрических схем для несложного сварочного источника питания с помощью программы

SWCADIII [3]. Программа SwitchCad предназначена для анализа процессов, происходящих в импульсных источниках питания, не имея в виду процессы сварки. Исходя из этого, в настоящей работе исследуется, насколько достоверными являются результаты такого моделирования путем сравнения с осциллограммами, снятыми с реальных схем сварочных выпрямителей.

При трансформаторе с нормальным рассеянием (близкая к жесткой внешняя характеристика), моделируя его синусоидальным источником и включив в исследуемую программой силовую схему малоомощного однофазного сварочного выпрямителя [4, 5] элементы с реально измеренными параметрами при нагрузке балластным сопротивлением, получаем осциллограммы практически идентичные реальным,

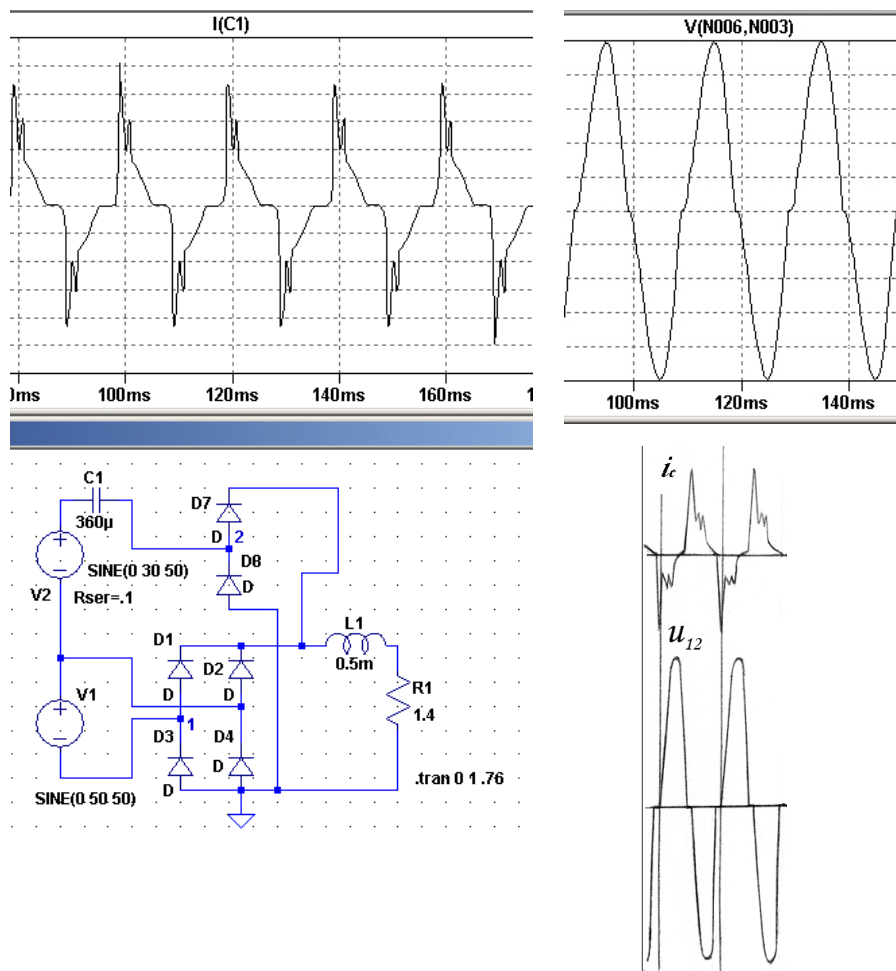


Рис. 1. Осциллограммы тока через конденсатор дополнительного источника и напряжения в точках схемы 1 – 2 (VN006,N003) в модели и реальной схеме

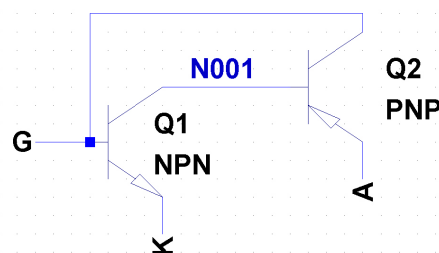


Рис. 2. Моделирование тиристора в SwCAD III

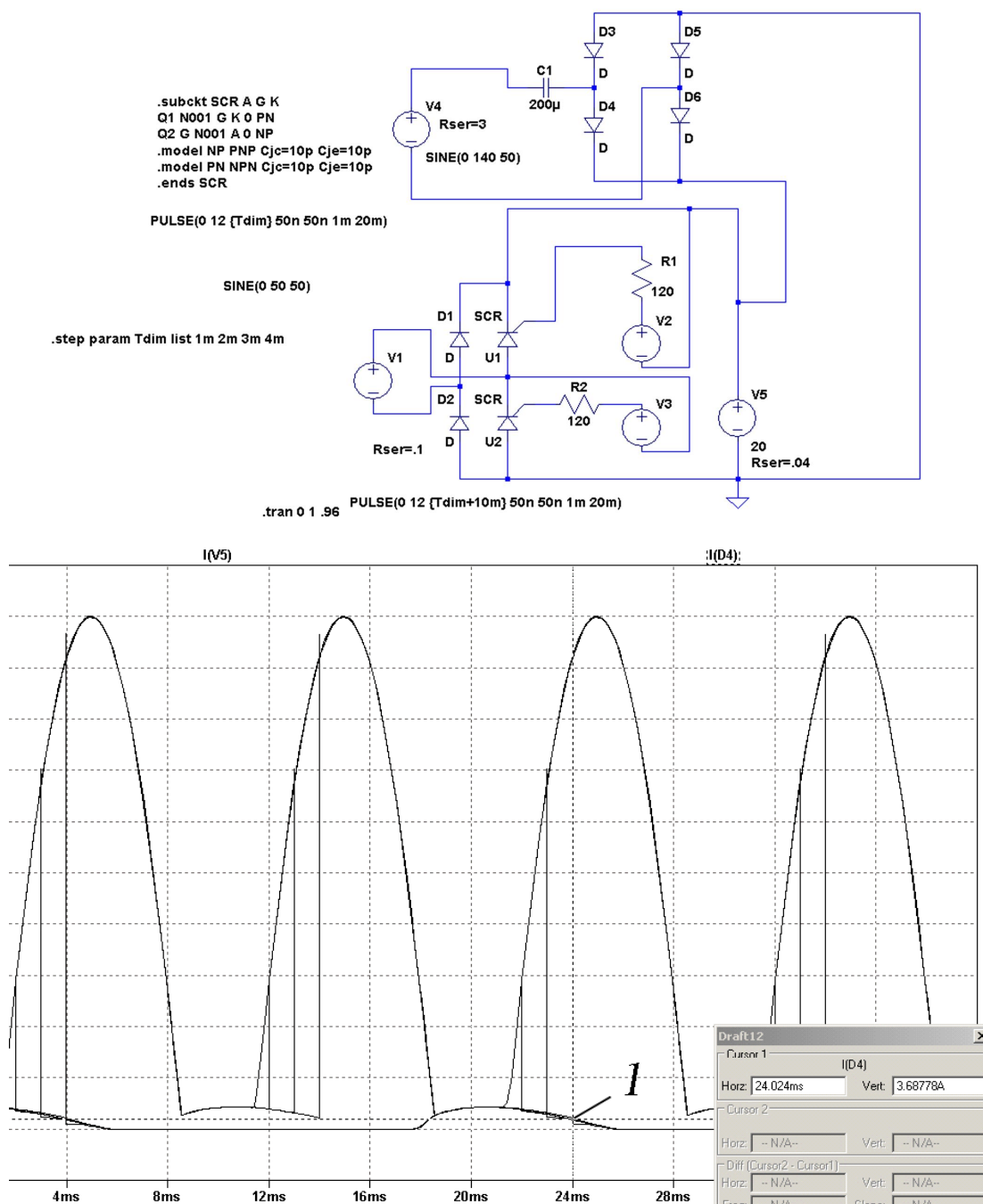


Рис. 3. Схема источника и осциллограмма тока через «дугу» при сдвигах импульсов управления 1, 2, 3 и 4 мс. Определение минимального тока при сдвиге импульсов управления 4 мс – точка 1

снятым с опытного источника светолучевым осциллографом (рис. 1).

При сварке напряжение на дуге слабо зависит от тока, поэтому можно считать, что выпрямитель работает на встречную ЭДС, соответствующую линии установившихся режимов  $U = 20 + 0,04 I$  для сварки штучными электродами и  $U = 14 + 0,05 I$  – для сварки в среде углекислого газа. Таким образом, моделируя сварку, вместо балластного сопротивления можно включить встречную ЭДС, соответствующую способу сварки.

Для случая управляемого выпрямителя тиристоры в SwCAD III моделируются двумя транзисторами (рис. 2). Для реализации этой схемы достаточно обозначить на схеме тиристор из диалогового окна Se-

lect Component Symbol и указать SPICE директиву на поле схемы. В качестве схемы управления тиристорами используем источники импульсного напряжения, сдвинутые соответственно на 180 градусов (10 мс) относительно друг друга. Таким образом, имеется возможность смоделировать схему тиристорного выпрямителя с дополнительным источником и при изменении угла управления тиристором (рис. 3) определить минимальный ток в дуге для сравнения его с допустимым.

При плавлении электрода горячей дугой напряжение дуги не имеет четкой формы, как при постоянной нагрузке модели. Однако из сравнения осциллограммы реального процесса сварки от однофазного выпрямителя с осциллограммой его модели следует,

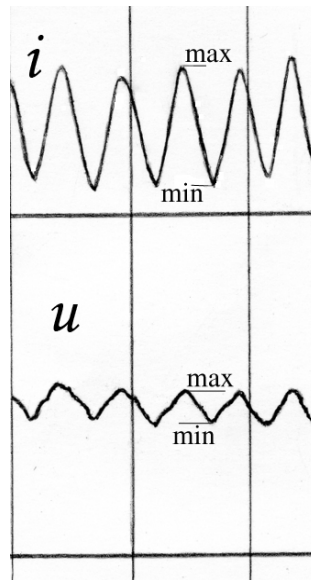
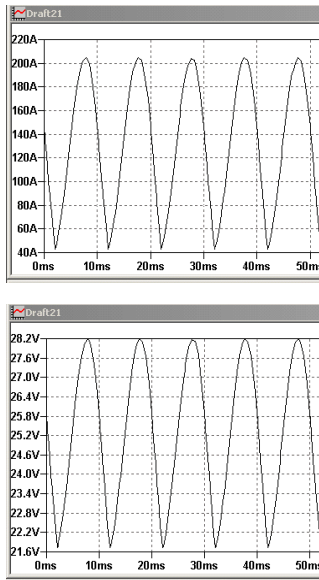
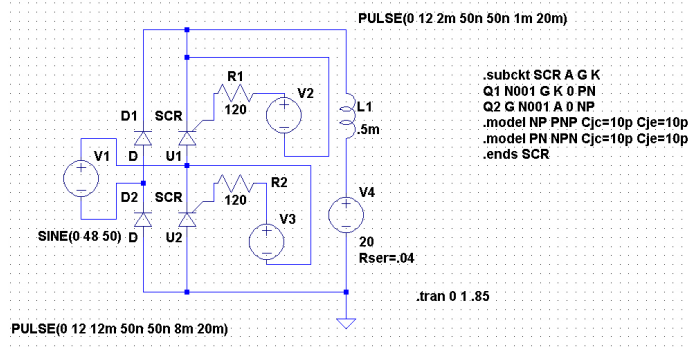


Рис. 4. Осциллограммы нагрузки «дугой» модели и реальная сварки этим выпрямителем, покрытым электродом (дополнительный источник на схеме не показан)

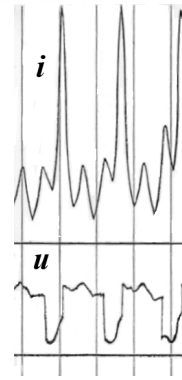
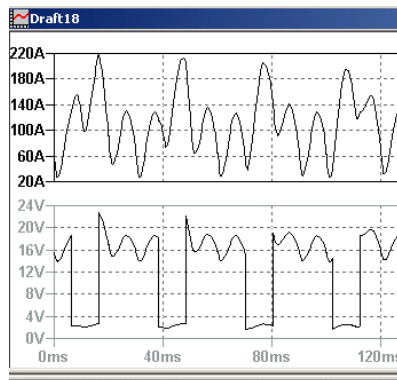
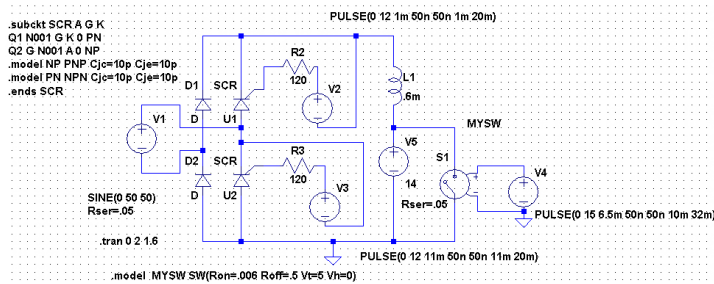


Рис. 5. Модель источника для сварки в  $CO_2$  с короткими замыканиями дугового промежутка и осциллограммы тока и напряжения дуги в модели и при сварке от этого источника

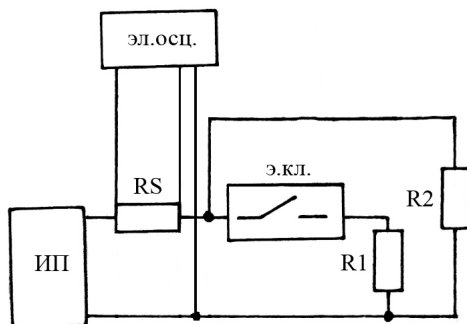


Рис. 6. Схема моделирования короткого замыкания с помощью электронного ключа: ИП – исследуемый источник питания; RS – стандартный шунт; R1 и R2 – балластные сопротивления; Э.КЛ. – электронный ключ; Эл.осц. – двухлучевой электронный осциллограф

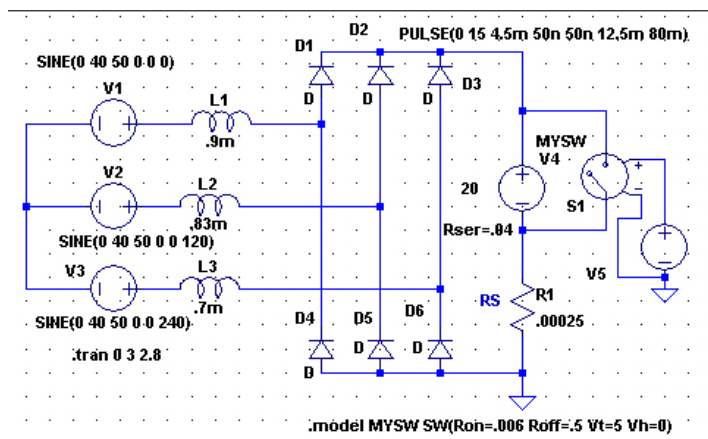


Рис. 7. Модель схемы выпрямителя ВД306С1

что средние значения тока и напряжения практически равны и численные соотношения максимумов и минимумов пульсаций напряжения и тока также соответствуют друг другу (рис. 4).

Сварку с периодическими короткими замыканиями, связанными с переносом электродного металла, можно смоделировать включением управляемого напряжения переключателя. Сравнение осциллограмм такой модели и реальной сварки показывает близкие изменения по току, но изменения напряжения модели при нагрузке «дугой» имеет существенные различия по форме, так как не отражают физические процессы, проходящие при возбуждении дуги после короткого замыкания (рис. 5).

При переносе электродного металла короткими замыканиями во время сварки скорость нарастания и спада тока короткого замыкания, характер пульсаций влияют на экономические показатели процесса сварки от используемого источника питания. Так как электрические параметры короткого замыкания при переносе электродного металла во время сварки штучными электродами определяются теплофизическими характеристиками металла электрода, покрытия, атмосферы дуги и колебаниями её длины, то электрические процессы не имеют строго постоянных значений за время сварки и анализировать их можно лишь по записанным осциллограммам, усредняя полученные результаты измерений. Упростить процесс анализа работы сварочного источника питания, применяя электронные осциллографы для периодических процессов, можно, моделируя процесс короткого замыкания с помощью электронных ключей. Использование мощных современных элект-

ронных приборов тиристоры или транзисторы дает возможность смоделировать процесс короткого замыкания с постоянными параметрами и периодичностью (рис. 6). На схеме балластный реостат R1 обеспечивает заданный режим сварки, а R2 моделирует сопротивление, соответствующее сопротивлению жидкого металла, замыкающего дуговой промежуток. Электронный ключ «э.кл.» с помощью схемы управления с заданной частотой переключает источник питания с R2 на R1, задавая режим короткого замыкания. Длительность короткого замыкания выбирается как наиболее вероятная на основании анализа литературных данных или исходя из предварительных экспериментов. Процесс таким образом можно наблюдать на экране электронного осциллографа, производя необходимые измерения электрических параметров.

Эксперименты с вышеописанной схемой проводились с использованием промышленного выпрямителя ВД306С1 и его модели в SwCAD III (рис. 7). Моделирование трехфазных выпрямителей в SwCAD III представляет определенную сложность. В данном случае для упрощения модели вторичные обмотки трехфазного трансформатора ВД306С1 моделировались источниками синусоидального напряжения, сдвинутыми на 120 градусов. Модель не учитывает всех процессов, связанных с реальной картиной рассеяния магнитных потоков при изменении расстояния между обмотками выпрямителя. Назначение постоянной расчетной индуктивности рассеяния согласно [6] дает линейно падающую внешнюю характеристику для схемы модели выпрямителя. Реальная внешняя характеристика выпрямителя не лине-

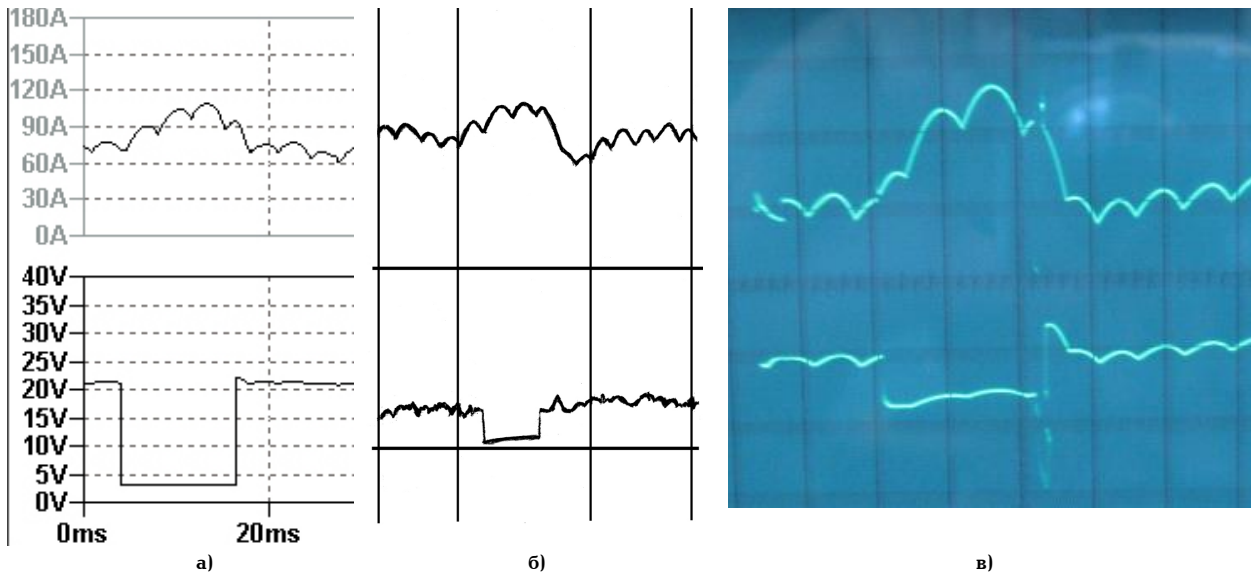


Рис. 8. Осциллограммы тока и напряжения при неизменном среднем токе: моделирование в SwCAD III (а); сварка электродом ОК46 диаметром 3 мм (б); моделирование с электронным ключом (в)

йна, имеет более сложную форму и в диапазоне малых токов, в котором производился эксперимент, отличается по току на некоторых участках от модели на величину до 15 %.

Результаты экспериментов (рис. 8) показывают, что осциллограммы процесса сварки при том же среднем токе отличаются от моделей изменением напряжения. Это связано с тем, что в моделях не учитывается повышение напряжения при коротком замыкании из-за увеличения сопротивления жидкого металла при нагреве его проходящим током в отсутствие дуги, а также не могут быть отражены реальные процессы возбуждения дуги с образованием приэлектронных падений напряжений и столба дуги. Эти процессы не могут быть выявлены при постоянной нагрузке в модели, однако изменение тока по форме и величине достоверно отражает электрические процессы, происходящие при питании дуги от конкретного источника питания.

Таким образом, моделирование вышеописанными способами не требует составления системы весьма приближенных уравнений процессов при сварке. Это может существенно облегчить решение задач по выбору оптимальных параметров схемы сварочного источника питания и улучшить технико-экономические показатели малоомощных выпрямителей, выпускаемых в том числе и малыми предприятиями региона. Кроме этого, моделирование коротких замыканий с помощью электронного ключа может обеспечить аргументированную объективную оценку эксплуатируемых сварочных источников питания при их аттестации.

#### Библиографический список

1. Гецкин, О. Б. Моделирование процесса переноса электродного металла при сварке с короткими замыканиями / О.Б. Гецкин, В.А. Ерофеев, С.И. Полосков // Свароч. пр-во. — 2009. — № 2. — С. 16–21.
2. Володин В. Я. Современные сварочные аппараты своими руками / В. Я. Володин — СПб.: Наука и техника, 2008. — 304 с.
3. SWCADIII [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.linear.ru/index.htm> (дата обращения: 15.02.2010).
4. Косович, В. А. Анализ электрических схем однофазных сварочных выпрямителей / В. А. Косович, И. Е. Лапин, В. С. Седых // Свароч. пр-во. — 1995. — № 1. — С. 28–30.
5. Mukhin V. F., Eremin E. N. A single-phase rectifier with a relay feedback // Welding International, vol.22, N8, August 2008, 541 — 543 с.
6. Патон, Б. Е. Электрооборудование для дуговой и шлаковой сварки / Б. Е. Патон, В. К. Лебедев. — М.: Машиностроение, 1966. — 360 с.

**МУХИН Василий Фёдорович**, кандидат технических наук, доцент (Россия). Доцент кафедры «Оборудование и технология сварочного производства».

**ЕРЁМИН Евгений Николаевич**, доктор технических наук, профессор (Россия), директор Машиностроительного института, заведующий кафедрой «Оборудование и технология сварочного производства».

Адрес для переписки: e-mail: [fm2009@jandex.ru](mailto:fm2009@jandex.ru)

Статья поступила в редакцию 04.05.2011 г.

© В. Ф. Мухин, Е. Н. Ерёмин

## ДИАГНОСТИКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

**В статье описаны предпосылки и задачи технического диагностирования оборудования, описаны параметры для определения технического состояния металлорежущего оборудования. Представлены производители диагностических комплексов и рекомендации по их выбору.**

**Ключевые слова:** точность станков, диагностика, геометрическая точность, прогнозирование технического состояния, RENISHAW.

В последнее время руководство машиностроительных предприятий, имеющих большой парк металлообрабатывающего оборудования, осознало необходимость проведения диагностики этого оборудования с целью выявления причин, влияющих на точность обрабатываемых деталей, а также оценки его технического состояния, соответствия нормам точности после проведения ремонтных работ. Контроль оборудования важен при внедрении на предприятии стандарта менеджмента качества ISO 9000. Необходимость определения технического состояния металлорежущего оборудования возникает при его приобретении на вторичном рынке, если, конечно, оборудование не приобретается по цене металлолома, т.к. стоимость приобретения плюс будущая стоимость на восстановление могут превысить стоимость нового аналогичного оборудования. Поэтому, зная техническое состояние (соответствие нормам точности и величину износа основных узлов) станка, можно определить его реальную цену.

Исходя из вышеперечисленного, необходимо техническое диагностирование оборудования, т.е. определение технического состояния оборудования, а значит, соответствия значений параметров требованиям технической документации.

Задачами технического диагностирования являются:

- контроль технического состояния оборудования;
- поиск места и определение причины возникновения отклонений в работе оборудования;
- прогнозирование технического состояния.

Возникает вопрос: какие параметры металлорежущего оборудования необходимо диагностировать для определения технического состояния металлорежущего оборудования?

Согласно ГОСТ 8-82 [1], точность металлорежущих станков определяется тремя группами показателей:

- показатели, характеризующие точность обработки образцов изделий;
- показатели, характеризующие геометрическую точность станков;
- дополнительные показатели, а именно, способность сохранения взаимного расположения рабочих органов станка при условии приложения нагрузки, воздействия тепла, колебаний станка.

Но диагностирование оборудования не должно сводиться только к определению точности как одного из самых важных. Только по этим параметрам невоз-

можно в полной мере прогнозирование технического состояния. Поэтому предлагается при определении технического состояния металлообрабатывающего оборудования диагностировать следующие параметры:

1. Оценка оборудования на геометрическую точность согласно ГОСТ 22267-76 [2] или так называемая оценка в «статике» без нагрузок. В случае для эксплуатируемого достаточно большое время без проведения ремонтных работ оборудования можно определить его класс точности. Для станков с ЧПУ необходимо предусмотреть диагностирование точности позиционирования по ГОСТ 27843-2006 [3], погрешности воспроизведения теоретического контура по ГОСТ 30544-97 [4], погрешности связанной с неплавностью движения приводов.

2. Диагностика динамических характеристик оборудования (жесткость, вибрации, собственные частоты) при различных типовых схемах нагружения или при обработке тестовых деталей.

3. Оценка состояния основных узлов станка (износ) которые невозможно определить визуально, то есть необходимо разобрать узел. Здесь в основном это подшипники качения (особое внимание необходимо уделить подшипникам шпиндельного узла), скольжения, зубчатые колеса, валы. В данном случае необходимо применение методик неразрушающего контроля.

4. Диагностика электрической, электромеханической части и системы ЧПУ металлорежущего оборудования.

5. Диагностика состояния гидравлической и пневматической систем металлорежущего оборудования.

Как видно из пяти систем и параметров, по которым оценивается техническое состояние, три имеют непосредственное влияние на точность обработки на этом оборудовании, а последние две влияют только на надежность работы. Исключение составляет только диагностика электромеханических систем, а именно, электродвигателей. Несбалансированные роторы, изношенные подшипники в опорах приводят к значительным вибрациям самого электродвигателя, а также к передаче вибраций на корпусные детали и на исполнительные органы, самыми ответственными из которых являются шпиндель и ходовой винт, а это, в свою очередь, приводит к снижению точности обработки. При диагностировании по первому и второму пункту необходимо предусмотреть влияние температуры на оборудование, т.к. при опре-



**Ballbar диагностика (%)****RENISHAW****XY 360град 100мм 20101202-105346**

Оператор: at134891

Станок: Mazak\_BT

Дата: 2010-дек-02 10:53:46

QC10: H43854, Предыдущая калибровка: 2010-03-31

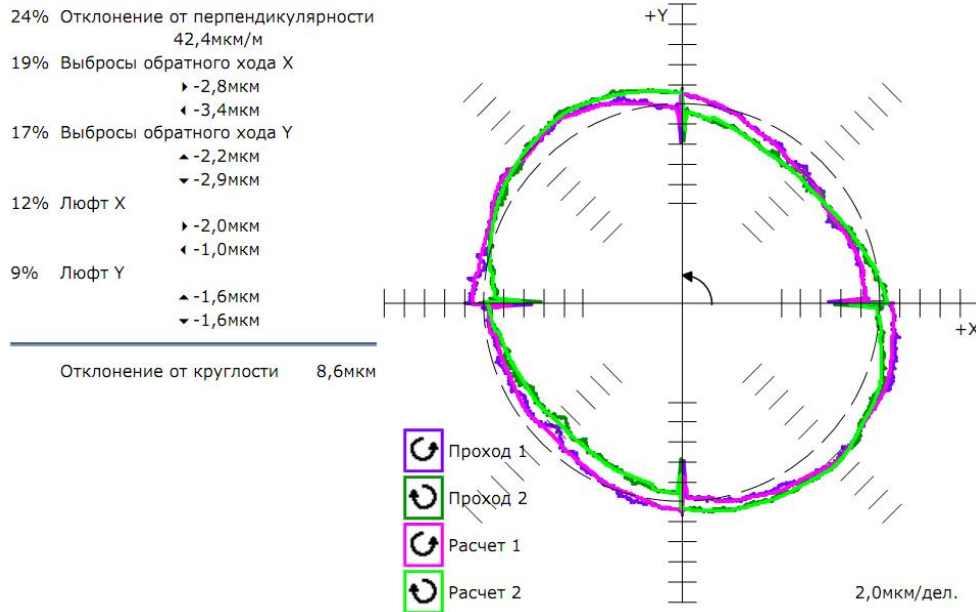


Рис. 1. Результаты диагностики Ballbar QC-10

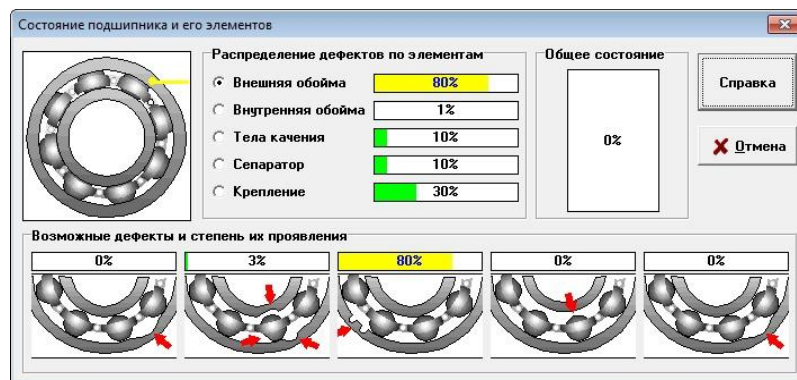


Рис. 2. Пример диагностики подшипников

деленных условиях температурные деформации элементов станка приводят к очень большим погрешностям при обработке деталей, а также могут привести к подклиниванию направляющих и тем самым привести к поломке узлов станка. Измерения проводятся при нормальных условиях, согласно ГОСТ 8-82, а также желательно провести испытания при нагреве рабочих органов станка, т.е. определить температурную стабилизацию станка.

При проведении экспресс диагностики (определение одного или нескольких параметров), можно ограничиться только определением погрешности воспроизведения теоретического контура по ГОСТ 30544-97.

Как видно из вышеперечисленного, необходимо измерение большого количества параметров, а можно ли объединить все в одном или нескольких диагностических комплексах. Произведя анализ представленных на рынке диагностических приборов и имея некоторые в собственном распоряжении, можно сделать следующие выводы и рекомендации.

Достаточно большое количество измерений параметров необходимо проводить при оценке станка

на геометрическую точность, а это значит, что необходимо вывести оборудование из работы на достаточно продолжительное время. При работе по методикам с применением эталонных оправок необходимо их изготовить или закупить, количество которых зависит от номенклатуры станков. Также есть еще недостатки: измерения ведутся аналоговыми приборами, что не позволяет автоматизировать процесс измерения, невозможно вести тренд замеров в автоматическом режиме, данные нужно заносить в ЭВМ вручную, это ведет к увеличению времени замеров и появлению ошибок обусловленных человеческим фактором. Основным недостатком данного вида измерений является:

— достаточно большое время проведения измерений;

— невозможно автоматизированное измерение с выдачей рекомендаций;

— точность, зависящая от средств измерений.

Исходя из вышеизложенного, необходима система для проверки точности оборудования, которая за минимальное время выполнит наибольшее коли-

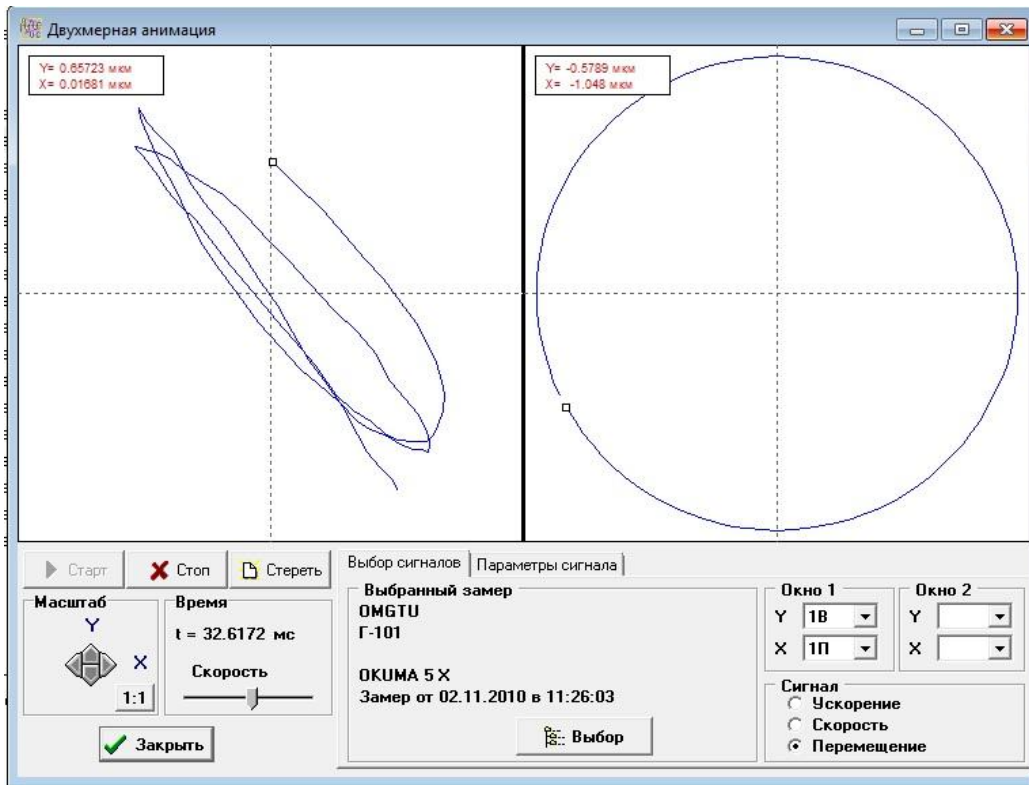


Рис. 3. Траектория перемещения центра шпинделя

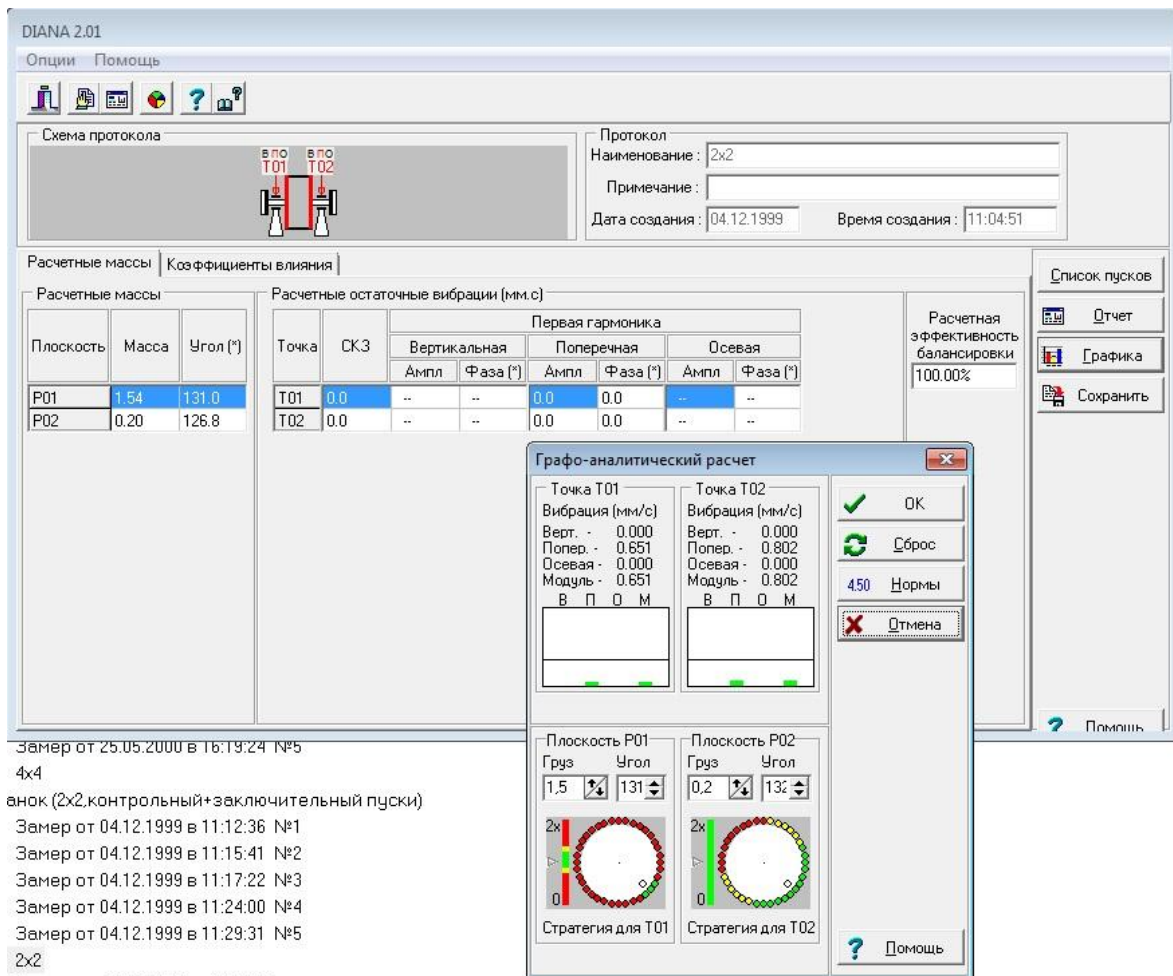


Рис. 4. Результаты балансировки

чество измерений с высокой точностью, имеющая в своем арсенале специальные методики для выдачи рекомендаций и специальных отчетов.

Оценка оборудования на виброустойчивость, определение собственных частот, определение жесткости, контактных деформаций, а также балансировка вращающихся частей, диагностика подшипников, может производиться при помощи специальных виброанализаторов.

На рынке представлены системы импортных производителей, таких как: RENISHAW Великобритания; Pinpoint Laser Systems, Inc США; Fixturlaser Geo 300, Швеция. Российские системы представлены компанией ОАО «СКБ Индикатор», производящей диагностический приборный комплекс «Диакин».

Из всех имеющихся на рынке приборов для диагностики технического состояния оборудования наиболее предпочтительным является система Ballbar QC-20 [5] фирмы RENISHAW. Она предназначена для экспресс-диагностики по параметру круглости (рис. 1), который узаконен стандартами ISO 230 и ASME B5.54. и прописан в ГОСТ 30544-97.

Для наиболее точной диагностики необходимо применение системы лазерного интерферометра XL-80 [6] фирмы RENISHAW, которым можно производить весь спектр проверок по ГОСТ 22267-76, а также проводить измерения жесткости и виброустойчивости оборудования.

Для снятия динамических характеристик, диагностики подшипников качения (рис. 2), определения положения шпинделя в процессе работы (рис. 3), балансировки вращающихся элементов металлообрабатывающего оборудования (рис. 4) возможно применение анализатора вибраций двухканального «ДИАНА-2М» [7]. Этот анализатор имеет комплексное программное обеспечение для проведения диагностики вышеперечисленных параметров.

## Книжная полка

**Лабораторный практикум по материаловедению в машиностроении и металлообработке : учеб. пособие для начального профессионального образования / В. Н. Заплатин [и др.]. – М. : Academia, 2010. – 240 с. – ISBN 978-5-7695-6551-9.**

Учебное пособие предназначено для изучения предмета «Материаловедение» и является частью учебно-методического комплекта по дисциплинам общепрофессионального цикла для технических профессий. Приведены лабораторно-практические работы по всем темам дисциплины «Материаловедение». Представленные задания способствуют закреплению материала, изучаемого на уроках, развивают техническое мышление обучающихся. Для учащихся учреждений начального профессионального образования.

**Булавинцева, И. А. Машиностроительное производство : учебник для студентов учреждений среднего профессионального образования / И. А. Булавинцева. – М. : Academia, 2010. – 176 с. – Гриф МО РФ. – ISBN 978-5-7695-6240-2.**

Учебник предназначен для изучения предмета «Машиностроительное производство» и является частью учебно-методического комплекта по специальности «Технология машиностроения». Рассмотрены особенности машиностроительной отрасли и перспективы ее развития, типы производства, производственные процессы и производственная структура машиностроительного предприятия, его основных и вспомогательных цехов (заготовительного, механосборочного, инструментального), транспортно-складского и энергетического хозяйства. Описаны методы получения заготовок. Изложены вопросы технической подготовки и организации производства и труда. Для студентов учреждений среднего профессионального образования.

## Библиографический список

1. ГОСТ 8-82. Станки металлорежущие. Общие требования к испытаниям на точность [Текст]. – Введ. 1983–01–07. – М. : Изд-во стандартов, 1983. – 14 с.
2. ГОСТ 22267-76. Станки металлорежущие. Схемы и способы измерений геометрических параметров [Текст]. – Введ. 1988–01–01. – М. : Изд-во стандартов, 1988. – 146 с.
3. ГОСТ 27843-2006. Испытания станков. Определение точности и повторяемости позиционирования осей с числовым программным управлением [Текст]. – Введ. 2008–01–01. – М. : Изд-во стандартов, 2008. – 16 с.
4. ГОСТ 30544-97. Станки металлорежущие. Методы проверки точности и постоянства отработки круговой траектории [Текст]. – Введ. 2002–01–01. – М. : Изд-во стандартов, 2001. – 9 с.
5. Сайт компании Renishaw. [Электронный ресурс]. – URL : <http://www.renishaw.ru/ru/telescoping-ballbar-systems—6813> (дата обращения : 10.05.2011).
6. Сайт компании Renishaw. [Электронный ресурс]. – URL : <http://www.renishaw.ru/ru/xl-80-laser-measurement-system—8267> (дата обращения : 10.05.2011).
7. Сайт фирмы «Вибро-Центр». [Электронный ресурс]. – URL : <http://www.vibrocenter.ru/diana2m.htm> (дата обращения : 10.05.2011).

**КОЛЬЦОВ Александр Германович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Металлорежущие станки и инструменты». Адрес для переписки: e-mail: [kolzov75@mail.ru](mailto:kolzov75@mail.ru)

Статья поступила в редакцию 11.05.2011 г.  
© А. Г. Кольцов

## ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ ПРИ ВЫСОКОСКОРОСТНОМ ШЛИФОВАНИИ

**В статье рассматриваются тепловые процессы при высокоскоростном прерывистом шлифовании жаропрочных сплавов. Авторы разрабатывают математическую модель распространения тепла в обрабатываемом материале на основе дифференциального уравнения теплопроводности. Приводятся данные растровой электронной микроскопии, подтверждающие адекватность представленной модели.**

**Ключевые слова:** абразив, шлифование, модель, дифференциальное уравнение, прижог, температура.

Тепловые явления при шлифовании оказывают существенное влияние на качество поверхностного слоя детали. Высокие контактные температуры, возникающие при шлифовании, являются основной причиной появления прижогов и шлифовочных трещин на обработанной поверхности. Термическое воздействие на поверхностный слой может привести к изменению его структуры и прочностных свойств. Нагрев в процессе обработки вызывает тепловые деформации, что непосредственно сказывается на геометрической точности детали.

При шлифовании жаропрочных сплавов температуры значительно выше, чем при обработке конструкционных сталей, это объясняется следующими факторами [1].

1. Пластичность жаропрочных сплавов.
2. Наличие в структуре твердых интерметаллидных и карбидных включений, что приводит к интенсивному изнашиванию круга и увеличению мощности резания.
3. Интенсивное налипание частиц металла на поверхности абразивных зерен и заполнение пор шлифовального круга частицами материала детали (засаливание).
4. Теплопроводность жаропрочных сплавов в среднем в 4 раза ниже, чем теплопроводность конструкционных сталей, что затрудняет отвод тепла в заготовку.

Известно, что основная доля работы силы резания при шлифовании переходит в тепловую энергию. Лишь десятые доли процента переходят в скрытую энергию изменения кристаллической решетки обрабатываемого материала. Тепло распространяется в деталь, шлифовальный круг, стружку и окружающую среду. В случае обработки жаропрочных сплавов низкая теплопроводность шлифовального круга приводит к тому, что до 80 % тепла уходит в заготовку. В результате обрабатываемая поверхность разогревается до температур 600 – 1000 °С и более.

При шлифовании различают следующие виды температурного воздействия:

1. Мгновенная контактная температура непосредственно в зоне контакта абразивного зерна и обрабатываемой поверхности. Эта температура наиболее высокая и может достигать температуры плавления материала детали, о чем свидетельствуют потоки искр, образующихся при шлифовании. Такие температуры повышают пластичность обрабатываемого материала и облегчают процесс снятия стружки при шлифовании.

2. Контактная температура образуется непосредственно в зоне контакта шлифовального круга с заготовкой. Данная температура является результатом суммарного теплового воздействия всех абразивных зерен и теплоотвода в тело детали и окружающую среду. Контактная температура достигает значений 800 – 1000 °С. Именно эта температура определяет возможность повышения остаточных напряжений и появление прижогов в поверхностном слое.

3. Средняя температура нагрева всей обрабатываемой заготовки обычно составляет 50 – 150 °С. Эта температура определяет тепловые деформации и, таким образом, влияет на геометрическую точность обрабатываемой детали.

Традиционно для снижения температуры при шлифовании используют следующие меры [2]:

1. Рациональный выбор состава СОЖ и схемы ее подачи в зону резания.
2. Уменьшение глубины шлифования и поперечной подачи. Снижение производительности при этом можно компенсировать увеличением скорости продольной подачи.
3. Уменьшение твердости и увеличение пористости шлифовального круга. Данные меры позволяют интенсифицировать самозатачивание, однако чрезмерное применение их нерационально, так как приводит к снижению точности обработки и высокому расходу абразивного материала.
4. Увеличение скорости продольной подачи заготовки. Это позволяет уменьшить время воздействия шлифовального круга на данный участок обрабатываемой поверхности.

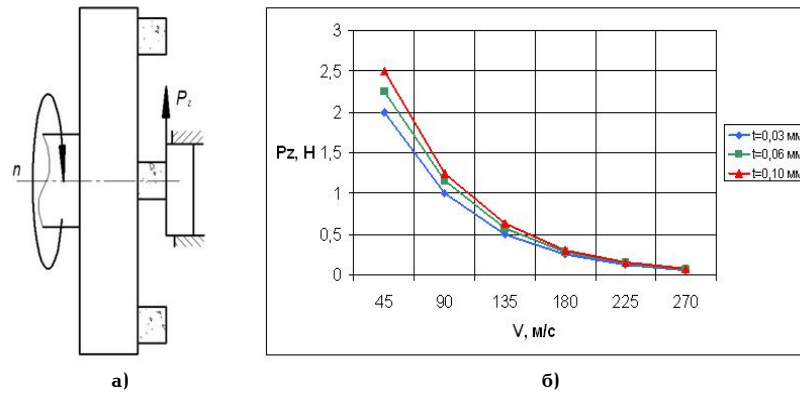


Рис. 1. Зависимость силы резания от скорости

5. Применение шлифовальных кругов из материалов, обладающих большей абразивной способностью, например из эльбора или алмаза. Эти круги меньше нагревают обрабатываемую поверхность.

Рассматриваемый в данной работе процесс высокоскоростного прерывистого шлифования имеет свои особенности. Для шлифования со скоростью резания 160–200 м/сек необходим шлифовальный круг сборной конструкции, состоящий из стального корпуса и закрепленных на нем абразивных головок (рис. 1а). Круг, целиком изготовленный из абразивного материала, не выдержит значительных центробежных нагрузок. На базе кафедры «Металлорежущие станки и инструменты» Омского государственного технического университета были проведены испытания шлифовального круга данной конструкции [3]. Измерения сил резания позволили получить следующую зависимость (рис. 1б).

Абразивную головку, движущуюся по поверхности детали со скоростью резания  $V_{рез}$  можно рассматривать как источник тепла. Плотность теплового потока  $q$ , уходящего в заготовку за время контакта абразивной головки с деталью, может быть определена из следующего выражения:

$$q = \frac{V_{рез} \cdot P_z \cdot \chi}{S_{конт}} \quad (1)$$

где  $P_z$  — сила резания, Н;  $\chi$  — коэффициент, определяющий долю общего теплового потока, переходящего в заготовку. По данным Е. Н. Маслова [2]  $\chi = 0,8$ ;  $S_{конт}$  — площадь контакта абразивной головки с заготовкой,  $m^2$ .

Разработкой математических моделей, описывающих тепловые процессы при шлифовании, в различное время занимались многие авторы [4, 5, 6, 7]. Однако следует заметить, что существующие на сегодняшний день математические модели тепловых процессов при шлифовании не учитывают следующие особенности метода шлифования рассматриваемого в данной работе:

- меньшее значение сил резания при высокоскоростном шлифовании;
- пульсацию теплового потока при шлифовании кругом сборной конструкции.

Помимо этого часто модели тепловых процессов, разрабатываемых различными авторами, не учитывают зависимость теплопроводности от температуры.

В данной работе авторам удалось разработать математическую модель тепловых процессов при высокоскоростном прерывистом шлифовании с учетом вышеуказанных особенностей.

Дифференциальное уравнение, описывающее процесс распространения теплоты в сплошной среде выглядит следующим образом:

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \frac{1}{c \cdot \rho} \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \cdot \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \cdot \frac{\partial \theta}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda \cdot \frac{\partial \theta}{\partial z} \right) \right] + \frac{q_B}{c \cdot \rho} \quad (2)$$

где  $\theta$  — температура, °С;  $\tau$  — время, сек;  $c$  — массовая теплоемкость, Дж/(кг·°С);  $\rho$  — плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности;  $q_B$  — плотность теплового потока от внутренних источников, Вт/м<sup>2</sup>.

Так как распределение температуры в любом сечении детали, перпендикулярном скорости резания, одинаково, то рассматриваемую задачу можно считать двумерной. Кроме того, в рассматриваемой задаче отсутствуют внутренние тепловые источники. В связи с этим уравнение (2) упрощается:

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \frac{1}{c \cdot \rho} \left[ \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \cdot \frac{\partial \theta}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda \cdot \frac{\partial \theta}{\partial z} \right) \right] \quad (3)$$

Так как коэффициент теплопроводности  $\lambda$  является функцией температуры, он не может быть вынесен за знак производной. Объектом данной работы является процесс шлифования литейного жаропрочного сплава ЖС6К. Согласно [8], коэффициент теплопроводности этого сплава  $\lambda$  в зависимости от температуры  $\theta$  определяется следующим выражением:

$$\lambda = 8,41 + 0,0186 \theta \quad (4)$$

Для решения уравнения теплопроводности был использован метод конечных элементов. Решение осуществлялось в программе FlexPDE. Данный метод обладает следующими преимуществами:

- учитывается пульсация теплового потока;
- учитывается зависимость теплопроводности от температуры;
- метод просто реализуется на компьютере;
- возможность легко управлять точностью решения за счет изменения параметров конечно-элементной сетки;
- задание произвольной формы обрабатываемой области.

Учет прерывистости теплового потока в данной программе можно осуществить с помощью коэффициента пульсации (рис. 2):

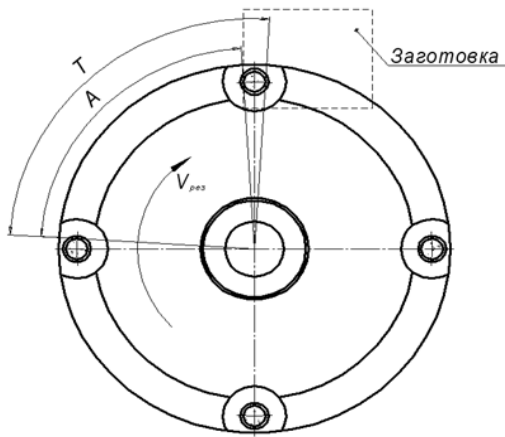


Рис. 2. Период между контактами абразивных головок

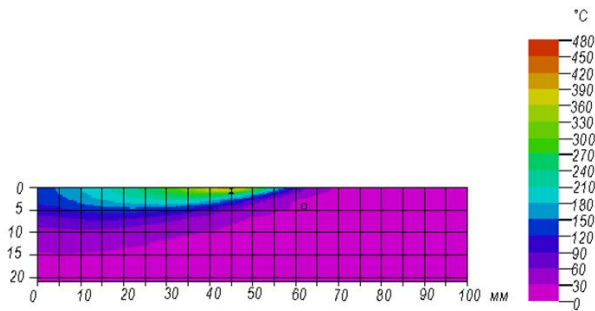


Рис. 4. Температурное поле при шлифовании со скоростью резания 45 м/сек

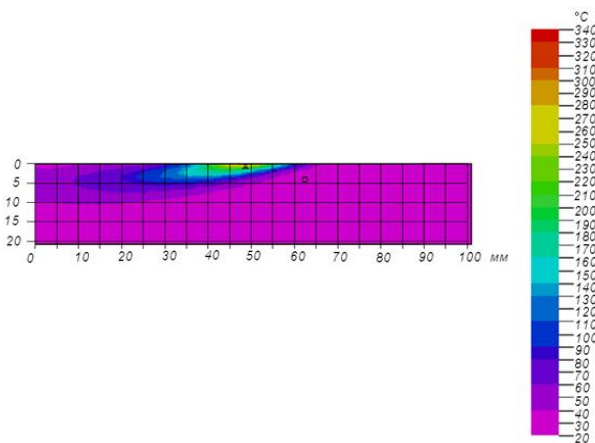


Рис. 6. Температурное поле при высокоскоростном прерывистом шлифовании со скоростью резания 160 м/сек

$$K = \text{ustep}(A - \text{mod}(\tau, T)) + 1 \quad (5)$$

где  $\tau$  — время, с;  $T$  — период между контактами отдельных абразивных головок с деталью, с;  $A$  — часть  $T$  между выходом из контакта одной абразивной головки и входом в контакт следующей, с;  $\text{mod}(\tau, T)$  — функция, показывающая остаток от деления  $\tau$  на  $T$ ;  $\text{ustep}(x)$  — функция, равная  $-1$ , если аргумент  $x$  положителен, и  $0$  — если  $x$  отрицателен.

Таким образом,  $K=0$  если абразивная головка не контактирует с деталью; и  $K=1$ , если контакт имеется.

Для полной математической постановки задачи необходимо определить начальные и граничные условия:

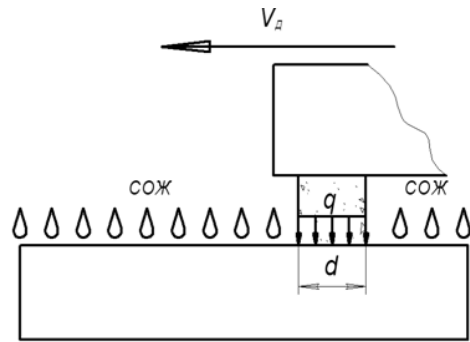


Рис. 3. Размер участка контакта абразивной головки с деталью в направлении скорости детали

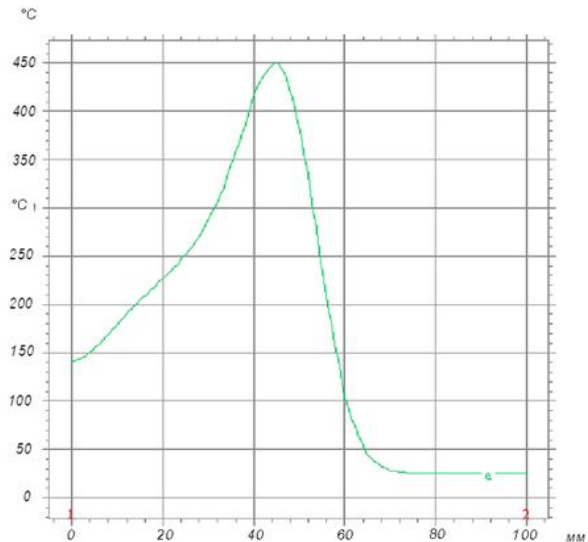


Рис. 5. Температура на поверхности детали при шлифовании со скоростью резания 45 м/сек

Начальное условие:  $\theta = \theta_{\text{окр}}$   
 где  $\theta_{\text{окр}}$  — температура окружающей среды,  $\theta_{\text{окр}} = 25^\circ\text{C}$ .

Граничные условия:

Нижняя граница (граничное условие второго рода):

$$\lambda \cdot \frac{\partial \theta}{\partial y} = 0 \quad (6)$$

Верхняя граница (рис. 3) (смешанные граничные условия второго и третьего рода):

При  $q=0$ :

$$\lambda \cdot \frac{\partial \theta}{\partial y} = -\alpha_{\text{ж}} \cdot (\theta - \theta_{\text{ж}}), \quad (7)$$

где  $\alpha_{\text{ж}}$  — коэффициент теплоотвода СОЖ, Вт/( $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ );

$\theta_{\text{ж}}$  — температура СОЖ,  $^\circ\text{C}$ ,

что соответствует теплообмену с СОЖ.

При  $q \neq 0$ :

$$\lambda \cdot \frac{\partial \theta}{\partial y} = q(\tau) \quad (8)$$

Левая и правая границы (граничное условие второго рода):

$$\lambda \cdot \frac{\partial \theta}{\partial y} = 0 \quad (9)$$

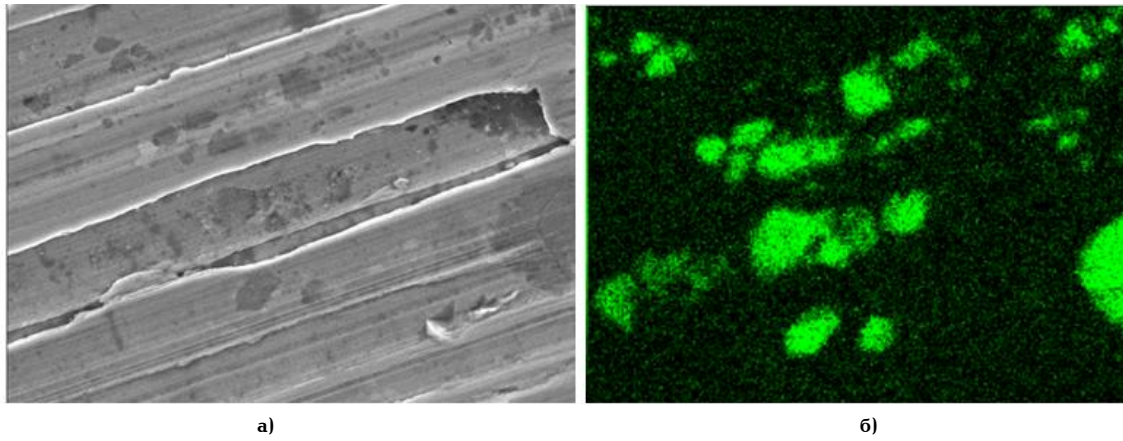


Рис. 8. Сегрегации титана на обработанной поверхности при  $V_{рез}=45$  м/сек ( $\times 2000$ )

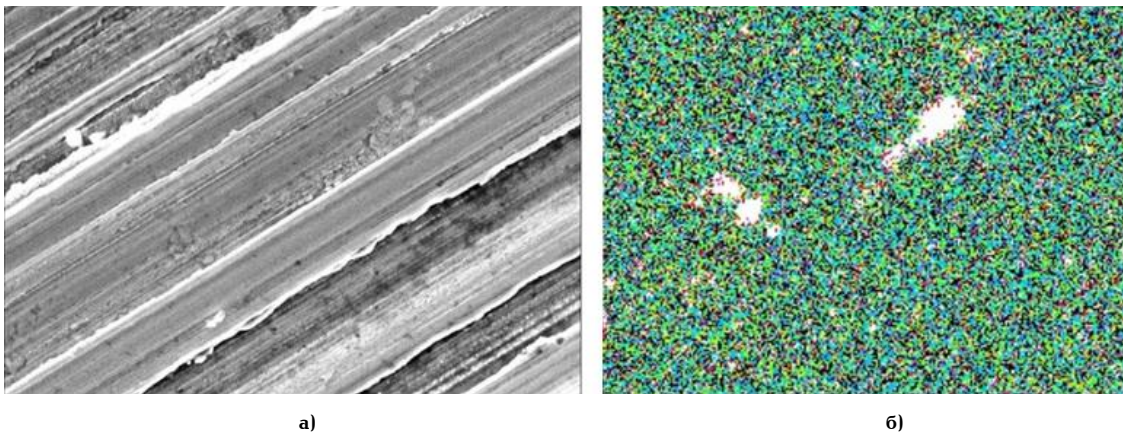


Рис. 9. Сегрегации титана на обработанной поверхности  $V_{рез}=160$  м/сек ( $\times 2000$ )

Исходные данные для расчета [8]:

$$c = 551 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C});$$

$$\rho = 8100 \text{ кг}/\text{м}^3;$$

$$\alpha_{ж} = 46500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

$$\theta_{ж} = \theta_{окр} = 25 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температурное поле при прерывистом шлифовании со скоростями резания 45 м/сек представлено на рис. 4. Исходные данные:  $V_{рез} = 45$  м/сек,  $F_{рез} = 2$  Н,  $S_{конт} = 0,00008 \text{ м}^2$ . На рис. 5. показана температура в поверхностном слое детали.

Температурное поле при прерывистом высокоскоростном шлифовании со скоростями резания 160 м/сек представлено на рис. 6. На рис. 7. показана температура в поверхностном слое детали. Площадь контакта при прерывистом шлифовании равна площади поперечного сечения абразивной головки, усилие резания значительно меньше. Исходные данные для расчета:  $V_{рез} = 160$  м/сек,  $F_{рез} = 0,5$  Н,  $S_{конт} = 0,00008 \text{ м}^2$ .

Из полученных зависимостей видно, что при шлифовании на традиционных режимах контактные температуры близки к  $500 \text{ } ^\circ\text{C}$ . При высокоскоростном прерывистом шлифовании температура в поверхностном слое не превышает  $350 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Большинство специалистов отмечают, что с повышением скорости шлифования контактные температуры увеличиваются. Полученные авторами работы данные свидетельствуют об обратном. Повышение температуры с увеличением скорости резания обычно связывают с увеличением мощности резания, перехода в тепло работы пластической деформации и трением. Вместе с тем известно, что при повышении скорости обработки доля энергии, затрачиваемая на пластическую деформацию и сила реза-

ния, уменьшается. Помимо этого в данной работе рассматривается процесс прерывистого шлифования, поэтому в период времени между контактами абразивных головок с обрабатываемой поверхностью тепловой поток прерывается. Этими факторами объясняется меньшее значение температуры в данном случае.

Полученные данные подтверждаются практически. При шлифовании образцов сплава ЖС6К на  $V_{рез} = 45$  м/сек (рис. 8а) на обработанной поверхности наблюдаются окислившиеся участки. Элементное картирование (рис. 8б) поверхности показало, что эти участки являются сегрегациями титана. Известно, что титан и его соединения интенсивно окислятся при температуре свыше  $500 \text{ } ^\circ\text{C}$ . При высокоскоростном шлифовании подобных участков не наблюдается (рис. 9).

Поверхность, полученная после высокоскоростного шлифования, характеризуется отсутствием прижогов и шлифовочных трещин, а также низкими параметрами шероховатости и большим количеством шлифовочных рисок на единицу площади.

Таким образом, высокоскоростное шлифование жаропрочных сплавов позволяет обеспечить высокое качество поверхности, а разработанная тепловая модель описывает тепловые процессы с достаточной точностью.

#### Библиографический список

1. Подураев, В. Н. Обработка резанием жаропрочных и нержавеющей материалов / В. Н. Подураев. — М. : Высшая школа, 1965. — 518 с.
2. Маслов, Е. Н. Теория шлифования материалов / Е. Н. Маслов — М. : Машиностроение, 1974. — 320 с.

3. Реченко, Д. С. Повышение качества высокоскоростного затачивания твердосплавных инструментов алмазными кругами с прерывистой поверхностью : дис. ... канд. техн. наук 05.03.01 ; защищена 23.12.09 / Д. С. Реченко. — Томск : Изд-во ТПУ, 2009. — 161 с.

4. Сипайлов, В. А. Тепловые процессы при шлифовании и управление качеством поверхности / В. А. Сипайлов. — М. : Машиностроение, 1978. — 167 с.

5. Резников, А. Н. Теплофизика резания / А. Н. Резников. — М. : Машиностроение, 1969. — 288 с.

6. Смирнов, В. А. Шлифование прерывистыми кругами с упругодеформирующими элементами / В. А. Смирнов. — СПб. : Техника, 2009. — 91 с.

7. Филимонов, Л. Н. Высокоскоростное шлифование / Л. Н. Филимонов. — Л. : Машиностроение, 1973. — 246 с.

8. Глубинное шлифование деталей из труднообрабатываемых материалов / С. С. Силин [и др.]. — М. : Машиностроение, 1984. — 64 с.

**АВЕРКОВ Константин Васильевич**, аспирант кафедры «Технология транспортного машиностроения и ремонт подвижного состава» Омского государственного университета путей сообщения.

**РЕЧЕНКО Денис Сергеевич**, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Металлорежущие станки и инструменты» Омского государственного технического университета.

**ЛАСИЦА Александр Михайлович**, кандидат технических наук, доцент кафедры физики Омского государственного технического университета.

Адрес для переписки: e-mail: averok@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 28.07.2011 г.

© К. В. Аверков, Д. С. Реченко, А. М. Ласица

УДК 621.9.015

**Н. Н. КОЧУРА**

Омский государственный  
технический университет

## СТОЙКОСТЬ РОЛИКОВ ПРИ МНОГОПРОХОДНОМ НАКАТЫВАНИИ КРУПНОПРОФИЛЬНЫХ РЕЗЬБ

**На основе исследования процесса резбонакатывания определены основные причины возникновения накопленной погрешности шага и установлено, что максимальный шаг трапецеидальной резьбы, который можно получить за один проход, — 6 мм. Резьбы с большей величиной шага можно получить за счёт многопроходного резбонакатывания. При увеличении количества проходов сама возможность накатывания определяется конструкцией заборной части роликов. Увеличение количества проходов приводит к уменьшению величины упрочнения заготовки и контактного давления и, как следствие, к высокой стойкости резбонакатных роликов.**

**Ключевые слова:** накатные ролики, многопроходное накатывание, стойкость роликов.

На основании расчетов установлено, что причиной неудовлетворительно низкой стойкости роликов при накатывании крупнопрофильных резьб (с шагами более 6 мм) являются недопустимо большие величины контактных напряжений, что подтверждается практикой резбонакатывания.

Из теории пластической деформации известно, что уменьшить величины контактных напряжений в процессе деформации можно за счет уменьшения величин единичных обжатий [1]. Это подтверждается практикой поперечно-винтовой прокатки крупных трапецеидальных резьб с шагами 8 и 10 мм. Ролики станков поперечно-винтовой прокатки имеют гораздо больше (в 2 — 3 раза) профилирующих витков, чем ролики резбонакатных головок. За счет этого уменьшаются величины единичных деформаций, упрочнение резьбы меньше в 1,5 — 2 раза по сравнению с накатыванием головкой и стойкость роликов составляет 1 — 4 км накатанной резьбы.

При увеличении количества витков на заборном конусе роликов упрочнение профиля накатанной резьбы снижается. Однако при накатывании крупных

резьб для увеличения заборного конуса потребуется увеличить ширину роликов, переделать головку под ролики большей ширины. Это приведет к снижению жесткости головки, опасности заклинивания роликов и поломке силовых крышек. Кроме этого, значительно усложняется схема деформации. Точка перекрещивания осей роликов и заготовки находится приблизительно на расстоянии 1/3 ширины ролика от внутреннего торца передней крышки. Калибрующие витки при накатывании должны находиться близко от этой точки. При накатывании крупных резьб роликами с удлиненной заборной частью потребуются коррекция профиля витков и формы калибрующей и заборной частей резьбы. Это неизбежно приведет к существенному снижению универсальности головки.

Кроме того, уменьшение упрочнения профиля резьбы за счет увеличения числа витков на заборном конусе с 3 до 4 составляет, приблизительно 5 %, что недостаточно для существенного повышения стойкости.

Существенного повышения стойкости за счет изменения формы заборного конуса роликов не полу-



чится, так как было установлено, что материал заготовки на последних стадиях резбобразования достигает максимального упрочнения, а изменение формы заборного конуса не существенно изменяет условия деформирования.

Другой возможный путь повышения стойкости — это изготовление роликов из сталей и сплавов более твердых и прочных, чем Х12М и 6Х6В3МФС. Однако это приведет к резкому удорожанию роликов, а опасность поломки головки из-за очень больших сил, действующих при накатывании крупных резб, не уменьшится. Этот путь не может быть рекомендован для широкого внедрения.

Существенного повышения стойкости можно ожидать при переходе на многопроходное накатывание. Это позволит существенно уменьшить величины единичных обжатий и, следовательно, величины контактных давлений и сил, действующих на ролики. Переход на многопроходное накатывание приведет к увеличению времени обработки и изменению конструкции резбонакатной головки. Однако увеличение времени обработки в 3 — 4 раза не приведет к существенному увеличению себестоимости операции по сравнению с другими видами обработки резб.

Попытки осуществить многопроходное накатывание крупных резб комплектами роликов традиционной конструкции окончилось неудачей. Для реализации многопроходного накатывания осевыми головками необходимо изучить основные закономерности этого процесса и разработать работоспособные конструкции роликов и механизма головки.

Таким образом, для осуществления процесса многопроходного резбонакатывания необходимо решить три основные задачи:

- исследовать и устранить причины смятия резбы, накатанной на предыдущих проходах, и поломок роликов;
- разработать оптимальную схему деформации;
- разработать конструкцию головки, обеспечивающую быструю и точную настройку на проходы.

Кроме того, для определения пригодности этого инструмента для промышленного внедрения, необходимо определить ожидаемую стойкость роликов. Эта проблема может быть решена только экспериментальными исследованиями, для чего была изготовлена резбонакатная головка с независимой настройкой, проведены накатывания резб с шагами 8 и 16 мм и определена их микротвердость.

При конструировании роликов осевых головок основное внимание уделялось точности и чистоте поверхностей накатываемых резб и минимизации сил накатывания и захвата заготовки. Анализа конструкций и схем деформирования с позиций стойкости не проводилось. Проведенные исследования, литературные и промышленные данные позволяют провести такой анализ, приняв за критерий величину контактных напряжений на последних профилирующих и первых калибрующих витках.

В экспериментах по исследованию напряженного состояния стальной цилиндрической заготовки при вдавливании в нее пуансонов различной формы, напряжения определялись методом муаровых полос. Вдавливались пуансоны, имеющие вид острого клина, клина с закруглениями и прямоугольника. Исследования показали:

1. Распределение деформаций вдоль линий контакта существенно отличается при вдавливании разных профилей пуансов; для случая острого клина максимум деформаций и наклепа сосредоточен на образующей профиля в верхней части отпечатка;

при вдавливании тупого клина с закруглением — во впадине отпечатка, при прямоугольном профиле характерны образования жесткого клина на горизонтальном участке отпечатка и максимального наклепа в углах профиля.

2. Глубина очага деформации при переходе от острого клина к тупому и прямоугольному пуансону при одинаковой глубине отпечатка растет пропорционально удельной нагрузке.

Таким образом, применительно к резбонакатыванию можно сделать выводы:

1. При накатывании метрических резб наиболее предпочтительна профильная схема деформирования, то есть когда витки на профилирующей части имеют форму резбы, но смещены по высоте.

2. При накатывании трапецеидальных резб основную работу по деформированию должны выполнять витки закругленной формы. Здесь наиболее предпочтительна комбинированная схема деформирования и цилиндрическая схема профилирующей части.

Исследования сил накатывания [2] позволили определить, что при накатывании метрических резб роликами с конической схемой заборного конуса силы накатывания в среднем на 14 % ниже, чем при накатывании роликами с цилиндрической схемой заборного конуса.

При накатывании трапецеидальных резб коническая схема заборного конуса не может быть признана оптимальной, так как деформация трапецеидальным профилем связана с неравномерным упрочнением, а это, в свою очередь, вызывает концентрацию напряжений в уголках профиля, что подтверждается исследованиями микротвердости. При накатывании трапецеидальных резб наиболее предпочтительна схема деформации, представлена на рис. 1.

Плавное приближение от закругленной формы профиля к трапецеидальной обеспечивает более ровное упрочнение по впадине резбы, чем другие схемы деформации.

Правильность схемы деформирования можно оценить по распределению упрочнения по профилю резбы. Анализ картины распределения твердости по сечению накатанной резбы при однопроходном накатывании показал, что упрочнение по впадине неравномерное, особенно при накатывании трапецеидальных резб. Причина этого заключается в особенности деформирования подобных профилей в условиях большого трения на контактирующих поверхностях. Образуется так называемая мертвая зона. Металл, находящийся в этой зоне, под действием сил трения и всестороннего (гидростатического) сжатия не деформируется, т.е. не упрочняется, а сама зона деформирует прилегающие к ней слои металла. Из-за действия этой зоны происходит растрескивание витков роликов. Уменьшить неблагоприятное влияние мертвой зоны можно, изменив схему деформации. Переход от закругленных витков к трапецевидным необходимо делать более плавно. Это уменьшает неравномерность упрочнения по впадине. Многопроходное накатывание позволяет сделать этот переход более плавным за счет уменьшения единичных обжатий.

Схема деформирования при многопроходном накатывании определяется условиями деформирования на последнем проходе, где напряжения максимальные и где происходит разрушение роликов. По мере резбобразования увеличивается упрочнение и напряжения. Если не уменьшать площадь сечения деформирования, то последние витки на заборной части роликов будут перегружены, а первые —

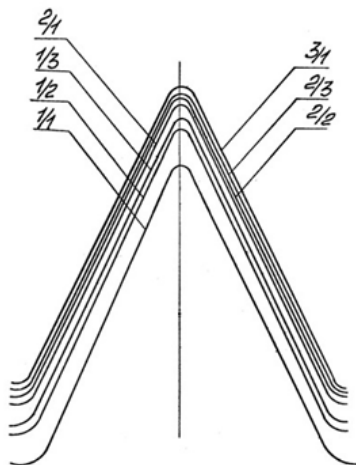


Рис. 1. Предпочтительная схема деформации при накатывании трапецидальных резьб

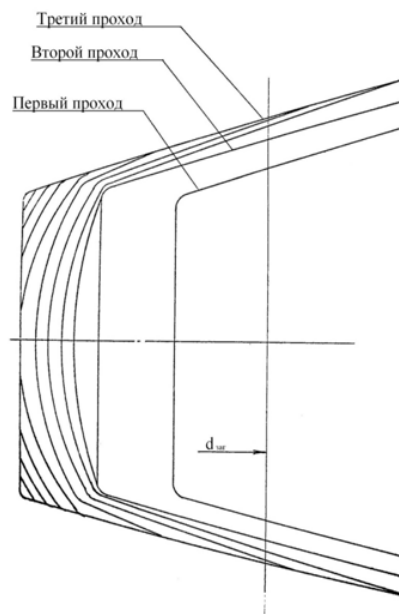


Рис. 2. Схема деформирования для многопроходного накатывания трапецидальных резьб

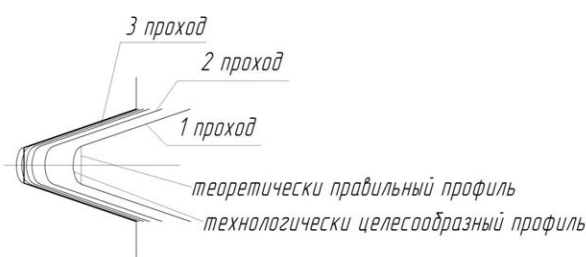


Рис. 3. Схема деформирования, разработанная для выравнивания упрочнения по впадине резьбы

недогружены. Это приведет к быстрому выходу их строя последних витков при неиспользованном ресурсе первых. Необходимо добиваться равномерного нагружения витков роликов для более равномерного выхода из строя, накатывание витками с седловиной не рекомендуется, так как это может привести к образованию складок на профиле резьбы и отслоению металла с поверхности, что существенно снижает работоспособность изделия.

С учетом этих особенностей была разработана схема деформирования для многопроходного накатывания трапецидальных резьб (рис. 2). Особенностью этой схемы является плавный переход от закругленной к трапецидальной форме с деформацией только по уголкам. Центр впадины на последних стадиях не деформируется, таким образом давление мертвой зоны на витки роликов меньше, как меньше и ее размеры. Причина сохранения неравномерности упрочнения заключается в том, что деформация при переходе от закругленного профиля к трапецидальному происходит в направлении уголков, где и происходит максимальное упрочнение.

Представленная схема накатывания приводит к существенному упрочнению в уголках впадин и перегрузки витков резьбы роликов. Вопрос выравнивания напряжений на вершинах витков роликов может решиться за счет замены плоского участка вершины на радиусный, в пределах допускаемых величин (рис. 3).

Таким образом, схеме, принятой нами для многопроходного накатывания, присуще неравномерное упрочнение до впадины резьбы, но в меньшей степени, чем при схеме, принятой для однопроходного накатывания.

Пробное накатывание резьбы трап.46×8 показало, что растрескивание витков, характерного для одно-

проходного накатывания подобных резьб при трехпроходном накатывании не происходит, что говорит о значительно меньшем уровне контактных давлений, чем при однопроходном накатывании.

Кроме того, сравнивая глубину деформации, степень упрочнения ресурс роликов для метрической и трапецидальной резьбы можно сделать вывод о значительном влиянии на эти параметры и величины наличия выпуклой, радиусной части, позволяющей снизить напряжения, ориентировочно на 30 %.

Значительное влияние на величину напряжений имеет протяженность зоны контакта вдоль образующей стержня. Уменьшение площади контакта приводит к снижению максимальных напряжений. Это подтверждается классической задачей о вдавлении шарика в плоское тело.

Определить точное значение снижения напряжений весьма сложно, но по результатам измерения мощности, затрачиваемой на процесс накатывания — при многопроходном накатывании при сокращении величины обжатия — возможно.

При многопроходном накатывании максимальные силы и напряжения возникают на последнем проходе. На первых проходах силы и давления существенно ниже. Это объясняется меньшим упрочнением резьбы и тем, что на первых проходах резьба не полная и угол поворота линий скольжения значительно меньше. Таким образом, при определении стойкости роликов для многопроходного накатывания контактное давление следует определять на последнем проходе. Снижение ресурса стойкости роликов на первых проходах упрочнение резьбы не достигает максимального значения для данных условий, то есть при деформации материал продолжает упрочняться.

Исследования микротвердости во впадине резьбы трап. 48×8, накатанной за три прохода, из стали 45, показали, что в зоне максимального упрочнения (по уголкам впадины) материал упрочняется в два раза по отношению к исходной твердости заготовки, то есть коэффициент упрочнения  $k = 2$ . Таким образом, при накатывании трапецидальных резьб с шагом 8 мм за три прохода можно ожидать стойкость до 1 км накатанной резьбы, как и при накатывании резьб с

шагом 6 мм за один проход, что вполне приемлемо, особенно при накатывании резьб на заготовках из нержавеющей стали. Это значит, что многопроходное накатывание обеспечивает расширение области применения осевых резьбонакатных головок за счет существенного повышения стойкости роликов.

По результатам измерения микротвёрдости накатанной за 10 проходов резьбы можно сделать вывод, что величина упрочнения зависит не от величины шага, что справедливо для однопроходного резьбонакатывания, а от величины внедрения витков роликов. При однопроходном накатывании конструкция заборной части пропорционально увеличивается с увеличением шага резьбы, поэтому шаг и глубина внедрения показатели идентичны. При многопроходном накатывании можно варьировать глубину внедрения роликов, т.е. получать необходимую глубину внедрения. Можно определить оптимальное количество проходов. Критериями оптимизации яв-

ляются производительность (чем меньше проходов, тем выше производительность) и контактные напряжения (чем больше проходов, тем ниже напряжения).

#### Библиографический список

1. Боровик, Л. И. Причины выхода из строя валков холодной прокатки / Л. И. Боровик, А. Ф. Пименов // Сталь. — 1961. — № 8. — С. 716–719.
2. Султанов, Т. А. Резьбонакатные головки / Т. А. Султанов. — М.: Машиностроение, 1966. — 135 с.

**КОЧУРА Николай Николаевич**, аспирант кафедры «Металлорежущие станки и инструменты» Омского государственного технического университета.  
Адрес для переписки: e-mail: mansur855@mail.ru

Статья поступила в редакцию 30.05.2011 г.  
© Н. Н. Кочура

УДК 621.95 : 669.295

**Д. С. МАКАШИН**

Омский государственный  
технический университет

## ВЛИЯНИЕ ВИДА ПОДТОЧКИ ПОПЕРЕЧНОЙ РЕЖУЩЕЙ КРОМКИ НА ОТКЛОНЕНИЕ ОТ ЦИЛИНДРИЧНОСТИ ПРИ СВЕРЛЕНИИ ТИТАНОВОГО СПЛАВА

Приведен анализ влияния вида подточки поперечной режущей кромки на отклонение от цилиндричности при сверлении титанового сплава. Показано влияние геометрии подточки на процесс стружкообразования. Представленные результаты позволяют выбрать способ подтачивания поперечной режущей кромки для повышения качества отверстия после сверления титановых сплавов.

**Ключевые слова:** сверление, титановые сплавы, подточка сверла.

Отверстия деталей для топливно-регулирующей аппаратуры из титанового сплава после сверления имеют отклонения от цилиндричности, превышающие допуск. Для определения геометрии подточки поперечной режущей кромки сверла, при сверлении которым наблюдается меньшее отклонение от цилиндричности, был собран экспериментальный материал, для анализа которого применен однофакторный дисперсионный метод. Для сверления использовались сверла с углом  $\omega$ , равным  $12^\circ$ , углом  $2\phi$ , равным  $115^\circ$ , длиной поперечной режущей кромки  $0,08d$  мм, шириной ленточки сверла  $0,14d$ , диаметром 5 мм и биением режущей части относительно хвостовика  $0,01$  мм. В эксперименте менялся вид подточки, остальные геометрические параметры сверла оставались фиксированными. Сверла цельные, изготовлены из твердого сплава 7075 фирмы Gühring. Материал обрабатываемой детали — титановый сплав Вt3-1. Все эксперименты проводились с подачей СОЖ напорной струей. Сверление отверстий проводилось на станке Mazak, режущая часть сверл изготовлена на станке Walter Mini Power, контроль полученных

Таблица 1

| Сверло, № | Вид подточки      | Отклонение от цилиндричности, мкм |
|-----------|-------------------|-----------------------------------|
| 1         | Форма А           | 12,1                              |
| 2         | Форма А           | 13,4                              |
| 3         | Форма В           | 12,2                              |
| 4         | Форма В           | 13,8                              |
| 5         | Форма С           | 13,3                              |
| 6         | Форма С           | 14,1                              |
| 7         | Круговая подточка | 8,7                               |
| 8         | Круговая подточка | 9,3                               |

Таблица 2

| D <sub>факт</sub> | D <sub>ост</sub> | D <sub>общ</sub> | R <sup>2</sup> | σ <sup>2</sup> <sub>факт</sub> | σ <sup>2</sup> <sub>общ</sub> | F      | p       | α        |
|-------------------|------------------|------------------|----------------|--------------------------------|-------------------------------|--------|---------|----------|
| 26,8037           | 2,625            | 29,4287          | 0,910802       | 8,934583                       | 0,65625                       | 13,615 | 0,01447 | 99,98553 |

Таблица 3

| Вид подточки      | Среднее  | Стандартное отклонение | Допустимое отклонение –95% | Допустимое отклонение +95% |
|-------------------|----------|------------------------|----------------------------|----------------------------|
| Форма А           | 12,75000 | 1,59041                | 1,51008895                 | 14,2608895                 |
| Форма В           | 13,00000 | 1,59041                | 11,48991105                | 14,51008895                |
| Форма С           | 13,70000 | 1,59041                | 12,10959                   | 15,21008895                |
| Круговая подточка | 9,00000  | 1,59041                | 7,48991105                 | 10,51008895                |

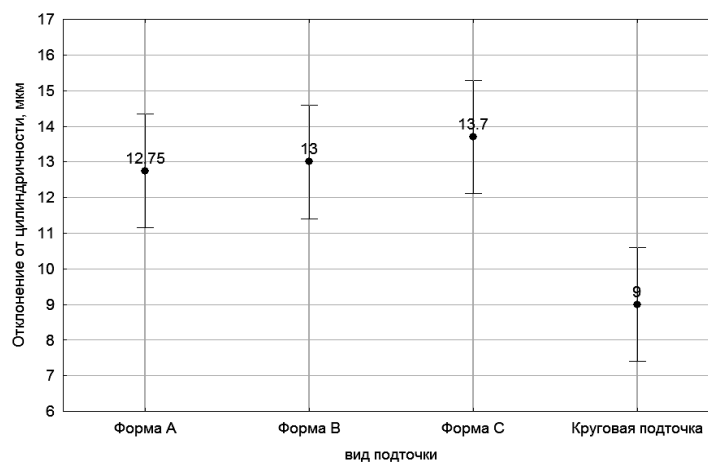


Рис. 1. Среднее значение отмечено точкой, вертикальные столбцы равны 0,95 доверительных интервалов, значение  $F(3,4) = 13,615$ ,  $p = 0,01447$

отверстий производился на контрольно-измерительной машине Torulond Hobson-365. Сверление производилось на глубину L, равную 1,5d сверла, без цикла сверления с подачей 30 мм/мин и скоростью резания 4,71 м/мин. План эксперимента и полученное отклонение от цилиндричности представлены в табл. 1.

Вычисление производилось в статистическом пакете Microsoft Excel с помощью пакета анализа данных «однофакторный дисперсионный анализ», результаты занесены в табл. 2 и табл. 3.

При проведении однофакторного дисперсионного анализа коэффициент детерминированности  $R^2$  равен 0,916, поэтому можно считать, что 91,6% изменений отклонения от цилиндричности обуславливается вариациями в учтенном факторе и лишь 8,4% — за счет влияния других факторов [1].

Статистическая значимость нулевой гипотезы  $p$  равна 0,0145, поэтому полученные результаты значимы с вероятностью 99,985%. Проведение однофакторного дисперсионного анализа показало, что при круговой подточке поперечной режущей кромки сверла наблюдается меньшее среднее отклонение от цилиндричности после сверления титанового сплава Вt3-1, равное 9 мкм рис. 1. При сверлении сверлом с подточкой формы А и формы В измерение цилиндричности отверстия показало близкие значения. Сверло с подточкой формы С показало

более отклонение от цилиндричности с диапазоном значений от 13,3 мкм до 14,1 мкм.

Полученная стружка при сверлении сверлами с различной формой подточки поперечной режущей кромки изменяется от сливного вида с круговой подточкой, близкого к сливному с подточкой формы А до псевдосливного при подточке формы С и формы В (рис. 2).

При визуальном анализе стружки определено, что при сверлении сверлом с круговой подточке поперечной режущей кромки образуется сливная стружка превышающая длиной образующуюся стружку после сверления сверлами с подточкой формы А, В и С в 2,5–4 раза.

Существует зависимость между видом стружки, стабильностью системы СПИД и изменением толщины среза по длине режущих кромок сверла [2]. Постоянство значения толщины среза на длине режущей кромки повышает стабильность системы СПИД, что влияет на качество получаемого отверстия. При увеличении количества и величины перепадов значения толщины среза на длине режущей кромки увеличивается дробление стружки [3, 4].

Для исследования влияния формы подточки на изменение толщины среза проведено аналитическое исследование изменения толщины среза по формуле (1). Толщина среза измеренная в нормальном сечении  $N-N$  в произвольной точке А рассчитывается по формуле:

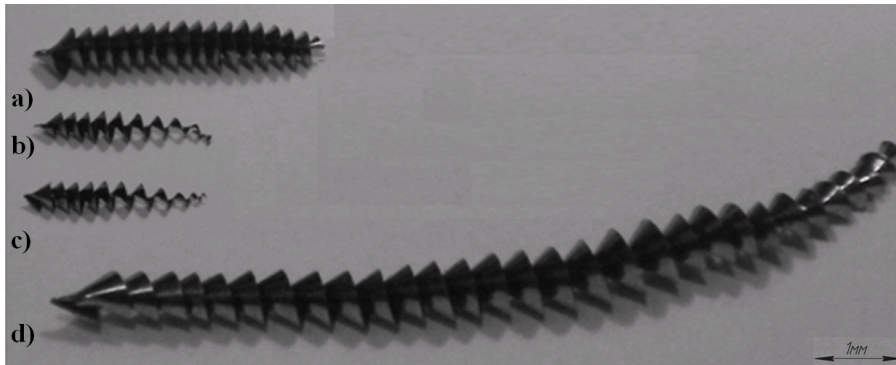


Рис. 2. Изменение вида стружки при сверлении сверлами с различными видами подточек поперечной режущей кромки титанового сплава Вt-3. а-форма А ; б-форма В ; с-форма С ; д-круговая подточка

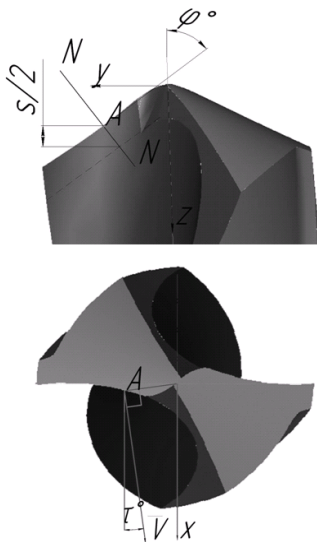


Рис. 3. Схема определения толщины среза при сверлении

$$a = \frac{s}{2} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \left( \frac{1}{\operatorname{tg}\varphi \cdot \cos \tau} \right)^2}}, \quad (1)$$

где угол  $\tau$  — угол между вектором скорости резания  $V$  и подачи  $S$ ;  $\varphi$  — половина угла при вершине сверла.

Определение углов  $\tau$  и  $\varphi$  в произвольной точке А производилось по схеме, показанной на рис. 3.

Исследование изменения толщины среза при сверлении проводилось у сверл с геометрическими параметрами: углом  $2\varphi$ , равным  $115^\circ$ , длиной поперечной режущей кромки  $0,05d$  мм с подточкой поперечной режущей кромки формы А, В, С и круговой подточкой. Для уменьшения изменений толщины среза выполнялась круговая подточка и подточки формы А и С поперечной режущей кромки на величину  $0,4R$  передней поверхности сверла. Подточка формы В выполняется с подточкой передней поверхности до периферии сверла прямолинейной плоскостью с зарезом передней поверхности на  $0,05$  мм.

Для сравнительного анализа дополнительно исследовано изменение толщины среза у сверла без подточки (рис. 4). Результаты аналитического расчета рассчитанного по формуле (1) для изменения толщины среза при увеличении расстояния от измеряемой точки  $R_x$  до оси сверла при изменении вида подточки представлены в табл. 4.

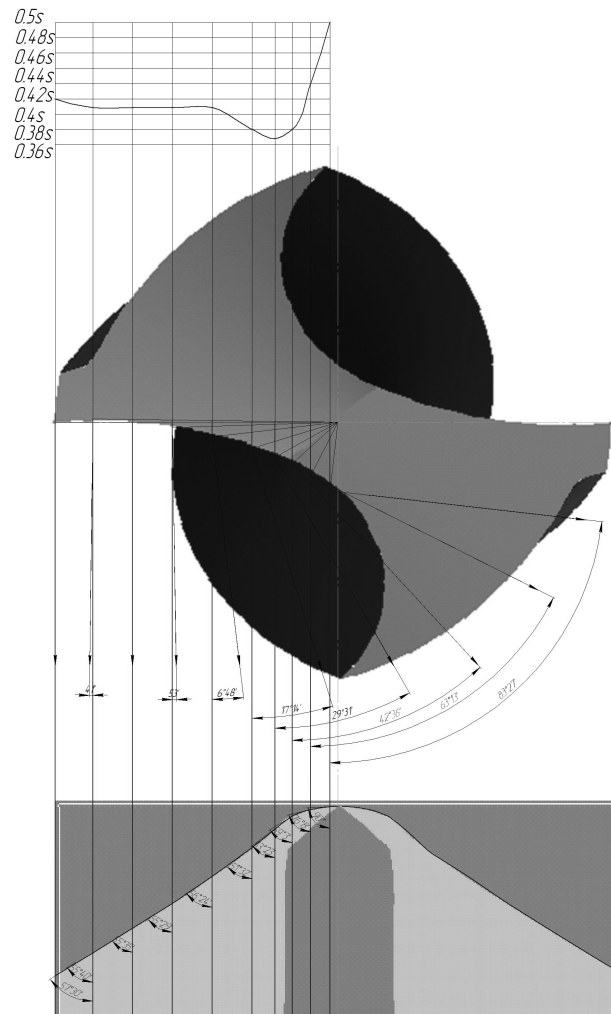


Рис. 4. Изменение толщины среза при сверлении неподточенным сверлом

Толщина среза при сверлении неподточенным сверлом уменьшается до  $0,42S_{об}$  с  $0,41S_{об}$  на расстоянии от  $R$  до  $0,85R$ , с последующим увеличением до  $0,42S_{об}$  на расстоянии  $0,4R$ . Это связано с прогибом части режущей кромки при обработке шлифовальным кругом методом обката стружечной канавки. Уменьшение толщины среза с  $0,41S_{об}$  до  $0,38S_{об}$  на расстоянии от  $0,4R$  до  $0,15R$  от оси сверла связано с увеличением угла  $\tau$  и уменьшением угла  $\varphi$  (рис. 7, 8). На расстоянии  $0,2R$  до  $0,05R$  толщина среза увеличивается с  $0,38S_{об}$  до  $0,5S_{об}$ . Предварительное исследование позволяет сделать заключение, что резкое изменение

| $\frac{R_x}{R}$ | Подточка поперечной режущей кромки сверла |                   |                |                      |                   |                |                      |                   |                |                      |                   |                |                      |                   |                |
|-----------------|---|-------------------|----------------|----------------------|-------------------|----------------|----------------------|-------------------|----------------|----------------------|-------------------|----------------|----------------------|-------------------|----------------|
|                 | Без подточки                              |                   |                | Форма А              |                   |                | Форма В              |                   |                | Форма С              |                   |                | Круговая подточка    |                   |                |
|                 | $\frac{S_x}{S_{об}}$                      | $\varphi, ^\circ$ | $\tau, ^\circ$ | $\frac{S_x}{S_{об}}$ | $\varphi, ^\circ$ | $\tau, ^\circ$ | $\frac{S_x}{S_{об}}$ | $\varphi, ^\circ$ | $\tau, ^\circ$ | $\frac{S_x}{S_{об}}$ | $\varphi, ^\circ$ | $\tau, ^\circ$ | $\frac{S_x}{S_{об}}$ | $\varphi, ^\circ$ | $\tau, ^\circ$ |
| 1               | 0,42                                      | 57,3              | 0              | 0,42                 | 57,3              | 0              | 0,42                 | 57,3              | 0              | 0,42                 | 57,3              | 0              | 0,42                 | 57,3              | 0              |
| 0,85            | 0,41                                      | 55,4              | 0,41           | 0,41                 | 55,4              | 0,41           | 0,41                 | 55,4              | 0,41           | 0,41                 | 55,4              | 0,41           | 0,41                 | 55,4              | 0,41           |
| 0,75            | 0,41                                      | 55,35             | 0              | 0,41                 | 55,35             | 0              | 0,41                 | 55,35             | 0              | 0,41                 | 55,35             | 0              | 0,41                 | 55,35             | 0              |
| 0,6             | 0,41                                      | 55,29             | 0,53           | 0,41                 | 55,29             | 0,53           | 0,41                 | 55,29             | 0,53           | 0,41                 | 55,29             | 0,53           | 0,41                 | 55,29             | 0,53           |
| 0,40            | 0,41                                      | 56,24             | 6,48           | 0,41                 | 56,24             | 6,48           | 0,42                 | 57,5              | 2,48           | 0,41                 | 56,24             | 6,48           | 0,41                 | 56,24             | 6,48           |
| 0,30            | 0,38                                      | 51,32             | 17,14          | 0,41                 | 56,22             | 17,14          | 0,42                 | 57,5              | 5,31           | 0,41                 | 56,27             | 18,45          | 0,42                 | 58,15             | 11,5           |
| 0,20            | 0,38                                      | 53,23             | 29,31          | 0,42                 | 58,2              | 20,56          | 0,42                 | 57,5              | 8,43           | 0,43                 | 59,27             | 11,12          | 0,42                 | 59,2              | 20,56          |
| 0,15            | 0,39                                      | 59,3              | 42,36          | 0,44                 | 63,15             | 21,24          | 0,42                 | 57,5              | 13,41          | 0,43                 | 59,5              | 16,23          | 0,45                 | 67,32             | 24,53          |
| 0,1             | 0,44                                      | 76,8              | 63,13          | 0,42                 | 57,22             | 9              | 0,42                 | 57,5              | 17,24          | 0,41                 | 58,2              | 24,3           | 0,46                 | 70,45             | 28,4           |
| 0,05            | 0,5                                       | 90                | 83,27          | 0,5                  | 90                | 16,2           | 0,5                  | 90                | 54,14          | 0,5                  | 90                | 59,36          | 0,5                  | 90                | 17,24          |

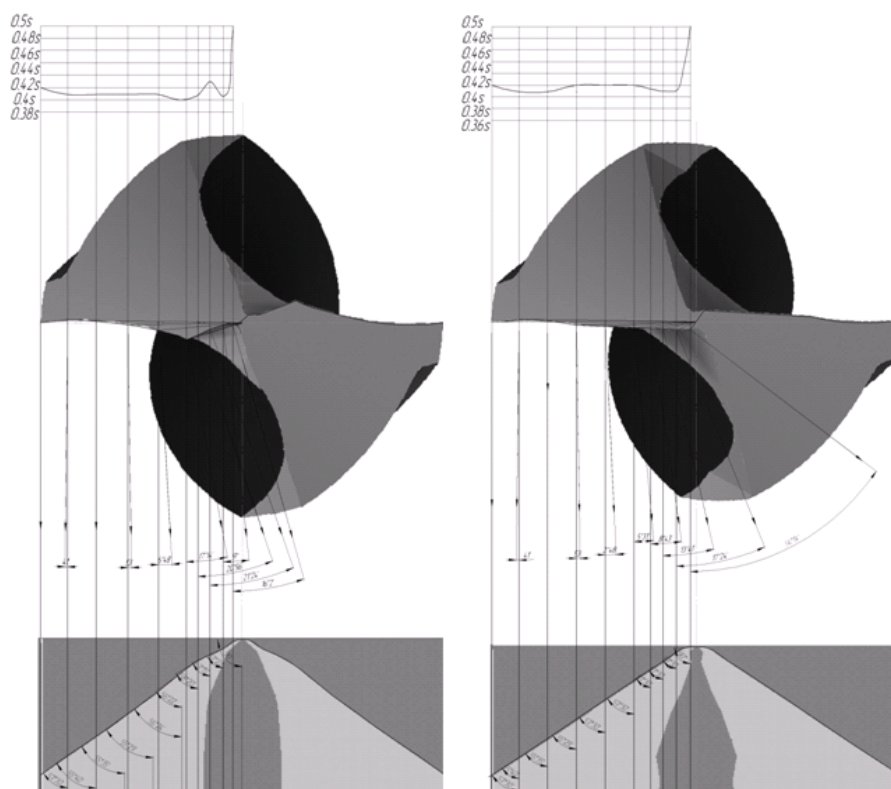


Рис. 5. Толщина среза при сверлении сверлом с подточкой формы А и В поперечной режущей кромки

толщины среза происходит на расстоянии от  $0,4R$  до  $0,05R$ .

При подточке формы А поперечная режущая кромка шлифуется кругом с образованием вогнутой поверхности (рис. 5). Толщина среза при сверлении сверлом с подточкой формы А увеличивается от  $0,44S_{об}$  до  $0,43S_{об}$  при увеличении угла  $\tau$  и угла  $\varphi$  на расстоянии от  $0,4R$  до  $0,15R$  при соединении вогнутой поверхности подточки и режущей кромки сверла. Уменьшение толщины среза с  $0,44S_{об}$  до  $0,41S_{об}$  на

расстоянии от  $0,15R$  до  $0,1R$  от оси сверла связано с уменьшением угла  $\tau$  и угла  $\varphi$  (рис. 7, рис. 8). Исследование подточки формы А позволяет сделать заключение, что резкое изменение толщины среза на расстоянии от  $0,44S_{об}$  до  $0,41S_{об}$  связано с вогнутой поверхностью подточки поперечной режущей кромки.

Особенностью подточки формы В является постоянный угол  $\varphi$  при шлифовании прямолинейной поверхности до периферии сверла (рис. 5). Толщина среза при сверлении сверлом с подточкой формы В

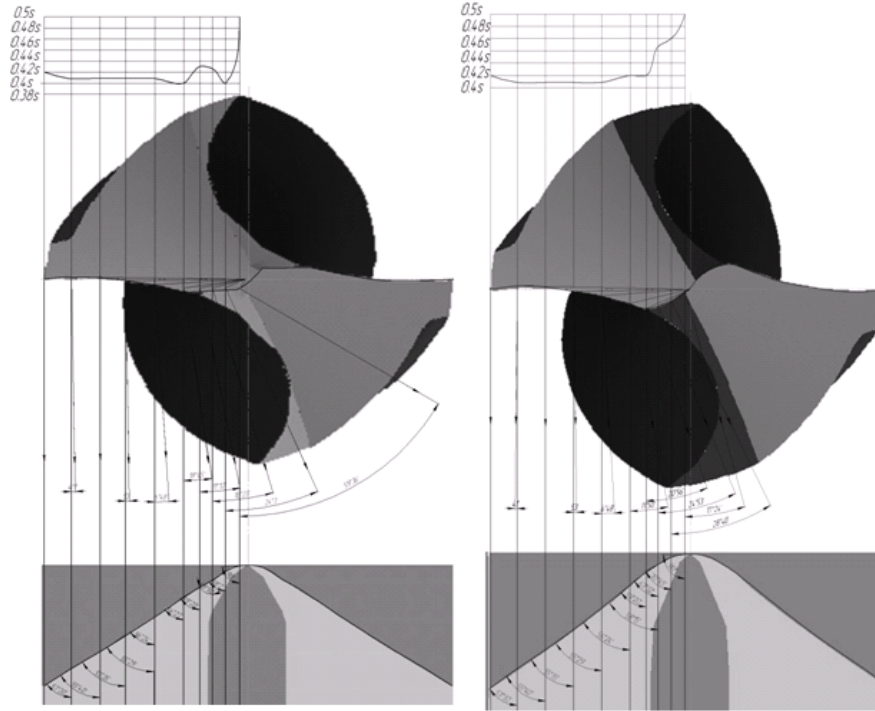


Рис. 6. Толщина среза при сверлении сверлом с подточкой формы С и с круговой подточкой поперечной режущей кромки

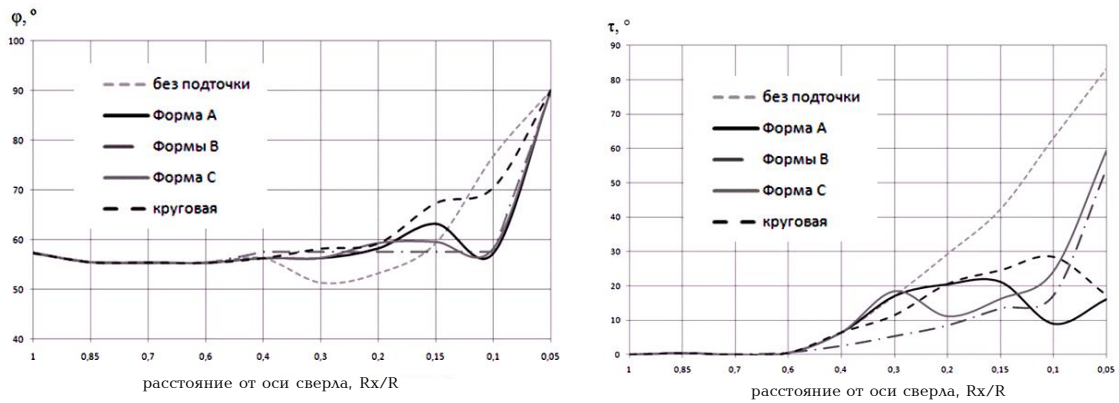


Рис. 7. Изменение угла  $\phi$  и  $\tau$  у сверл с различными видами подточек поперечной режущей кромки

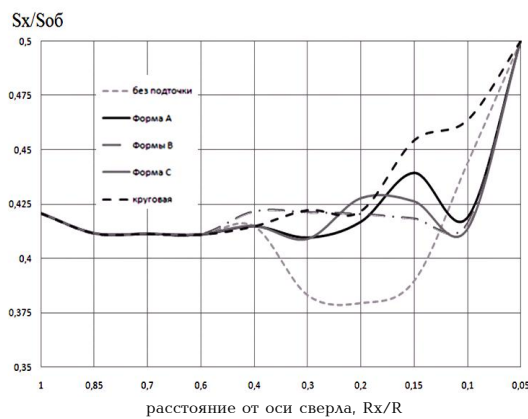


Рис. 8. Изменение толщины среза при сверлении сверлами с различными видами подточек поперечной режущей кромки

уменьшается от  $0,42S_{об}$  до  $0,41S_{об}$  при увеличении угла  $\tau$  на расстоянии от  $0,4R$  до  $0,1R$  (рис. 7, 8).

При подточке формы С поперечная режущая кромка шлифуется кругом прямолинейной поверхностью (рис. 6). Толщина среза увеличивается от

$0,41S_{об}$  до  $0,40S_{об}$  и от  $0,43S_{об}$  до  $0,41S_{об}$  с минимумами в точках  $0,3R$  и  $0,1R$ .

При круговой подточке поперечная режущая кромка подтачивается шлифовальным кругом с образованием выпуклой поверхности (рис. 6). Толщина

среза увеличивается от  $0,41S_{об}$  до  $0,42S_{об}$  при увеличении угла  $\tau$  и угла  $\varphi$  на расстоянии от  $0,4R$  до  $0,3R$ . Толщина среза постоянна и равна  $0,42S_{об}$  на расстоянии от  $0,3R$  до  $0,2R$  от оси сверла связано с постоянным углом  $\varphi$  (рис 7, 8). Исследование круговой подточки позволяет сделать заключение, что резкое изменение толщины среза на расстоянии от  $0,44S_{об}$  до  $0,41S_{об}$  связано с выпуклой поверхностью подточки поперечной режущей кромки. Толщина среза скачкообразно изменяется от  $0,42S_{об}$  до  $0,5S_{об}$  на длине от  $0,2R$  до  $0,05R$ . Толщина среза при выпуклой поверхности подточки увеличивается на всей длине подтачивания поперечной режущей кромки.

В результате исследований установлено, что кривая зависимости толщины среза от расстояния до оси сверла при круговой подточке имеет плавный подъем, поэтому в процессе резания образуется сливная стружка, т.е. сливному стружкообразованию способствует выпуклая поверхность подтачивания. Прогибы кривых зависимости толщины среза от расстояния до оси сверла у круговой подточек А, В и С увеличивают склонность к образованию при сверлении псевдосливной стружки. Эти результаты объясняют практические данные, полученные при сверлении титанового сплава Вт3-1 (рис. 1). У сверл с формой подточки В и С склонность к элементному

стружкообразованию выше, чем у сверла с формой А. Резкое изменение толщины среза у неподточенного сверла компенсируется любой из сравниваемых подточек (рис. 8).

#### Библиографический список

1. Адлер, Ю. П. Введение в планирование эксперимента / Ю. П. Адлер — М. : Metallurgy, 1969. — 155 с.
2. Виноградов, А. А. Физические основы процесса сверления труднообрабатываемых металлов твердосплавными сверлами / А. А. Виноградов. — Киев : Наукова думка, 1985. — 264 с.
3. Родин, П. Р. Геометрия режущей части спирального сверла / П. Р. Родин. — Киев : Техника, 1971. — 136 с.
4. Аршинов, В. А. Резание металлов и режущий инструмент / В. А. Аршинов, Г. А. Алексеев. — М. : Машиностроение, 1976. — 410 с.

**МАКАШИН Дмитрий Сергеевич**, аспирант кафедры «Металлорежущие станки и инструменты» Машиностроительного института Омского государственного технического университета.

Адрес для переписки e-mail: dima.makashin@gmail.com

Статья поступила в редакцию 30.05.2011 г.

© Д. С. Макашин

УДК 621.9-05+621.7-187

**А. Г. КОЛЬЦОВ  
В. Б. СУХИНИН**

Омский государственный  
технический университет

## ПРОВЕРКА ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

**В статье описаны методы проверки станков с ЧПУ на точность. Показаны обязательные этапы при проведении испытаний. Представлен пример оценки точности станка Mazak Variaxis 500 с помощью системы Ballbar QC-10. Даны практические рекомендации по применению системы Ballbar QC-10 фирмы RENISHAW.**

**Ключевые слова:** точность станков, испытания на точность, некруглость, RENISHAW, Ballbar QC-10.

Современное производство предъявляет все более жесткие требования к точности изготовления деталей. В связи с этим точностным характеристикам оборудования уделяется особое внимание, т.к. точность изготовления деталей в первую очередь зависит от точности станка. Вопрос оценки точности возникает тогда, когда изготовленная деталь имеет отклонения, а их причины неизвестны. Используемые методы проверки точности станков с ЧПУ по ГОСТ 22267-76 [1] являются очень трудоемкими, осуществляются в статическом состоянии и требуют большого количества измерительных средств и затрат времени.

Очень часто необходимо было изготавливать контрольную деталь, оценивать ее точность в измерительной лаборатории и получать представления о точностных характеристиках станка. Это приводило к высоким затратам и потере времени на произво-

дстве. Периодические профилактические проверки часто срывались из экономических соображений, так как станки многие часы и даже дни не использовались в производстве. Проверка точности проводилась только тогда, когда дальнейшая работа на оборудовании становилась невозможной из-за большого количества брака, производимого на этих станках.

Решением этой проблемы является контроль динамической точности по стандартам ISO230 и ASME B5.54 и прописан в ГОСТ 30544-97 [2]. В этом случае принят метод контроля точности станков по параметру круглости.

Для этой цели фирмой RENISHAW разработана система Ballbar QC-10 и программное обеспечение диагностики технического состояния узлов станка.

При тестировании станка производится контроль перемещения узлов станка по окружности. Это по-





Рис. 1. Система QC-10

звляет получить информацию о динамической точности станка. Время на проведение тестирования составляет 10–15 мин, в зависимости от заданной скорости перемещения.

На рис. 1 представлена конструкция устройства QC-10. Основной частью QC-10 является линейный датчик с длиной перемещения 1 мм с ценой деления 0,1 мкм. Датчик устанавливается на магнитных держателях и кинематически связан с перемещающимися узлами станка (шпинделем и столом на обрабатывающих центрах, и зажимным патроном, и револьверной головкой в токарных станках).

Пробные испытания устройств QC-10 были проведены при участии авторов и представителей фирмы RENISHAW на обрабатывающем центре Mazak Varioaxis 500.

Результаты испытаний представлены в виде графика отклонений от круглости (рис. 2), а также в виде диагностической таблицы (рис. 3), в которой предоставлены диагностические таблицы с указанием вклада в некруглость конкретных узлов станка и указанием рейтинга значимости данной погрешности. Получение графика некруглости и диагностической таблицы производилось с помощью обработки результатов измерения в режиме реального времени на персональном компьютере с использованием версии программного обеспечения Ballbar 5HPS. Анализ результатов диагностики может производиться с помощью таблиц быстрого поиска, которые включают подробное описание причин отклонения от некруглости, информацию о том, как эти причины связаны с работой станка, а также рекомендации по устранению дефектов.

В диагностической таблице (рис. 3), проведенных испытаний максимальным вкладом в отклонение от круглости обладают:

- отклонение от перпендикулярности (4,2 мкм) – 24 % вносимых погрешностей;
- выбросы обратного хода по оси X (3,4 мкм) – 19 % вносимых погрешностей;
- выбросы обратного хода по оси Y (2,9 мкм) – 17 % вносимых погрешностей;
- люфт X (2 мкм) – 12 % вносимых погрешностей;
- люфт Y (1,6 мкм) – 9 % вносимых погрешностей.

Указанные отклонения возникли после 4,5 года эксплуатации диагностируемого станка. Согласно диагностической таблице (рис. 3), отклонение от перпендикулярности возможно из-за завала осей станка, вследствие чего происходит их смещение в некоторых точках. Кроме того, направляющие станка могут иметь большой износ, что приводит к возникно-

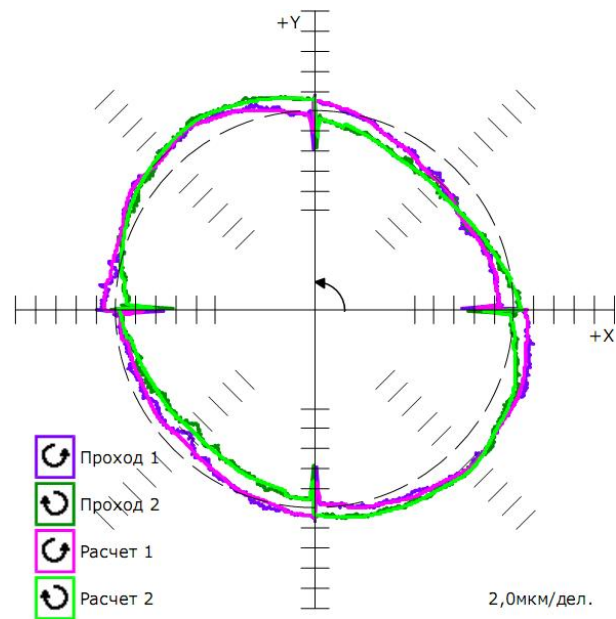


Рис. 2. Результаты испытаний в виде графика отклонений

ванию некоторого люфта при движении осей. В результате торцевые поверхности, обработанные на станке могут иметь отклонение от прямоугольной формы. Предлагается выяснить, является ли отклонение от перпендикулярности характерным для определенного участка или проявляется по всему станку. Если ошибка локальная, то повторяя тест в различных точках станка можно найти область, где отклонение от перпендикулярности отсутствует и проводить обработку торцевых поверхностей в этой области. Если отклонение от перпендикулярности проявляется по всему станку, то по возможности нужно произвести регулировку или рихтовку осей станка. Если направляющие сильно изношены, их следует заменить.

Следующие отклонения, выбросы по оси X и Y приводят к тому, что при фрезеровании окружности будет небольшой плоский участок (рис. 4) с последующим шагом восстановления траектории движения инструмента. В этом случае с помощью системы ЧПУ, если она предусматривает такие возможности, уменьшить выбросы при обратном ходе на станке. Кроме того, путем подбора скорости подачи на станке и проведением дополнительного тестирования возможен подбор оптимальной скорости подачи для окончательного фрезерования при круговой интерполяции.

| Названия ошибок                  | Значения    | Вклад в отклонение от круглости |        | Рейтинг значимости ошибки |
|----------------------------------|-------------|---------------------------------|--------|---------------------------|
| Люфт X                           | ▶ -2,0      | ◀ -1,0мкм                       | 2,0мкм | (12%) (4)                 |
| Люфт Y                           | ▲ -1,6      | ▼ -1,6мкм                       | 1,6мкм | (9%) (5)                  |
| Выбросы обратного хода X         | ▶ -2,8      | ◀ -3,4мкм                       | 3,4мкм | (19%) (2)                 |
| Выбросы обратного хода Y         | ▲ -2,2      | ▼ -2,9мкм                       | 2,9мкм | (17%) (3)                 |
| Боковой люфт X                   | ▶ -0,5      | ◀ 0,1мкм                        | 0,3мкм | (2%) (13)                 |
| Боковой люфт Y                   | ▲ 0,5       | ▼ 0,0мкм                        | 0,4мкм | (2%) (12)                 |
| Циклическая ошибка X             | ↑ 0,4       | ↓ 0,5мкм                        | 0,5мкм | (3%) (7)                  |
| Циклическая ошибка Y             | ↑ 0,3       | ↓ 0,5мкм                        | 0,5мкм | (3%) (9)                  |
| Рассогласование приводов         | 0,03мс      |                                 | 0,5мкм | (3%) (8)                  |
| Отклонение от перпендикулярности | 42,4мкм/м   |                                 | 4,2мкм | (24%) (1)                 |
| Отклонение от прямолинейности X  | -1,1мкм     |                                 | 0,6мкм | (3%) (6)                  |
| Отклонение от прямолинейности Y  | -0,7мкм     |                                 | 0,4мкм | (2%) (10)                 |
| Рассогласование шкал             | -0,7мкм     |                                 | 0,4мкм | (2%) (11)                 |
| Шаг циклической ошибки X         | 24,0000мм   |                                 |        |                           |
| Шаг циклической ошибки Y         | 31,7500мм   |                                 |        |                           |
| Рассчитанная скорость подачи     | 998,6мм/мин |                                 |        |                           |
| Смещение центра X                | 9,4мкм      |                                 |        |                           |
| Смещение центра Y                | -17,5мкм    |                                 |        |                           |
| Отклонение от круглости          | 8,6мкм      |                                 |        |                           |

Рис. 3. Окно результатов испытаний в виде таблицы

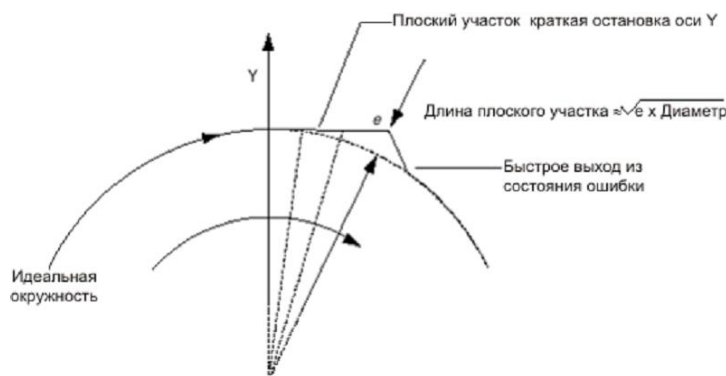


Рис. 4. Схема расчета длины плоского участка

Люфты по осям могут быть вызваны изношенными шарико-винтовыми парами, а также изношенными направляющими. В данном случае необходимо проверить или заменить необходимый элемент привода или ввести в ЧПУ компенсацию люфта.

На основании вышесказанного можно сделать следующие выводы:

1. Системой Ballbar QC-10 можно проводить работы по периодическому обслуживанию современных станков, используемых в основном производстве и оценивать технологические возможности оборудования за достаточно короткое время с минимальными затратами.

2. Используя систему Ballbar QC-10 возможно установить закономерности изменения характеристик станка и формировать тем самым историю развития дефектов станка.

#### Библиографический список

1. ГОСТ 22267-76. Станки металлорежущие. Схемы и способы измерений геометрических параметров [Текст]. — Введ. 1988—01—01. — М.: Изд-во стандартов, 1988. — 146 с.

2. ГОСТ 30544-97. Станки металлорежущие. Методы проверки точности и постоянства отработки круговой траектории [Текст]. — Введ. 2002—01—01. — М.: Изд-во стандартов, 2001. — 9 с.

**КОЛЬЦОВ Александр Германович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Металлорежущие станки и инструменты».

Адрес для переписки: kolzov75@mail.ru

**СУХИНИН Валерий Борисович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Метрология и приборостроение».

Адрес для переписки: stanki@omgtu.ru

Статья поступила в редакцию 06.05.2011 г.

© А. Г. Кольцов, В. Б. Сухинин

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИОННОЙ ИМПЛАНТАЦИИ ВОЛНИСТОЙ ПОВЕРХНОСТИ СОПРЯЖЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОФИЛЬНОГО СОЕДИНЕНИЯ

Рассмотрена возможность повышения прочности элементов и неподвижности профильного соединения легированием и модифицированием ионной имплантацией сопрягающихся поверхностей. Исследовано влияние топографии исходной поверхности на глубину проникновения ионов и их распределения по глубине.

**Ключевые слова:** профильное соединение, волнистая поверхность, ионная имплантация, эффект дального действия, топография поверхности, микровыступ.

Целесообразность применения ионной имплантации для повышения износостойкости поверхностей деталей узлов трения доказана многочисленными исследованиями [1 – 5] отечественных и зарубежных ученых. В узлах трения триботехнические показатели улучшаются, с одной стороны, благодаря легированию материала приповерхностных слоев деталей, с другой — благодаря изменению структуры материала.

Известно, что глубина слоя с измененными свойствами превышает пробег ионов на 3 – 4 порядка. В то же время требования к точности отдельных кинематических пар значительно возросли и находятся в пределах одного микрометра. Очевидно, возможность измерения отклонений профиля (формы) поверхности регламентируется высотой микронеровностей, которая не должна существенно влиять на измерения точности. Например, отклонения формы золотника авиационного агрегата находятся в пределах долей одного микрометра. Большинство конструкций профильных соединений, предложенных Шнейдером Ю. Г., Моргуновым А. П. и их учениками, имеют волнистый профиль сопрягаемых поверхностей.

Наиболее эффективным направлением ускоренных ионов при имплантации считается движение по нормали к обрабатываемой поверхности в связи с тем, что проникновение ионов возможно на весьма незначительную глубину. Изменение свойств материала при внедрении в него ионов происходит приблизительно до той глубины, на которую проникают ускоренные ионы, так как теория пробегов ионов в твердых телах разработана и позднее проверена. Причем в кристаллических структурах пробеги возрастают, если направление ионов совпадает с одной из главных кристаллографических осей. В этом случае часть ионов движется в каналах между плотноупакованными рядами атомов (эффект каналирования). Во всех случаях пробеги при обычных энергиях ионов (порядка десятков килоэлектронвольт) весьма малы, составляют 0,1 – 1 мкм или немного более [4]. Однако обнаружено, что изменения простираются до глубины в десятки и сотни микрометров (эффект дального действия). Наличие макро- и микроотклонений, имеющихся на поверхности, нанесенных с целью повышения прочности и неподвижности элементов соединения, существенно влияет на глубину дального действия.

Несмотря на то, что сопрягаемые поверхности профильного соединения работают в условиях трения покоя, при многократном циклическом воздействии разрушение приповерхностных слоев неизбежно.

Как уже говорилось, ионы проникают на очень малую глубину, значительно меньшую допустимой величины износа поверхности детали пары трения. Но, сталкиваясь с атомами, они выбивают их из узлов; смещенные атомы, обладая большой кинетической энергией, выбивают другие атомы и т.д.

Рассмотрим влияние топографии исходной поверхности без учета эффекта дального действия и с учетом каскада смещений, возникающих в результате точечных дефектов, создаваемых ионами, схематически изображенном на рис. 1, на глубину изменения свойств материала.

Ион, сталкиваясь с поверхностью, производит своего рода микровзрыв, порождая высокочастотную гиперзвуковую акустическую волну (рис. 2).

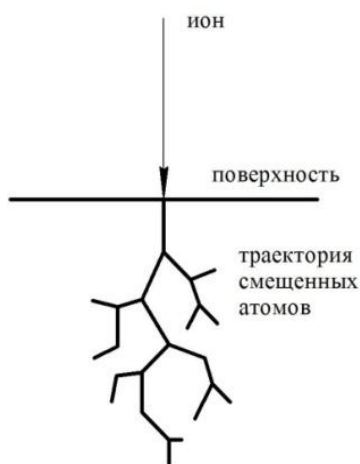


Рис. 1. Схематическое изображение каскада атомных смещений при ионном облучении (по Тетельбауму)

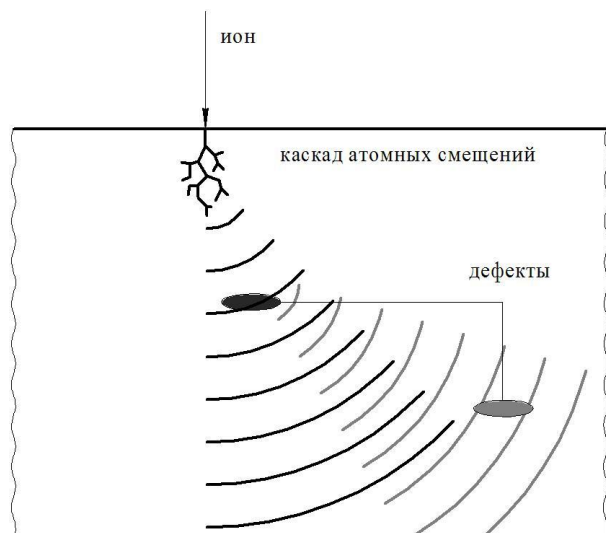


Рис. 2. Цепной процесс генерации акустических волн

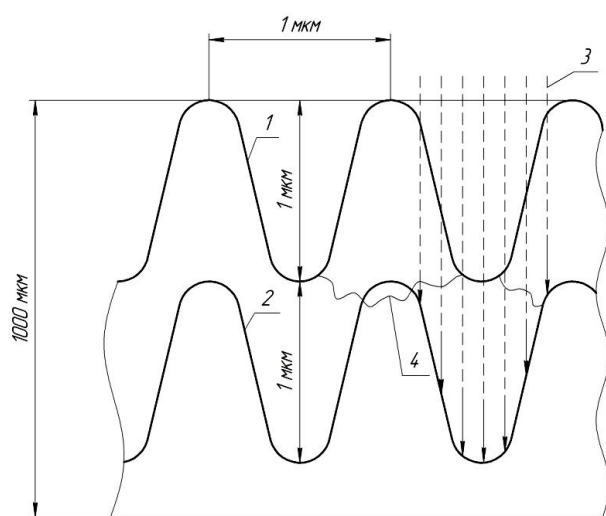


Рис. 4. Влияние топографии исходной поверхности на глубину проникновения ионів и дальность действия: 1 – профиль поверхности; 2 – граница проникновения ионів (условно); 3 – имплантируемые ионы; 4 – слабое сечение

Для удобства рассмотрим схематическое изображение соотношения выступов и впадин микро-рельефа поверхности с глубиной изменения свойств материала в некотором масштабе. Примем высоту волны неровностей поверхности равной 1 мкм, шаг волны 3 мкм, глубину проникновения иона – 1 мкм, глубину изменения свойств с учетом дальности действия, а конкретно с учетом каскада атомных смещений и генерации акустических волн, равной 1000 мкм.

На рис. 3 схематично представлено влияние геометрии (топографии) шероховатости на закономерность изменения глубины проникновения иона, как отображение вида микро-рельефа поверхности. Здесь не учитывается изменение параметров шероховатости, т.е. возможное уменьшение выступов и впадин на поверхности в зависимости от исходных параметров при определенной дозе облучения.

При таком соотношении высоты и шага волны линия профиля проникновения ионів искажается примерно на 0,1 мкм. При высоте и шаге волны, равных 1 мкм, картина изменяется (рис. 4).

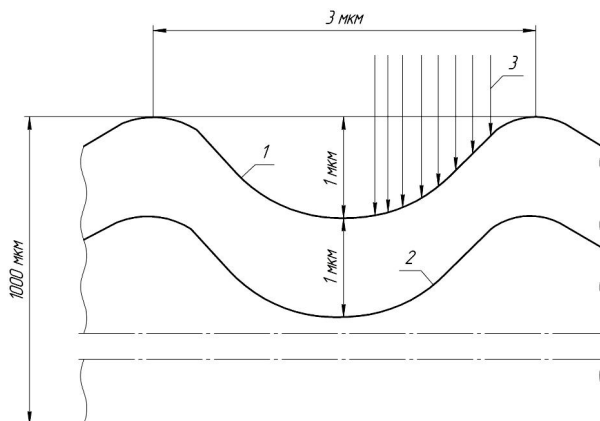


Рис. 3. Влияние топографии исходной поверхности на глубину проникновения ионів и дальность действия: 1 – профиль поверхности; 2 – граница проникновения ионів (условно); 3 – имплантируемые ионы

По мнению авторов работы [3], лишь ничтожно малая доля дефектов может проникать на большие глубины, так как основная масса их гибнет по пути вследствие рекомбинации, а другая часть связывается в мало подвижные комплексы.

Исходя из этого, можно утверждать, что четкой границы, например на глубине 1 мкм, быть не может. Очевидно, есть определенные границы диссипации энергии проникающих ионів. Тогда влияние топографии исходной поверхности на несущую способность приповерхностного слоя становится более достоверным. При определенном соотношении высоты и шага микровыступов появляются «слабые» сечения (рис. 3, 4). Они являются следствием значительного отличия микротвердости на границе глубины проникновения ионів и находящихся рядом слоев материала, подвергающихся воздействию каскада атомных смещений (рис. 1, 2), генерации акустических волн и т.д.

Отсутствие «слабых» сечений возможно в том случае, если глубина легированного слоя при ионной имплантации будет сравнима с высотой микровыступов. В промышленном применяемом диапазоне энергии ( $\sim 10^5$  эВ) для выбранных элементов проективный пробег может составить до  $\sim 0,3$  мкм. Таким образом, применение ионной имплантации целесообразно, если предварительная обработка обеспечит высоту микронеровностей 0,16 – 0,32 мкм и более.

Движение иона в матрице носит существенно случайный характер. Пробег иона не имеет строго определенного значения и находится в некоторой области, размеры которой порядка  $\Delta R$  вблизи среднего значения траекторного пробега  $R_{\text{пр}}$  (рис. 5).

В простейшей модели микровыступ может быть представлен в виде конуса с углом при вершине  $\alpha$ . Из рис. 5 видно, что при некотором значении угла область, в которой происходит интенсивное движение атомов, выходит за пределы поверхности. В этом случае боковая поверхность будет сильно эродирована вследствие распыления, что приведет к ухудшению коррозионной стойкости и несущей способности поверхности.

Предельный угол, при котором возможен выход ионів на боковую поверхность, может быть найден из условий:

$$\alpha = 2 \arcsin \left( \frac{\Delta R}{R} \right) \quad (1)$$

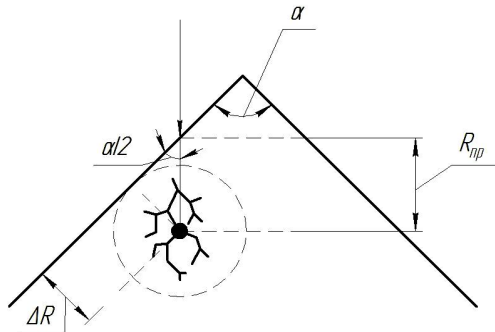


Рис. 5. Выход каскада столкновений на боковую поверхность выступа

Используя формулы [6]:

$$\frac{\Delta R}{R} = \alpha \sqrt{\frac{4M_1M_2}{(M_1 + M_2)^2}}, \quad (2)$$

$$R_{np} = \frac{R}{1 + b \frac{M_2}{M_1}}, \quad (3)$$

можно получить:

$$\alpha = 2 \arcsin \left( \frac{a \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot M_1 \cdot M_2}{(M_1 + M_2)^2}}}{1 + b \cdot \frac{M_2}{M_1}} \right) \quad (4)$$

где  $\alpha = 0,5 - 1$ ;  $b \approx 1/3$  — эмпирические коэффициенты. На рис. 6 представлена зависимость угла  $\alpha$  от массы атомов матрицы ( $M_1$ ) и имплантата ( $M_2$ ) (рис. 6).

Видно, что для некоторых комбинаций ионмишень значение угла может достигать  $100^\circ$ .

Используя приспособление, обеспечивающее положение одного из элементов профильного соединения под углом около  $45^\circ$  относительно вектора потока ионов, а также вращения относительно оси отверстия одного из элементов соединения, можно достичь вполне удовлетворительного легирования и требуемой, с точки зрения обеспечения прочности и неподвижности профильного соединения, а также модификацией материала приповерхностного слоя.

#### Библиографический список

1. Грязнов, Б. Т. Технологические методы улучшения эксплуатационных свойств деталей машин криогенной и микро-

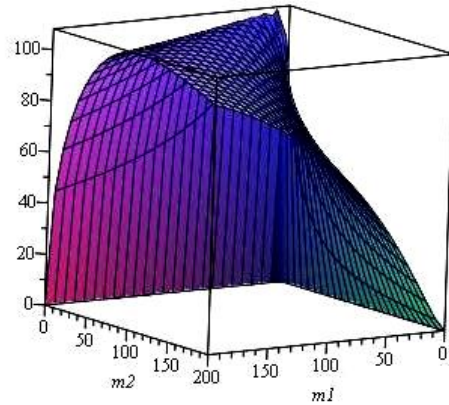


Рис. 6. Минимальный угол, зависящий от массы атомов матрицы ( $M_1$ ) и имплантата ( $M_2$ )

криогенной техники / Б. Т. Грязнов. — Новосибирск : ВО «Наука». Сибирская издательская фирма, 1993. — 208 с.

2. Ивановский, Г. Ф. Ионно-плазменная обработка материалов / Г. Ф. Ивановский, В. И. Петров. — М. : Радио и связь, 1986. — 232 с.

3. Теоретическое обоснование влияния топографии рельефа поверхности на изменение структуры материала по глубине / А. П. Моргунов [и др.] // Динамика систем, механизмов и машин : матер. VII Межд. науч.-техн. конф. 10–12 ноября 2009 г. В 3 кн. Кн. 2. — Омск : ОмГТУ, 2009. — С. 294–297.

4. Тетельбаум, Д. И. Эффект дальнего действия / Д. И. Тетельбаум, В. Я. Баянкин // Природа. — 2005. — № 4. — С. 9–17.

5. Шаркеев, Ю. П. Эффект дальнего действия в ионно-имплантированных металлических материалах: дислокационные структуры, свойства, напряжения, механизмы: дис. д-ра физико-математических наук / Ю. П. Шаркеев. — Томск, 2000. — 425 с.

6. Чуранкин, В. Г. Комплексная технология улучшения физико-механических свойств поверхностей деталей ионной имплантацией с предварительным накатыванием / В. Г. Чуранкин. — Омск, 2010. — 162 с.

**МОРГУНОВ Анатолий Павлович**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Технология машиностроения».

**ПАНТЮХОВА Ксения Николаевна**, инженер научного издательства.

Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 11.05.2011 г.

© А. П. Моргунов, К. Н. Пантюхова

## Книжная полка

**Синго, С. Изучение производственной системы Тойоты с точки зрения организации производства / С. Синго : пер. с англ. — 2-е изд., перераб. — М. : Институт комплексных стратегических исследований, 2010. — 312 с. — ISBN 978-5-903148-35-6.**

В этой книге Сигео Синго разъясняет сущность производственной системы Тойоты, разработчиком отдельных элементов которой он сам и является. Это первая книга, в которой автор не только описывает сущность производственной системы Тойоты, но и тщательно анализирует требования и условия, необходимые для внедрения отдельных ее элементов: визуальное управление, система «точно вовремя», автономизация и др. Книга будет полезна всем, кто работает с производством, занимается преобразованиями и стремится к совершенствованию.

## УСТРОЙСТВО ДЛЯ ОЧИСТКИ КОЛОННЫ НАСОСНО- КОМПРЕССОРНЫХ ТРУБ (НКТ) ОТ ПАРАФИНОСМОЛОБРАЗОВАНИЙ

Представлена конструкция устройства для очистки колонны насосно-компрессорных труб (НКТ) нефтяных скважин, оборудованных центробежными электронасосами, от парафиносмолообразований.

Разработаны рабочие чертежи данного устройства, включающие два раздвижных скребка и утяжелитель.

**Ключевые слова:** насосно-компрессорная труба, очистка, скребок.

В настоящее время в нефтедобывающем секторе экономики большое значение приобретает необходимость очистки колонны НКТ в процессе эксплуатации скважины при добыче углеводородного сырья.

Целесообразность использования устройства для очистки насосно-компрессорных труб (НКТ) от парафиносмолообразований обусловлено существенным увеличением межремонтного периода работы скважин, сокращением затрат на ремонт и, как следствие, увеличением добычи нефти.

Известен способ очистки колонны насосно-компрессорных труб (НКТ) при добыче нефти механизированным способом и установка для осуществления указанного способа. Установка для осуществления данного способа содержит колонну НКТ и эксплуатационную колонну, образующие между собой затрубное пространство, запорное устройство, погружной электроцентробежный насос, закрепленный на колонне НКТ, станцию управления, летающий скребок, устьевой и забойный амортизаторы, стоп-якорь, установленный на колонне НКТ [1].

Недостатком известного способа и устройства для его осуществления является низкая производительность очистки, так как очистка НКТ производится только при движении летающего скребка вверх. Кроме того, данное техническое решение не эффективно при использовании на многодебитных скважинах с непрерывным режимом работы электроцентробежного насоса (ЭЦН) ввиду малой скорости движения летающего скребка вниз по НКТ на восходящем потоке жидкости.

Известно также устройство для очистки нефтепромысловых труб от парафина, включающее раздвижной скребок и связанный с ним грузик, ось которого расположена эксцентрично относительно оси раздвижного скребка [2].

Данное устройство имеет следующий недостаток:

— при подъёме устройства вверх в момент прохождения стыка труб, где вероятно смещение торца одной трубы относительно торца другой, возможен зацеп неподвижного или подвижного ножа раздвижного скребка за торец трубы и, как следствие, поломка скребка под нагрузкой.

Технической задачей является повышение надёжности устройства путём предотвращения заклинивания скребков в местах стыка труб (НКТ).

Поставленная задача решена за счёт того, что предлагаемое устройство для очистки насосно-компрессорных труб (НКТ) от парафиносмолообразований, включающее раздвижной скребок и утяжелитель, согласно техническому решению дополнительно снабжено вторым скребком, установленным диаметрально противоположно первому, причём каждый из скребков выполнен эллипсовидной формы с ост-

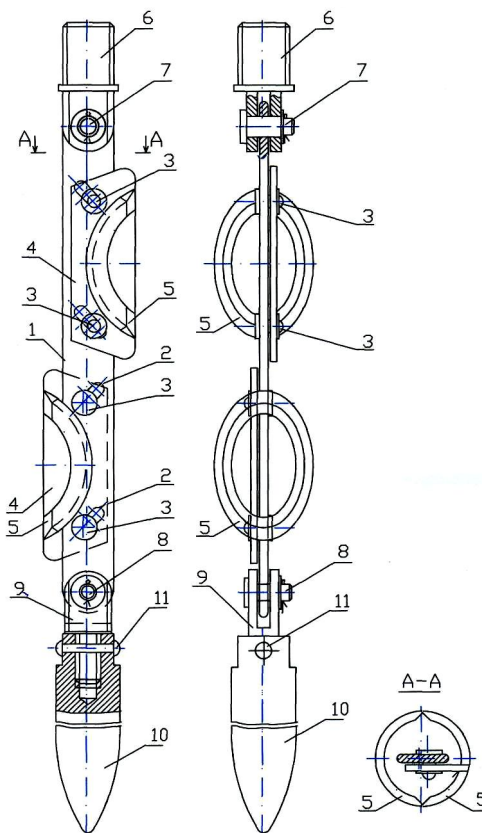


Рис. 1. Устройство для очистки колонны насосно-компрессорных труб (НКТ) от парафиносмолообразований  
1 – корпус, 2 – паз наклонный, 3 – ось скребка, 4 – кронштейн, 5 – скребок, 6 – болт верхний, 7 – ось болта, 8 – ось, 9 – болт нижний, 10 – утяжелитель

рой наружной кромкой и оба скребка жестко закреплены на индивидуальных кронштейнах, установленных с возможностью перемещения в наклонных пазах, выполненных в корпусе, кроме того, утяжелителем закреплённым в нижней части корпуса.

Конструкция изделия поясняется чертежами, где изображено устройство (рис. 1) для очистки от парафиносоколообразований колонны насосно-компрессорных труб (НКТ) нефтяных скважин.

Устройство содержит корпус 1 с выполненными наклонными пазми 2, в которых установлены подвижно на осях 3 кронштейны 4 с жёстко закреплёнными на них скребками 5. Болт 6 служит для крепления устройства к проволоке (проволока не показана) и соединён подвижно с корпусом 1 осью 7. В нижней части корпуса подвижно на оси 8 установлен болт 9 на резьбовую часть которого, навинчен утяжелитель 10 и зафиксирован стопором 11.

Устройство работает следующим образом.

При движении устройства вниз под действием силы тяжести устройства и утяжелителя 10 кронштейны 4 со скребками 5 смещаются по наклонным пазам 2 к центру (оси) устройства, при этом скребки 5 острыми кромками срезают частично отложения парафина с внутренней поверхности НКТ.

Восходящим потоком добываемого углеводородного сырья обеспечивается вынос срезанного с внутренней поверхности НКТ парафиносоколообразований.

При движении устройства вверх кронштейны 4 со скребками 5 разводятся по наклонным пазам 2 до максимально возможного диаметра и срезают основную часть парафиносоколообразований.

Устройство надёжно в эксплуатации, устраняется вероятность заклинивания в местах стыка насосно-компрессорной трубы с муфтой.

Данный метод очистки нефтепромысловых труб был успешно апробирован в нефтегазодобывающем управлении «Лянторнефть».

Устройство для очистки нефтепромысловых труб (НКТ) от парафиносоколообразований защищено патентом [3].

#### Выводы

1. Целесообразность использования устройства для очистки нефтепромысловых труб (НКТ) от пара-

финосоколообразований обусловлено существенным увеличением межремонтного периода работы скважин, сокращением затрат на ремонт и, как следствие, добычу нефти.

2. Конструкция устройства технологична в изготовлении и надёжна в эксплуатации.

3. Решение конструкторской задачи основано на использовании современного металлообрабатывающего, контрольно-диагностического и подъёмно-транспортного оборудования.

#### Библиографический список

1. Пат. 2157447 Российская Федерация, МПК Е 21 В 37/02. Способ добычи нефти с помощью погружного насоса с одновременной очисткой колонны насосно-компрессорных труб летающим скребком и установка для его осуществления / Гаврилов А. Н. и др. ; заявитель и патентообладатель Ижевский механический завод. — № 2001135519/032001135519/03 ; заявл. 21.12.01 ; опубл. 27.11.03, Бюл. №23 — 1 с.
2. А. с. 1183663 СССР, МКИ Е 21 В 37/02. Устройство для очистки нефтепромысловых труб от парафина / Ф. Н. Нафиков, В. Н. Сергеев (СССР). — № 3694892/22-03 ; заявл. 23.01.84 ; опубл. 07.10.85, Бюл. № 37. — 2 с.
3. Пат. 98222 Российская Федерация, МПК Е 21 В 37/02. Устройство для очистки нефтепромысловых труб (НКТ) от парафиносоколообразований / Пеннер В. А., Моргунюв А. П. ; заявитель и патентообладатель Омский государственный технический университет. — № 2010124525/03 ; заявл. 15.06.10 ; опубл. 10.10.10, Бюл. №28 — 1 с.

**ПЕННЕР Виктор Андреевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Метрология и приборостроение».

**МОРГУНОВ Анатолий Павлович**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Технология машиностроения».

Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 28.02.2011 г.

© В. А. Пеннер, А. П. Моргунюв

## Книжная полка

**Тайц В. Г. Технология машиностроения и производство подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин : учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / В. Г. Тайц, В. И. Гуляев. — М. : Academia, 2007. — 368 с. — Гриф УМО МО РФ. — ISBN 978-5-7695-2513-1.**

Рассмотрены теоретические основы ремонта подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин. Значительное внимание уделено механизации и автоматизации ремонтных работ, отражены передовые методы ремонта машин. Приведены методы и технологические схемы ремонта машин, типы ремонтных предприятий. Для студентов высших учебных заведений. Может быть полезно специалистам, связанным с производством, эксплуатацией и ремонтом подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин.

**Леонтьев, К. Н. Устройство автомобилей : учеб. пособие для СПО / К. Н. Леонтьев, В. А. Стуканов. — М. : Форум Инфра-М, 2011. — 496 с. — Гриф МО РФ. — ISBN 5-8199-0269-6.**

В книге собран учебный материал по устройству автомобилей. Рассматриваются назначение, типы и конструкция подвижного состава автомобильного транспорта. Приводятся множество иллюстраций при описании устройства и работы узлов и механизмов автомобилей. Учебное пособие составлено в соответствии с государственным образовательным стандартом среднего профессионального образования и предназначено для студентов, изучающих специальность «Техническое обслуживание и ремонт автомобильного транспорта». Может быть полезно для студентов вузов и учащихся учреждений начального профессионального образования, а также для работников автотранспортных предприятий.

## УСТОЙЧИВОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ СВЯЗЕЙ В СОСТАВЕ ТРЕХСЛОЙНОЙ ТОНКОСТЕННОЙ МЕТАЛЛИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ

Представлен алгоритм подбора толщины элементов связей слоев в составе трехслойных цилиндрических оболочек и плоских панелей из тонколистового профилированного проката по критерию обеспечения устойчивости связей. Рассмотрен вариант перехода от толщины эквивалентного стержня, моделирующего связевой элемент, к толщине реальной конструкции связи.

**Ключевые слова:** тонкостенная цилиндрическая оболочка, устойчивость связей, эквивалентный стержень,  $\Omega$ -профиль, критическая сила, метод конечных элементов.

### Введение.

За последние 30 лет широкое распространение в ряде западных стран (США, Австрия, Финляндия) получила перспективная группа конструкций из тонкостенного плоского и цилиндрического профилированного проката. Данные конструкции имеют ряд неоспоримых преимуществ: малая масса, отсутствие промежуточных опор, быстрота сборки, низкая себестоимость, абсолютная герметичность, высокая коррозионная стойкость, широкий спектр сфер применения: от машиностроения до строительства и др. [1–4].

В 2004 году омское предприятие «Атлантпрофиль» закупило технологическое оборудование фирмы Zeman International (Австрия) и наладило выпуск плоских и цилиндрических тонколистовых заготовок

трапециевидного сечения толщиной от 0,5 до 1,5 мм и шириной до 1250 мм. Данная технология позволяет прямо на месте сборки путем проката рулонированной стали производить профилированные заготовки заданного радиуса и с помощью фальцевого соединения объединять их в целостную цилиндрическую оболочку, которая совмещает в себе ограждающие (защитные) и несущие функции (рис. 1) [5].

С развитием данного вида конструкций было предложено использовать трехслойные термо- и звукоизолирующие оболочки. Они представляют собой конструкции из двух однослойных цилиндрических оболочек, объединенных между собой при помощи упругих тонколистовых связевых элементов (рис. 2). Такое техническое решение позволяет повысить прочностные, термо- и звукоизоляционные характеристики оболочки [6].

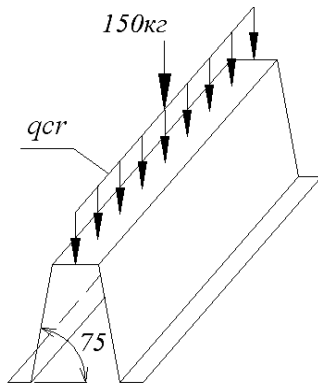


Рис. 1. Однослойная цилиндрическая оболочка





Рис. 2. Трехслойная цилиндрическая оболочка

Рис. 3. Схема для определения критической распределенной нагрузки на  $\Omega$ -профиль

Авторами была разработана математическая модель трехслойной цилиндрической оболочки [7, 8]. Внешний и внутренний слои оболочки из цилиндрических профилированных заготовок трапециевидного сечения представлены в виде круговых стержней с геометрическими характеристиками сечений, равными характеристикам сечений заготовок шириной 1 м [9]. Связи в составе оболочки представлены эквивалентными стержнями с изгибной жесткостью, равной сдвиговой жесткости элемента связи. Предоставлена возможность пользователю самому задавать необходимые геометрические параметры оболочки, а также задавать внешнюю нагрузку на оболочку (распределенную по заданному закону нагрузку, сосредоточенные силы).

Математическая модель напряженно-деформированного состояния элементов трехслойной цилиндрической оболочки представлена системой из двенадцати линейных дифференциальных уравнений первого порядка. В основе статического расчета в данной модели заложен метод начальных параметров. Программный комплекс статического расчета разработан в среде процессора MS Excel. При помощи встроенной функции «Поиск решения», методом Ньютона программа определяет неизвестные граничные условия для каждого слоя оболочки и определя-

ет все внутренние силы и перемещения в любом сечении внешнего и внутреннего слоя конструкции [7, 8].

#### Алгоритм определения критической нагрузки на элемент связи.

При нагружении трехслойной оболочки внешней нагрузкой одним из наиболее опасных факторов для связевых элементов конструкции является потеря ими устойчивости при сжатии. Наиболее часто используемым в качестве связи элементом в составе трехслойной оболочки является так называемый  $\Omega$ -профиль. Основными нагрузками, способствующими достижению критического сжимающего усилия для  $\Omega$ -профиля, являются вертикальная распределенная и сосредоточенная нагрузки [10].

Основной задачей настоящего исследования является определение критической распределенной нагрузки на  $\Omega$ -профиль с учетом приложенной к нему сосредоточенной нагрузки, например, 150 кг.

Для исследования был выбран профиль с углом наклона стенок к горизонту  $\alpha = 75^\circ$  (рис. 3), поскольку в результате предыдущих исследований было установлено, что именно при этом угле  $\Omega$ -профиль наиболее устойчив.

Моделирование  $\Omega$ -профиля и определение критической нагрузки проводилось в программном комплексе «Лира» методом конечных элементов [11]. В результате расчета на устойчивость «Лира» рассчитывает коэффициент запаса устойчивости  $\lambda$  такой, что:

$$P_{кр} = \lambda \cdot P, \quad (1)$$

где  $P$  — суммарная нагрузка;  $P_{кр}$  — критическая нагрузка;  $\lambda$  — параметр нагрузки (коэффициент запаса устойчивости по первой форме).

Основную сложность, при определении критической распределенной нагрузки для  $\Omega$ -профиля, представляет ее разделение с фиксированной сосредоточенной нагрузкой в 150 кг, т. к. коэффициент запаса устойчивости  $\lambda$  определяется исходя из усилий от совместного приложения нагрузок.

Данная проблема решалась путем итерационного счета задачи устойчивости при совместном действии

Критическая снеговая нагрузка на  $\Omega$ -профиль

| Высота профиля $h$ , мм | Толщина профиля $t_{шл}$ , мм | Толщина стержня $t_{ст}$ , мм | Критическая погонная нагрузка $q_p^{cr}$ , кг/м | Критич. распределенная нагрузка при шаге связей 1,8 м, кг/м <sup>2</sup> | Критич. распределенная нагрузка при шаге связей 1,2 м $q_p^{cr}$ , кг/м <sup>2</sup> | Сосредоточенная нагрузка $P_{монт}$ , кг | Суммарная приведенная критическая нагрузка на 1 м п. профиля $P_{шл}^{cr}$ , кг |
|-------------------------|-------------------------------|-------------------------------|---|--|--|--|---|
| 150                     | 0.60                          | 1.58                          | 71.68   | 39.82  | 59.73  | 150                                      | 221.68  |
|                         | 0.7                           | 1.84                          | 384.00  | 213.33   | 320.00   | 150                                      | 534.00  |
|                         | 0.8                           | 2.10                          | 761.60  | 423.11   | 634.67   | 150                                      | 911.60  |
|                         | 0.9                           | 2.36                          | 1232.00   | 684.44   | 1026.67  | 150                                      | 1382.00   |
|                         | 1.0                           | 2.63                          | 1824.00   | 1013.33  | 1520.00  | 150                                      | 1974.00   |
| 160                     | 0.6                           | 1.61                          | 24.00   | 13.33  | 20.00  | 150                                      | 174.00  |
|                         | 0.7                           | 1.88                          | 313.60  | 174.22   | 261.33   | 150                                      | 463.60  |
|                         | 0.8                           | 2.15                          | 662.40  | 368.00   | 552.00   | 150                                      | 812.40  |
|                         | 0.9                           | 2.42                          | 1088.00   | 604.44   | 906.67   | 150                                      | 1238.00   |
|                         | 1.0                           | 2.69                          | 1616.00   | 897.78   | 1346.67  | 150                                      | 1766.00   |
| 170                     | 0.7                           | 1.93                          | 251.20  | 139.56   | 209.33   | 150                                      | 401.20  |
|                         | 0.8                           | 2.20                          | 569.60  | 316.44   | 474.67   | 150                                      | 719.60  |
|                         | 0.9                           | 2.48                          | 969.60  | 538.67   | 808.00   | 150                                      | 1119.60   |
|                         | 1.0                           | 2.75                          | 1452.80   | 807.11   | 1210.67  | 150                                      | 1602.80   |
| 180                     | 0.7                           | 1.97                          | 198.40  | 110.22   | 165.33   | 150                                      | 348.40  |
|                         | 0.8                           | 2.25                          | 496.00  | 275.56   | 413.33   | 150                                      | 646.00  |
|                         | 0.9                           | 2.53                          | 854.40  | 474.67   | 712.00   | 150                                      | 1004.40   |
|                         | 1.0                           | 2.81                          | 1305.60   | 725.33   | 1088.00  | 150                                      | 1455.60   |
| 190                     | 0.7                           | 2.01                          | 150.40  | 83.56  | 125.33   | 150                                      | 300.40  |
|                         | 0.8                           | 2.30                          | 422.40  | 234.67   | 352.00   | 150                                      | 572.40  |
|                         | 0.9                           | 2.59                          | 758.40  | 421.33   | 632.00   | 150                                      | 908.40  |
|                         | 1.0                           | 2.88                          | 1168.00   | 648.89   | 973.33   | 150                                      | 1318.00   |
| 200                     | 0.7                           | 2.05                          | 107.20  | 59.56  | 89.33  | 150                                      | 257.20  |
|                         | 0.8                           | 2.35                          | 365.13  | 202.85   | 192.17   | 150                                      | 515.13  |
|                         | 0.9                           | 2.64                          | 671.96  | 373.31   | 353.66   | 150                                      | 821.96  |
|                         | 1.0                           | 2.94                          | 1056.00   | 586.67   | 555.79   | 150                                      | 1206.00   |

сил с варьированием величины распределенной нагрузки до доставления  $\lambda = 1$ .

#### Применение разработанного алгоритма к математической модели трехслойной оболочки.

На основании разработанного алгоритма подвергались расчету на устойчивость связевые элементы в виде  $\Omega$ -профиля толщиной 0,5 – 1 мм для диапазона высот 150 – 200 мм (табл. 1).

В таблице приведена критическая распределенная нагрузка при шаге профилей 1,2 и 1,8 м (наиболее часто используемый интервал шагов размещения связевых элементов в трехслойной оболочке).

Однако в таком виде применить полученные результаты для математической модели нельзя, т. к., напомним, что связевый  $\Omega$ -профиль представлен в модели свода в виде эквивалентного стержня-пластины с из-

гибной жесткостью, равной жесткости  $\Omega$ -профиля на сдвиг. Критическая сила для такого стержня выше, чем для реального профиля.

Для решения этой проблемы каждый рассчитанный на устойчивость  $\Omega$ -профиль моделировался в «Лире» в виде эквивалентной жестко защемленной пластины (рис. 4). Аналогично  $\Omega$ -профилю по разработанному алгоритму для каждой эквивалентной пластины вычислялась критическая распределенная нагрузка.

Для этого определялась сдвиговая податливость исследуемого профиля (горизонтальное перемещение от единичной нагрузки) и по формуле (2) находилась толщина эквивалентного стержня-пластины (табл. 1):

$$J_{ст} = \frac{h_{ст}^3}{3 \cdot \Delta \cdot E}. \quad (2)$$

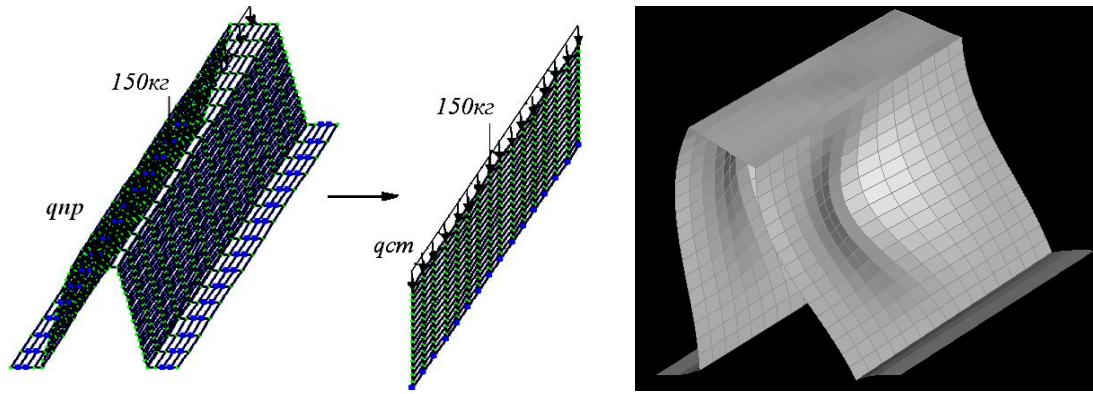


Рис. 4. Переход от  $\Omega$ -профиля к эквивалентному стержню-пластине и первая форма потери устойчивости стенки профиля

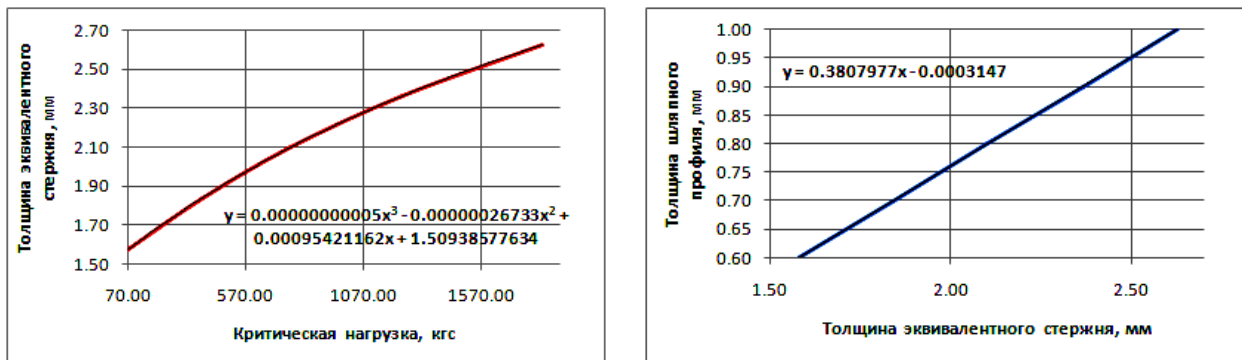


Рис. 5. Графические зависимости  $t_{экр} = f(P^{cr})$  и  $t_{шл} = f(t_{экр})$  для  $\Omega$ -профиля высотой 150 мм

где введены обозначения:

$J_{ст}$  — момент инерции эквивалентного стержня, мм<sup>4</sup>.

$h_{ст}$  — высота связевого элемента, мм,

$\Delta$  — сдвиговая податливость (горизонтальное перемещение профиля от единичной нагрузки в 1 н), мм/н,

$E$  — модуль упругости, н/мм<sup>2</sup>.

На основании полученных данных были построены графические зависимости толщины эквивалентного стержня от критической нагрузки на исследуемый  $\Omega$ -профиль (с учетом действия сосредоточенной)  $t_{экр} = f(P^{cr})$  в пределах заданной высоты профиля, а также толщины  $\Omega$ -профиля от толщины эквивалентного стержня пластины  $t_{шл} = f(t_{экр})$ . В качестве примера рассматриваемые зависимости при высоте связевого элемента 150 мм представлены на рис. 5.

Также при помощи встроенной функции «Линия тренда» процессора MS Excel были получены аналитические выражения для построенных графических зависимостей (рис. 5).

Уравнения были проверены на соответствие расчетным данным и применены к математической модели трехслойной цилиндрической оболочки, что позволило автоматически подбирать эквивалентную толщину стержня для каждого связевого элемента в составе конструкции в отдельности из условия устойчивости и переходить от эквивалентной толщины стержня к толщине реального  $\Omega$ -профиля.

В случае, если связевой элемент в составе свода растянут, его толщина принимается 0,6 мм конструктивно.

До сих пор на практике толщина  $\Omega$ -профилей конструктивно принималась равной 1 мм ввиду отсутствия методики расчета, однако расчет по созданной уточненной модели показал, что для нагруженных

оболочек на различных пролетах и с различным шагом и высотой прогонов толщина реального  $\Omega$ -профиля варьируется от 0,6 до 0,9 мм. Адекватность расчета была предварительно проверена путем моделирования и статического расчета в среде ПК «Лира» трехслойной цилиндрической оболочки, кроме того планируется ряд экспериментальных исследований с целью выявления соответствия результатов расчета реальной конструкции оболочки.

В ходе дальнейших исследований предполагается рассмотреть варианты оптимизации связевых элементов для трехслойных цилиндрических оболочек по критерию их наименьшей массы.

Следует отметить, что использование данной математической модели возможно и для плоских трехслойных панелей, а алгоритм расчета на устойчивость позволяет рассчитывать связевые элементы любого сечения ( $\Omega$ -, Z-, C-, E-образного), а также связи из термопрофилей.

## Выводы

1. Разработан алгоритм расчета элементов связей в составе трехслойных цилиндрических оболочек и плоских панелей на устойчивость.
2. Разработана схема перехода от эквивалентного стержня к реальному связевому профилю.
3. Получены зависимости, связывающие критическую нагрузку на связевой элемент с толщинами  $\Omega$ -профиля и эквивалентного стержня.
4. Разработанный алгоритм применен к математической модели трехслойной цилиндрической оболочки.
5. Показана возможность оптимизации связевых элементов трехслойных цилиндрических оболочек и плоских панелей по критерию их наименьшей массы.

## Библиографический список

1. Еремеев, П. Г. К проектированию бескаркасных конструкций арочных сводов из холодногнутых тонколистовых стальных профилей / П. Г. Еремеев, Д. Б. Киселев, М. Ю. Арменский // Монтажные и специальные работы в строительстве / ГУП ЦНИИСК им. Кучеренко. — 2004. — № 7. — С. 54–57.
2. Айрумян, Э. А. Прочность и надежность бескаркасных арочных зданий из стальных холодногнутых профилей / Э. А. Айрумян, И. А. Румянцова // Монтажные и спец. работы в стр.-ве. — 1998. — № 7. — С. 8–9.
3. Айрумян, Э. А. Эффективные холодногнутые профили из оцинкованной стали — в массовое производство / Э. А. Айрумян, В. Ф. Беляев // Монтажные и спец. работы в стр.-ве. — 2005. — № 11. — С. 10–17.
4. Legato-arch system technical documentation / Viena, 2002. — 44 p. [Электронный ресурс]. — Режим доступа : <http://www.zemanzestahl.com/> (дата обращения: 07.06.2011).
5. Афанасьев, В. Ю. Несущие арочные покрытия из трапециевидного профиля производства ООО «Монтажпроект», г. Омск. / В. Ю. Афанасьев, З. Н. Соколовский, С. А. Макеев // Роль механики в создании эффективных материалов, конструкций и машин XXI века : труды Всерос. науч.-техн. конф. — Омск : изд-во СибАДИ, 2006. — С. 81–86.
6. Еремеев, П. Г. Натурные испытания фрагмента арочного свода из холодногнутых тонколистовых стальных профилей / П. Г. Еремеев, Д. Б. Киселев // Монтажные и спец. работы в стр.-ве. — 2004. — № 12. — С. 5–8.

7. Численное решение плоского изгиба стержня с круговой осью малой кривизны / С. А. Макеев [и др.] // Анализ и синтез механических систем : сб. науч. тр. ; под ред. Евстифеева В. В. — Омск : изд-во ОмГТУ, 2005. — С. 152–154.
8. Макеев, С. А. Математическая модель бескаркасного двухслойного арочного свода на основе листового стального профилированного продольно-гнутого проката / С. А. Макеев, А. В. Рудак // Строительная механика и расчет сооружений. — 2009. — № 2. — С. 2–5.
9. ТУ 112-235-39124899-2005. Профили стальные гнутые арочные с трапециевидными гофрами / СибНИИСтрой. — Новосибирск, 2005. — 18 с.
10. СНИП 2.01.07-85\*. Нагрузки и воздействия / Госстрой России. — М. : ГУП Госстроя России, 2003. — 67 с.
11. ЛИРА 9.4. Примеры расчета и проектирования : учебное пособие / В. Е. Боговис [и др.]. — Киев : Факт, 2008. — 280 с.

**МАКЕЕВ Сергей Александрович**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Строительные конструкции».

**КУЗЬМИН Дмитрий Андреевич**, аспирант кафедры «Строительные конструкции».

Адрес для переписки: e-mail: [dmitri.dmi.28@gmail.com](mailto:dmitri.dmi.28@gmail.com)

Статья поступила в редакцию 07.06.2011 г.

© С. А. Макеев, Д. А. Кузьмин

УДК 539.3

**Е. Г. ХОЛКИН**  
**З. Н. СОКОЛОВСКИЙ**

Омский государственный  
технический университет

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕСТНОЙ ПОТЕРИ УСТОЙЧИВОСТИ ТОНКОСТЕННЫХ ТРАПЕЦИЕВИДНЫХ ПРОФИЛЕЙ

В статье приводятся методика и результаты экспериментальных исследований местной потери устойчивости сжатых тонкостенных трапециевидных профилей. Показана адекватность предложенной авторами инженерной методики расчета критических напряжений местной потери устойчивости в пластинчатых элементах профиля. Проведена экспериментальная оценка степени редуцирования и даны рекомендации для расчета несущей способности профиля с учетом редуцирования.

**Ключевые слова:** тонкостенный трапециевидный профиль, редуцирование, местная потеря устойчивости, допустимые напряжения.

В несущих конструкциях из профнастила с трапециевидной формой гофра при рабочих нагрузках возникают значительные сжимающие усилия. Это может приводить к местной потере устойчивости некоторых пластинчатых элементов, составляющих профиль. Элемент, потерявший местную устойчивость, частично перестает воспринимать нагрузку, и усилия в элементах профиля перераспределяются. СНиП II - 23 — 81 «Стальные конструкции» [1] допускает возникновение местной потери устойчиво-

сти отдельных элементов тонкостенной конструкции. При этом требуется дополнительный расчет конструкции с учетом редуцирования — частичного исключения из восприятия нагрузки элементов сечения, потерявших местную устойчивость. Данных о степени редуцирования пластинчатых элементов трапециевидного профиля не приводится.

Авторами в [2, 3] при некоторых упрощениях разработана инженерная методика расчета критических напряжений местной потери устойчивости пла-



Рис. 1. Образец для испытаний

стинчатых элементов профиля. Задача решалась в упругой постановке и не предусматривала определения степени редуцирования.

В работе рассматриваются методика и результаты экспериментальных исследований для проверки адекватности инженерной методики [2, 3] и оценке степени редуцирования.

Эксперименты проводились на образцах из стандартного профиля С21-1000.

Чтобы избежать эффекта свободного бокового края и определить критическое напряжение в самом широком пластинчатом элементе, в экспериментах вместо целого листа профиля использовались специальные образцы. Они представляли собой одиночные фрагменты профилированных листов, объединенные в замкнутое симметричное шестиугольное сечение (рис. 1). Форма и толщина профиля подбирались таким образом, чтобы местная потеря устойчивости происходила в упругой области. Было изготовлено 20 образцов длиной 300 мм из профиля толщиной 0,5 мм. Торцевые кромки обрабатывали, чтобы получить параллельные поверхности. Материал образцов — сталь 08Ю. Механические характеристики материала определялись испытаниями на растяжение. Экспериментальные исследования на чистое сжатие проводились на машине ГРМ-1.

В инженерных расчетах используется шарнирное опирание торцевых краев и произвольное закрепление боковых. Поэтому в экспериментах обеспечивалось шарнирное закрепление образцов по торцам путем их опирания на свинцовые пластины толщиной 8 мм. В этом случае практически исключался изгибающий момент на торцах, сохранялась прямолинейность и равномерное распределение сжимающего усилия. Свинцовые пластины, в свою очередь, опирались на жесткие стальные пластины толщиной 10 мм, которым передавалось сжимающее усилие через сферическую опору. Центр давления совпадал с центром тяжести сечения образца. Для контроля формы волнообразования и определения момента потери местной устойчивости измерялись перемещения отдельных точек поверхности профиля из ее плоскости. Схема измерения процесса волнообразования при испытаниях на сжатие показана на рис. 2. Перемещение измеряли индикатором часового типа ИЧ-10 (1), закрепленным на специальной подвижной платфор-

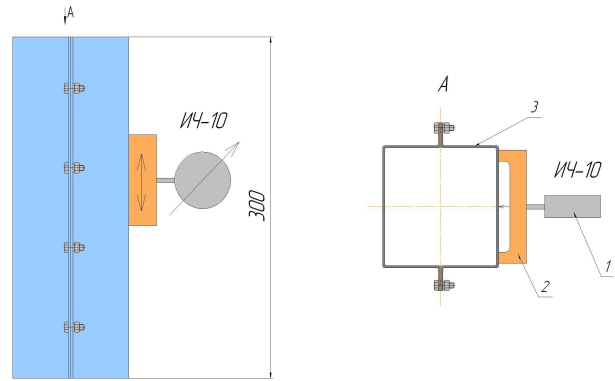


Рис. 2. Схема измерения волнообразования

ме (2), которая перемещалась по поверхности образца (3) в продольном направлении.

Перед экспериментом образцы профиля проверялись на начальное отклонение формы  $w_0$ , которое не должно было превышать 0,1 от толщины профиля. Затем отобранные образцы подвергались нагружению. Сжимающая нагрузка прикладывалась к образцу с шагом 0,1 кН, при этом измерялся максимальный прогиб пластинчатого элемента профиля  $w_{max}$  на каждом шаге нагружения. Полученные данные заносились в таблицу. В процессе нагружения по мере увеличения нагрузки волны постепенно нарастали. Максимальный прогиб наблюдался в центре волны. Критическую нагрузку определяли методом, аналогичным теоретическому методу «неидеальностей».

По мере увеличения сжимающей нагрузки нормальные напряжения в образце и относительные перемещения (прогибы) увеличиваются по линейному закону. При приближении нагрузки к критическому значению относительные перемещения растут не линейно и практически стремятся к бесконечности. В расчетах, на базе которых строилась инженерная методика, за критическую принималась нагрузка, при которой максимальный прогиб пластинчатого элемента  $w_{max}$  превышал начальный прогиб  $w_0$  в 100 раз. При этом элемент, потерявший местную устойчивость, существенно уменьшает продольную жесткость, и сжимающее усилие на устойчивые элементы увеличивается.

Усилия и деформации определялись методом тензометрии. Использовались тензорезисторы типа ПКБ-200.

Образец, на поверхности которого наклеены тензорезисторы в продольном направлении вблизи цилиндрических, более жестких участков показан на рис. 3. Тензорезисторы во время испытаний работали в пределах закона Гука. Всего на поверхности образца было наклеено 9 тензорезисторов (рис. 3). Для измерения деформаций применялся измеритель деформаций ИДЦ-1. Электрическая схема включения тензорезисторов представлена на рис. 4.

Результаты измерений для тензорезисторов в зоне волнообразования представлялись в виде диаграмм «напряжение — усилие» (рис. 5). На диаграммах выделялись характерные участки: прямая  $OA$  соответствует устойчивому состоянию, линия  $AB$  соответствует процессу волнообразования (местной потере устойчивости широкой полки), прямая  $BC$  соответствует новому устойчивому положению после возникновения местной потери устойчивости и редуцирования.

Критическое напряжение местной потери устойчивости определяли по формуле

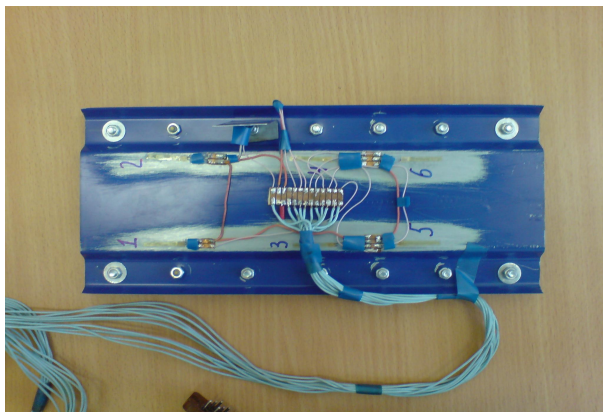


Рис. 3. Образец с тензорезисторами

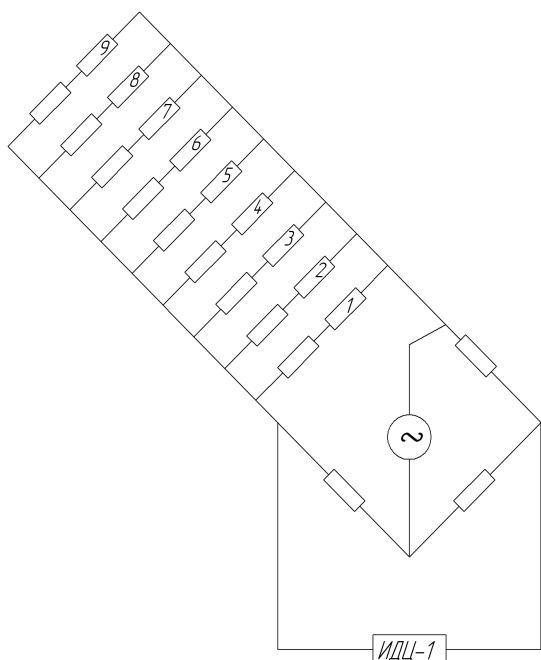


Рис. 4. Электрическая схема включения тензорезисторов

$$\sigma_{\text{эксп}} = \frac{P}{F}, \quad (1)$$

где  $P$  – сжимающая сила в точке  $A$ ,  $F$  – площадь поперечного сечения образца.

В расчет брались результаты испытаний, в которых один из тензорезисторов находился вблизи от центра полуолны.

Результаты исследований по определению критических напряжений представлены в табл. 1.

Критические напряжения, полученные экспериментальным путем, хорошо совпадают с результатами, полученными в ANSYS ( $\sigma_{\text{МКЭ}}$ ), и критическими напряжениями, вычисленными по инженерной методике ( $\sigma_{\text{теор}}$ ) [2]. Отклонение результатов экспериментов от расчетных значений составило менее  $\pm 5\%$ .

Степень редуцирования сечения определялась по следующему алгоритму. По диаграмме в момент нового устойчивого положения (точка  $B$  рис. 5.) определялась редуцированная площадь

$$F_{\text{ред}} = \frac{P_1}{\sigma_1}, \quad (2)$$

где  $\sigma_1$  – напряжение на момент нового устойчивого положения.

Таблица 1

Результаты экспериментов

| Сжатие (профиль С21-1000 ГОСТ 24045-94) |                              |                              |                             |
|---|------------------------------|------------------------------|-----------------------------|
| № образца                               | $\sigma_{\text{эксп}}$ , МПа | $\sigma_{\text{теор}}$ , МПа | $\sigma_{\text{МКЭ}}$ , МПа |
| 1                                       | 61,4                         | 61,49                        | 61,3                        |
| 2                                       | 59,4                         |                              |                             |
| 3                                       | 57,8                         |                              |                             |
| 4                                       | 60,1                         |                              |                             |
| 5                                       | 56,7                         |                              |                             |
| 6                                       | 58,9                         |                              |                             |
| 7                                       | 59,9                         |                              |                             |
| 8                                       | 60,7                         |                              |                             |
| 9                                       | 57,1                         |                              |                             |
| 10                                      | 58,6                         |                              |                             |
| 11                                      | 59,5                         |                              |                             |
| 12                                      | 59,3                         |                              |                             |
| 13                                      | 58,6                         |                              |                             |
| 14                                      | 57,8                         |                              |                             |
| 15                                      | 59,6                         |                              |                             |
| 16                                      | 59,4                         |                              |                             |
| 17                                      | 60,2                         |                              |                             |
| 18                                      | 60,1                         |                              |                             |
| 19                                      | 59,7                         |                              |                             |
| 20                                      | 59,8                         |                              |                             |

Вычислялось отношение начального и редуцированного значения площади образца

$$\gamma = \frac{F}{F_{\text{ред}}}. \quad (3)$$

Определялся коэффициент редуцирования полки после местной потери устойчивости, как отношение несущей площади полки после местной потери устойчивости к исходной площади

$$K_{\text{ред}} = \frac{F_{\text{ред}} - (F - 2bt)}{2bt},$$

где  $t$  – толщина профиля;  $b$  – ширина полки.

После преобразования с учетом (3) получили

$$K_{\text{ред}} = 1 - \frac{F(\gamma - 1)}{2\gamma bt}. \quad (4)$$

После обработки диаграмм, полученных по результатам тензометрии, определялись значения коэффициентов редуцирования в местах расположения тензорезисторов 1...6. Анализ полученных результатов показал, что редуцирование в профиле происходит не равномерно. Максимального значения редуцирование достигает в центре полуолны, по которой происходит выпучивание пластинчатого элемента. Коэффициент редуцирования минимален вблизи центра выпучивания и составил в среднем  $K_{\text{ред}} \approx 0,04$ . Зона редуцирования по длине профиля примерно ра-

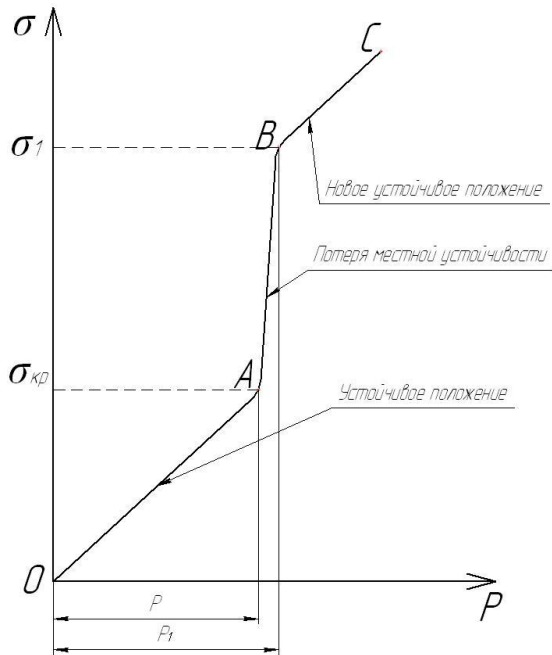


Рис. 5. Диаграмма «напряжение – усилие»

вна ширине полки. Идентифицировать закон изменения  $K_{рег}$  вдоль зоны выпучивания профиля не удалось.

В результате проведенных экспериментов с некоторым запасом можно рекомендовать следующий порядок расчета несущей способности профиля с учетом редуцирования вследствие местной потери устойчивости одного или нескольких пластинчатых элементов.

— по инженерной методике [2] вычисляются критические напряжения местной потери устойчивости пластинчатых элементов  $\sigma_i$ .

— для элемента (элементов) с минимальным значением  $\sigma_i$  принимается  $K_{рег} = 0$  и исключаются их участки длиной  $b$ , из расчета.

— для редуцированного, таким образом, профиля вычисляются новые (редуцированные) геометриче-

ские характеристики и проводится расчет на прочность. В этом случае возможны варианты:

1. Если значения  $\sigma_i$  в оставшихся пластинчатых элементах не превышают действующие напряжения сжатия, которые в свою очередь не превышают допускаемые напряжения, местная потеря устойчивости не опасна.

2. Если значения  $\sigma_i$  в некоторых оставшихся пластинчатых элементах превышают действующие напряжения сжатия, которые в свою очередь не превышают допускаемые напряжения, то необходимо продолжить редуцирование профиля.

3. Если значения  $\sigma_i$  в оставшихся пластинчатых элементах не превышают действующие напряжения сжатия, которые в свою очередь, превышают допускаемые напряжения, то местная потеря устойчивости опасна и не допустима.

#### Библиографический список

1. СНиП II – 23 – 81\* «Стальные конструкции». – М. : Стройиздат, 1990. – 134 с.
2. Холкин, Е. Г. Исследование местной устойчивости тонкостенных трапециевидных профилей при продольно-поперечном изгибе [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 01.02.06 : защищена 30.09.10 : утв. 21.01.11 / Холкин Евгений Геннадьевич. – Омск, 2010. – 118 с.
3. Холкин, Е. Г. Инженерная методика оценки критических напряжений в пластинах трапециевидного тонкостенного профиля / Е. Г. Холкин, З. Н. Соколовский // Омский научный вестник. Серия: Приборы, машины и технологии. – 2009. – № 1 (77). – С. 92–96.

**ХОЛКИН Евгений Геннадьевич**, ассистент кафедры «Сопротивление материалов».

**СОКОЛОВСКИЙ Зиновий Наумович**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Сопротивление материалов».

Адрес для переписки: e-mail: holkin555@mail.ru

Статья поступила в редакцию 29.07.2011 г.

© Е. Г. Холкин, З. Н. Соколовский

## Книжная полка

**Инструмент для высокопроизводительного и экологически чистого резания / Г. В. Боровский [и др.]. – М. : Машиностроение, 2010. – 480 с. – ISBN 978-5-94275-571-1.**

Представлены результаты исследований эффективности применения новых инструментальных материалов (твердые сплавы и быстрорежущие стали, керамические материалы, сверхтвердые материалы) и износостойких покрытий для высокоскоростного резания. Приведены различные конструкции режущего инструмента для обработки тел вращения, плоскостей и отверстий, способствующие эффективному использованию режущего инструмента. В связи с ужесточением экологических требований к смазочно-охлаждающим технологическим средствам рекомендованы альтернативные способы улучшения условий в зоне стружкообразования. Для конструкторов инструмента, технологов. Может быть полезна студентам вузов.

**Стерин, И. С. Токарь-универсал : учеб. пособие для СПО / И. С. Стерин. – М. : Дрофа, 2010. – 551 с. – Гриф Экспертного совета по профобразованию МО РФ. – ISBN 978-5-358-00770-3.**

В учебном пособии изложены основные сведения о специфике работы токаря. Содержание книги полностью соответствует Государственному общеобразовательному стандарту по профессии токарь-универсал. Даны сведения из истории токарного дела, представлены все виды обработки на токарных станках. Рассмотрены понятия шероховатости поверхности, точности обработки и проверки геометрической точности станка. Для учащихся системы начального профессионального образования; будет полезно для студентов колледжей и рабочих машиностроительных специальностей.

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОАПРЯЖЕННОСТИ ЦИЛИНДРА ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОГО ГИБРИДА ОБЪЕМНОГО ДЕЙСТВИЯ

**В статье рассматриваются конструкция стенда и результаты экспериментальных исследований теплонапряженности цилиндра гидропневматической гибридной машины объемного действия — насос-компрессора на стационарных режимах работы. Показано типичное распределение температур вдоль образующей цилиндра и снижение его теплонапряженности по сравнению с обычными компрессорными машинами.**

**Ключевые слова:** поршневой насос-компрессор, теплонапряженность.

Экспериментальные исследования теплонапряженности машин объемного действия обычно являются непременным условием подготовки к параметрическому анализу их характеристик, т.к. математическое моделирование температур сложных термомеханических устройств чрезвычайно затруднено и экономически нецелесообразно. Гораздо более надежные и точные результаты дает эксперимент, особенно если удастся приблизить конструкцию испытываемого образца к реальному объекту. Вышесказанное тем более относится к такому объекту техники, как поршневой насос-компрессор, применение которого в промышленности на настоящее время неизвестно.

Для проведения экспериментов был спроектирован и изготовлен вертикальный поршневой насос-компрессор с кривошипно-шатунным крейцкопфным приводом, цилиндропоршневая группа которого показана на рис. 1.

Агрегат приводился от электродвигателя через клиноременную передачу и обеспечивал частоту вращения 370, 470 и 560 мин<sup>-1</sup>.

В качестве нагнетательных клапанов компрессорной полости используются два тарельчатых клапана грибовидного типа с проходным сечением диаметром 6 мм и высотой подъема запорного элемента до ограничителя подъема 1 мм. Жесткость пружины — 4 г/мм, величина предварительного натяга — 2 мм, масса запорного органа — 0,8 г. В качестве всасывающих клапанов используются два тарельчатых клапана с плоской тарелкой и упругой вставкой на поверхности седла из жесткого эластомера. Диаметр проходного отверстия в седле 8 мм, высота подъема до ограничителя регулируемая, установлена 1,2 мм. Жесткость пружины 8 г/мм, величина предварительного натяжения 2 мм, масса запорного органа — 2,1 г. В качестве клапанов для насосной полости используются серийные жидкостные обратные

клапаны серии 191 с проходным сечением 1/2" и пластиковым запорным органом с конической формы тарелки. Диаметр проходного отверстия в седле 12 мм, жесткость пружины 4 г/мм, величина предварительного натяжения 3 мм, масса пластикового запорного органа 1,4 г, его ход до ограничителя подъема 4 мм.

Цилиндр 9 изготовлен из дюралюминиевого сплава В-95 и покрыт изнутри твердо анодированным слоем. Номинальный диаметр 40 мм, длина 120 мм.

Гильза 12 поршня изготовлена из закаленной до НRc = 35–40 стали 45. Фактический радиальный зазор между наружной поверхностью гильзы и внутренним диаметром поршня равен 21,4 мкм, рабочая длина гильзы поршня — 60 мм.

Шаровая пята 10 предназначена для передачи поршню возвратно-поступательного движения и компенсации погрешности совпадения осей крейцкопфа и цилиндра, которые возникают при изготовлении и сборке.

На рис. 2 изображена пневмогидравлическая схема стенда для исследования насос-компрессора.

Всасываемый воздух очищается в фильтре 15, попадает в компрессорную полость 16, сжимается там и попадает в ресивер 10, где его пульсации сглаживаются и из него выделяются притечки, попавшие в воздух через щель между поршнем и цилиндром, которые впоследствии стравливаются через кран 23 в мерную емкость 24. Далее воздух через регулятор давления попадает в газовый счетчик 7, после которого уходит в атмосферу.

Рабочая жидкость из мерной емкости 21 всасывается в насосную полость 19 через клапан 20. Далее жидкость сжимается и через клапан 22 попадает в ресивер 4, где она сжимает воздушный колпак 5, гасящий ее колебания. Затем жидкость через регулятор давления 2 попадает в мерную емкость 1, с помощью



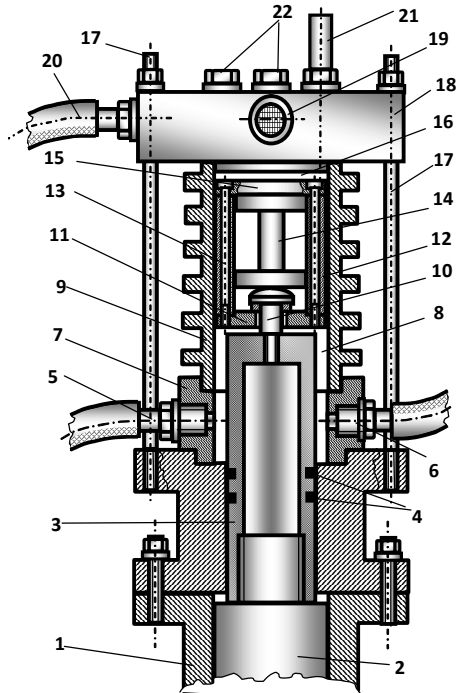


Рис. 1. Конструктивная схема цилиндропоршневой группы модельного образца насос-компрессора при положении поршня близком к верхней мертвой точке:  
 1 – направляющая крейцкопфа, 2 – крейцкопф, 3 – шток, 4 – уплотнение штока, 5 – нагнетательный жидкостный клапан, 6 – всасывающий жидкостный клапан, 7 – клапанная проставка, 8 – насосная полость, 9 – цилиндр, 10 – шаровая пята, 11 – нижняя опора поршня, 12 – гильза поршня, 13 – стяжные болты, 14 – распорка, 15 – крышка поршня, 16 – компрессорная полость, 17 – стяжные шпильки, 18 – клапанная крышка, 19 – всасывающий газовый фильтр, 20 – нагнетательный газовый патрубок, 21 – датчик давления, 22 – заглушки

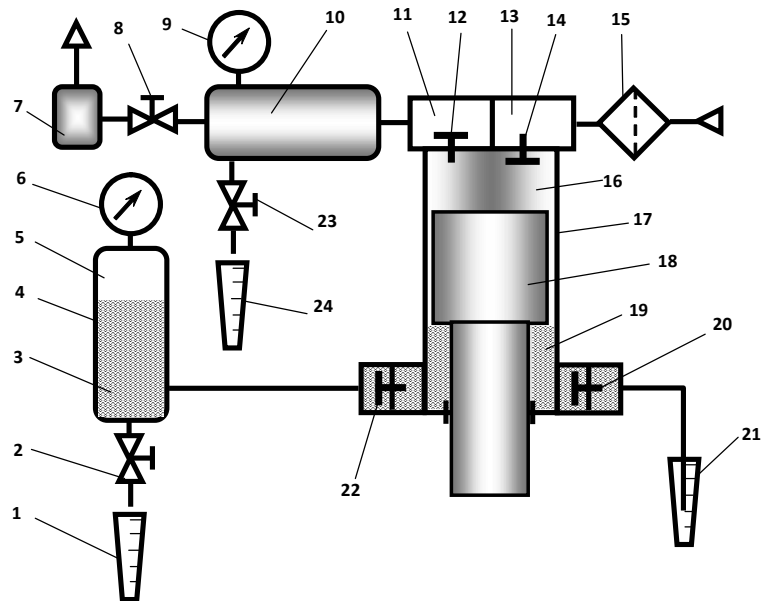


Рис. 2. Пневмогидравлическая схема стенда для исследования насос-компрессора:  
 1 – мерная емкость (производительность насоса), 2 – регулятор давления насосной полости, 3 – нагнетаемая жидкость, 4 – ресивер, 5 – воздушный колпак, 6 – манометр, 7 – газовый счетчик типа СГК-4, 8 – регулятор давления воздуха, 9 – манометр, 10 – ресивер, 11 – полость нагнетания, 12 – нагнетательный клапан, 13 – полость всасывания, 14 – всасывающий клапан, 15 – воздушный фильтр, 16 – компрессорная полость, 17 – цилиндр, 18 – поршень, 19 – насосная полость, 20 – всасывающий клапан, 21 – мерная емкость (общий расход насоса) 22 – нагнетательный клапан, 23 – кран слива притечек жидкости, 24 – мерная емкость (объем притечек в компрессорную полость)

которой измеряется действительная производительность насосной полости.

Для измерения температур стенок были приобретены термисторы B57861 S 103-F40 типа NTC (с отрицательным ТКС) с номинальным сопротивлением

10 кОм. Они представляют собой остекленные шарики диаметром 2 мм с двумя выводами. На рис. 3 показана заделка термистора в стенку цилиндра. Аналогично производилась заделка термистора в корпус клапанной крышки.

Таблица 1

Теплонапряженность цилиндра.  
Частота вращения  $n = 370 \text{ мин}^{-1}$

| № опыта | $P_{\text{изб.к}}$ (бар) | $P_{\text{изб.п}}$ (бар) | $t_6$ °C | $t_5$ °C | $t_4$ °C | $t_3$ °C | $t_2$ °C | $t_1$ °C |
|---------|--------------------------|--------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 1       | 1                        | 1                        | 59,97    | 48,21    | 43,85    | 39,41    | 35,51    | 30,92    |
| 2       | 2                        | 1                        | 63,52    | 62,62    | 58,75    | 53,51    | 48,38    | 43,51    |
| 3       | 3                        | 1                        | 70,25    | 63,66    | 61,1     | 58,1     | 50,61    | 48,13    |

Таблица 2

Теплонапряженность цилиндра.  
Частота вращения  $n = 470 \text{ мин}^{-1}$

| № опыта | $P_{\text{изб.к}}$ (бар) | $P_{\text{изб.п}}$ (бар) | $t_6$ °C | $t_5$ °C | $t_4$ °C | $t_3$ °C | $t_2$ °C | $t_1$ °C |
|---------|--------------------------|--------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 1       | 1                        | 1                        | 74,41    | 71,15    | 67,38    | 63,56    | 60,05    | 56,57    |
| 2       | 2                        | 1                        | 85,12    | 82,99    | 79,55    | 75,37    | 71,18    | 65,51    |
| 3       | 3                        | 1                        | 93,37    | 94,84    | 94,3     | 91,75    | 88,89    | 85,65    |

Таблица 3

Теплонапряженность цилиндра.  
Частота вращения  $n=560 \text{ мин}^{-1}$

| № опыта | $P_{\text{изб.к}}$ (бар) | $P_{\text{изб.п}}$ (бар) | $t_6$ °C | $t_5$ °C | $t_4$ °C | $t_3$ °C | $t_2$ °C | $t_1$ °C |
|---------|--------------------------|--------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 1       | 1                        | 1                        | 71,25    | 66,62    | 61,25    | 56,54    | 51,45    | 46,62    |
| 2       | 2                        | 1                        | 92,75    | 92,36    | 90,78    | 87,42    | 84,29    | 80,69    |
| 3       | 3                        | 1                        | 98,5     | 99,11    | 98,57    | 96,61    | 94,86    | 92,49    |

Тарировка термисторов (всего было использовано 6 шт. — пять для заделки вдоль образующей цилиндра и один — в клапанную коробку) производилась после их заделки в дюралюминиевые трубки, как показано на рис. 3, в потоке воздуха, температура которого изменялась нагревом в бытовом обогревателе. Истинная температура потока воздуха измерялась ртутным термометром с ценой деления 0,5 К. Температура регулировалась мощностью нагревателя и дистанцией, на которой он был установлен относительно датчиков. Диапазон составил 100 К с шагом 10 К (от 20 °C до 120°С). Измерение сопротивления термисторов производилось мультиметром типа U1253B с точностью 0,1 Ом через низкоомный переключатель, суммарное сопротивление контактов которого и подводных проводников составляло менее 0,1 Ом.

На каждом исследуемом режиме работы проводилось последовательное измерение сопротивлений датчиков температуры не ранее момента, когда в течение 5–6 минут сопротивление любого из датчиков практически переставало изменяться, т.е. его изменение в этом промежутке времени составляло менее 0,1 Ом. Практически выход на установившийся тепловой режим длился в зависимости от подводимой к насос-компрессору мощности (определяется частотой вращения и давлением нагнетания) от 35 мин до полутора часов.

С целью выяснения влияния параметров насос-компрессора на температуру стенок цилиндра был

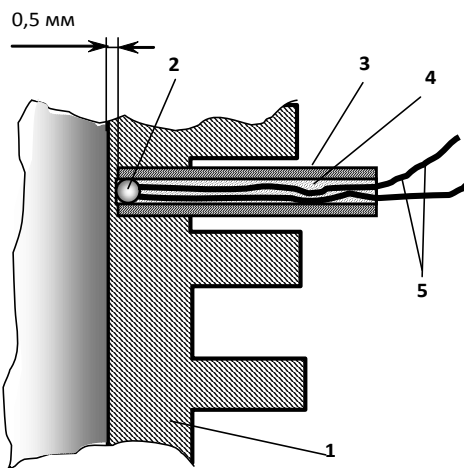


Рис. 3. Схема монтажа термистора в стенке цилиндра: 1 – цилиндр, 2 – чувствительный элемент (термистор), 3 – дюралюминиевая втулка, 4 – эпоксидная смола с наполнителем – медным порошком, 5 – электрические выводы

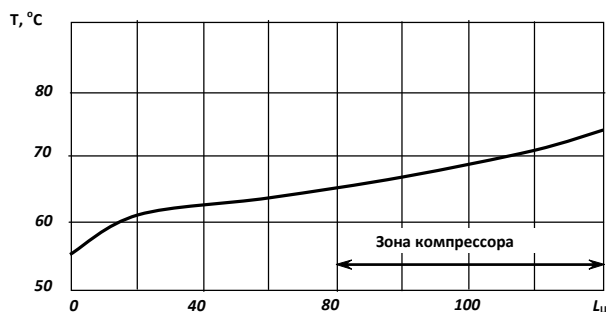


Рис. 4. Типичное распределение температуры вдоль стенки цилиндра при работе насос-компрессора,  $L_{\text{ц}}$  – общая длина цилиндра снизу вверх в направлении клапанной крышки

проведен полнофакторный эксперимент, включающий все возможные сочетания частоты вращения коленчатого вала и давления нагнетания компрессорной полости (от 2,0 до 6,0 бар с дискретностью 1 бар) при постоянном давлении всасывания 1,0 бар.

На начальном этапе были проведены эксперименты при минимальном давлении нагнетания насосной полости и при максимальном давлении нагнетания компрессорной полости и наоборот. Это было сделано для выяснения влияния давления насосной полости на температуру стенок цилиндра в зоне насосной полости. Оказалось, что давление насосной полости слабо влияет на температуру в этой зоне, разность составила менее 10 К, что и позволило сосредоточить исследования на теплонапряженности компрессорной полости при постоянном давлении нагнетания насоса 1 бар и таком же давлении всасывания компрессорной полости.

На рис. 4 изображено типичное распределение температуры вдоль образующей цилиндра, а полные результаты экспериментов отражены в таблицах 1, 2 и 3. В этих таблицах представлены результаты измерения температуры цилиндра в различных точках при разных частотах вращения вала и при различных давлениях в компрессорной полости ( $P_{\text{изб.к}}$ ). Обозначения -  $t_6$  — температура клапанной плиты компрессорной полости.  $t_5$  — температура цилиндра вблизи клапанной плиты компрессорной полости на расстоянии 10 мм от неё.  $t_4 \dots t_1$  —

температуры цилиндра в равноудалённых друг от друга на 20 мм точках.

На основании полученных экспериментальных данных получена зависимость средней температуры цилиндра  $t_{cp}$  в виде полинома

$$t_{cp} = 31,256 + 22,75\varepsilon - 3,56\varepsilon^2 - 0,167n + 3,966 \cdot 10^{-4}n^2,$$

где  $\varepsilon$  — отношение давления нагнетания к давлению всасывания компрессорной полости,  $n$  — частота вращения коленчатого вала.

Проведённый анализ полученной зависимости выявил максимальную погрешность в 8 К, что составляет примерно 7%, из чего можно сделать вывод о том, что полученное уравнение может быть использовано при параметрическом анализе характеристик насос-компрессора.

Кроме того, полученные значения теплонапряженности цилиндропоршневой группы исследуемой машины сравнивались с аналогичными характеристиками поршневого компрессора с газостатическим центрированием поршня, имеющим примерно такие же геометрические характеристики, и в котором отсутствуют элементы трения в цилиндропоршневой группе, которые способствуют увеличению температуры цилиндра [1].

Установлено, что исследуемый насос-компрессор имеет заметно более низкие (от 5–7 К при работе на низких давлениях и частоте вращения, и до 7–15 К при высоких частоте и давлениях нагнетания в ступени) температуры цилиндра, что должно поло-

жительно сказаться на экономичности компрессорной полости рассматриваемой машины.

#### Библиографический список

1. Болштянский, А. П. Компрессоры с газостатическим центрированием поршня / А. П. Болштянский, В. Д. Белый, С. Э. Дорошевич. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2002. — 406 с.

**ЩЕРБА Виктор Евгеньевич**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор, заведующий кафедрой гидромеханики и транспортных машин.

**НЕСТЕРЕНКО Григорий Анатольевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры гидромеханики и транспортных машин.

**НОСОВ Евгений Юрьевич**, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры гидромеханики и транспортных машин.

**ПАВЛЮЧЕНКО Евгений Александрович**, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры гидромеханики и транспортных машин.

**ЛЫСЕНКО Евгений Алексеевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры гидромеханики и транспортных машин.

**ВИНИЧЕНКО Василий Сергеевич**, ассистент кафедры гидромеханики и транспортных машин.

Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 16.08.2011 г.

© В. Е. Щерба, Г. А. Нестеренко, Е. Ю. Носов,

Е. А. Павлюченко, Е. А. Лысенко, В. С. Виниченко

УДК 621.512: 621.651

**В. Е. ЩЕРБА  
Г. А. НЕСТЕРЕНКО  
Е. Ю. НОСОВ  
Е. А. ПАВЛЮЧЕНКО  
Е. А. ЛЫСЕНКО  
В. С. ВИНИЧЕНКО**

Омский государственный  
технический университет

## ВЛИЯНИЕ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОРШНЕВОГО НАСОС-КОМПРЕССОРА

В статье описаны результаты численного эксперимента, проведенного на математической модели поршневого насос-компрессора. Установлено влияние основных режимных факторов на характеристики изучаемого объекта. Это позволяет проектировщику обоснованно назначать параметры привода насос-компрессора.

**Ключевые слова:** поршневой насос-компрессор, частота вращения.

Особенность работы поршневого насос-компрессора (рис. 1) состоит в том, что он одновременно работает с двумя рабочими телами — жидкостью и газом, которые обладают резко отличающимися физико-механическими свойствами, в том числе и таким параметром, как динамическая вязкость, кото-

рая в значительной степени определяет сопротивление течению рабочей среды через газораспределительные органы и через уплотнительные элементы. Этот физический параметр во многом определяет возможную и экономичную работу как насосов, так и компрессоров. Так, например, частота вращения

коленчатого вала современных поршневых компрессоров находится в пределах от 500 мин<sup>-1</sup> для крупных машин до 3000 мин<sup>-1</sup> для машин малой производительности и микрорасходных машин. Поршневые насосы имеют частоту вращения коленчатого вала от 300 до 500 мин<sup>-1</sup>.

Учитывая эту особенность, представляется целесообразным провести анализ влияния этого параметра на рабочие и интегральные характеристики компрессора и насоса в диапазоне от 300 мин<sup>-1</sup> (низкая частота для насоса) до 1200 мин<sup>-1</sup> (достаточно высокая частота для поршневого компрессора).

Для проведения численного эксперимента был использован насос-компрессор со следующими основными геометрическими параметрами:  $Sh = 45$  мм (ход поршня);  $d_p = 40$  мм (диаметр поршня);  $l_p = 60$  мм (длина поршня);  $\alpha_M = 0,05$  (относительный мертвый объем компрессорной полости),  $D_{шт} = 32$  мм (диаметр штока, определяет объем насосной полости).

Расчет параметров компрессорной полости проводился по методике, описанной в [1], при построении методики расчета насосной полости использовались результаты работ [2, 3].

Расчеты проводились при следующих основных параметрах: давление всасывания в компрессорной полости  $P_B = 10^5$  Па (1 бар); давление нагнетания в компрессорной полости  $P_H = 5 \cdot 10^5$  Па (5 бар); давление всасывания в насосной полости  $P_{BW} = 10^5$  Па (1 бар); давление нагнетания в насосной полости  $P_{HW} = 10 \cdot 10^5$  Па (10 бар); радиальный зазор в цилиндропоршневой группе  $\delta = 20$  мкм.

Численное моделирование показало следующие результаты.

В работающем на расчетных режимах насос-компрессоре вследствие предполагаемого постоянного

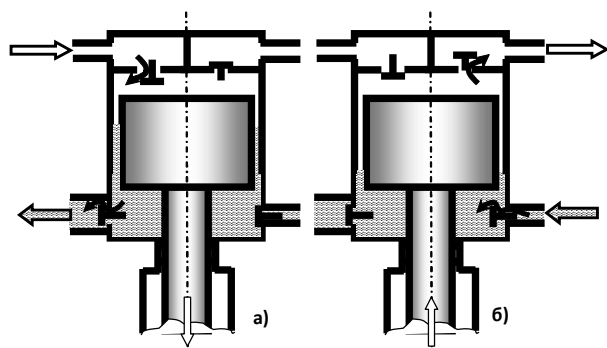


Рис. 1. Схема поршневого насос-компрессора: а – процесс всасывания в компрессорной полости и нагнетания в насосной полости; б – процесс нагнетания в компрессорной полости и всасывания в насосной полости

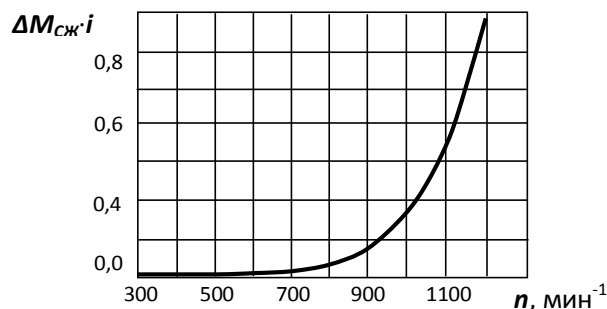


Рис. 3. Зависимость энергии газа, теряемой с утечками и перетечками в компрессорной полости в процессе сжатия, от частоты вращения коленчатого вала

наличия жидкости в зазоре между поршнем и цилиндром газ не может прорваться через поршневое уплотнение, в связи с чем утечки через это уплотнение должны быть равны нулю и не должны зависеть от частоты вращения коленчатого вала  $n$ . Это явление справедливо описывает работу насос-компрессора при  $n$  до 700 мин<sup>-1</sup> (рис. 2), когда утечки и перетечки в поршневом уплотнении ничтожны. Однако при дальнейшем увеличении  $n$  наблюдается резкий рост утечек и перетечек газа. Это обусловлено тем, что динамика работы всасывающего клапана компрессорной полости ухудшается, он начинает работать с запаздыванием, что и приводит к росту утечек и перетечек. Однако, как показывают расчеты, они происходят только через неплотности клапанов и в пределах объема щели между поршнем и цилиндром. Т.е. газ не проходит «сквозь» поршневое уплотнение. Аналогичный характер имеет кривая потеря энергии, описывающая зависимость потерь от частоты вращения коленчатого вала (рис. 3).

С уменьшением количества теплоты, отводимой от газа в процессе сжатия при увеличении  $n$ , растет значение показателя политропы  $n_{сж}$  конечных параметров процесса сжатия (рис. 4). Увеличение показателя политропы процесса сжатия не так значительно и составляет в рассматриваемом диапазоне величину 0,08 при росте  $n$  в четыре раза (с 300 до 1200 об/мин). Этот рост связан с увеличением температуры нагнетаемого газа и подводимой работы в процессе сжатия.

С увеличением  $n$  растет скорость течения жидкости в клапанах, что, согласно закону Дарси, приводит к увеличению потерь давления в процессах всасывания и нагнетания. Это обстоятельство иллюстрируется графиками на рис. 5 и 6.

С увеличением  $n$  от 300 до 1200 мин<sup>-1</sup> относительные потери давления в процессе всасывания увеличиваются от 2,52 % до 10 %, причем полученная зависимость близка к линейной. В процессе нагнетания данная зависимость имеет нелинейный характер,

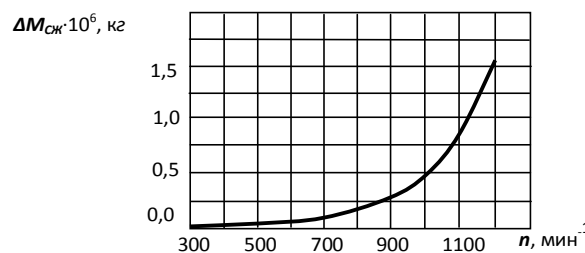


Рис. 2. Зависимость утечек и перетечек в компрессорной полости в процессе сжатия от частоты вращения коленчатого вала

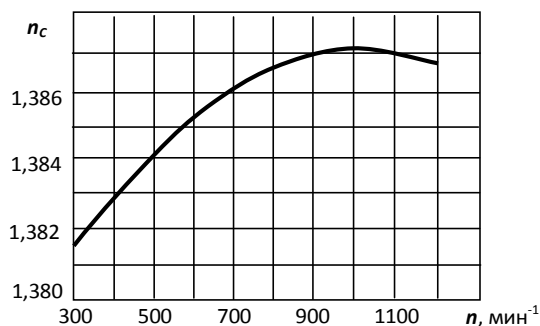


Рис. 4. Зависимость показателя политропы конечных параметров процесса сжатия в компрессорной полости от частоты вращения коленчатого вала

и относительное увеличение потерь давления составляет от 2,34 % до 4,77 %. Графики кривых относительных потерь работы в процессах всасывания и нагнетания имеют вид, аналогичный графикам относительных потерь давления в соответствующих процессах (рис. 7 и 8). Необходимо отметить, что величина потерь в клапанах в общем балансе подводимой работы невелика и не превышает 1 %.

С увеличением  $n$  уменьшается время контакта газа со стенками камеры в процессе обратного расширения, что приводит к снижению количества отводимой от газа теплоты в этом процессе и одновременно к увеличению показателя политропы конечных параметров (рис. 9). Представленная зависимость нелинейна, близка к параболической и указывает на рост показателя политропы конечных параметров в процессе обратного расширения от 1,366 до 1,44 в рассматриваемом диапазоне  $n$ . Это приводит к уменьшению количества отводимой работы в процессе сжатия (рис. 10).

С увеличением  $n$  растут утечки и перетечки сжимаемого газа, что приводит к уменьшению его массы и, следовательно, подводимой к газу работы

в процессе сжатия. С другой стороны, при этом растет работа в процессах нагнетания и всасывания, что приводит к общему увеличению подводимой работы в цикле компрессорной полости. Все это приводит к уменьшению относительной работы процесса сжатия при увеличении  $n$ , причем данная зависимость близка к параболической (рис. 11).

Представленная на рис. 12 зависимость коэффициента подачи  $\lambda$  компрессорной полости от частоты вращения коленчатого вала имеет характерный выраженный максимум, который обусловлен следующими противоречивыми причинами. При увеличении частоты вращения коленчатого вала уменьшается процесс обратного расширения ( $\lambda$  растет), увеличиваются утечки в процессе сжатия газа ( $\lambda$  снижается), уменьшаются утечки газа в процессе нагнетания ( $\lambda$  растет), происходит плохое заполнение рабочей полости цилиндра в процессе всасывания ( $\lambda$  снижается). Максимальное значение  $\lambda$  достигается при 600 – 700 об/мин и близко к величине 0,8, кривая имеет параболический вид.

Зависимости индикаторного изотермического и адиабатного КПД от частоты вращения коленчатого

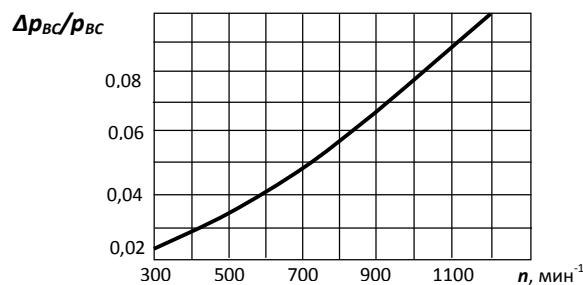


Рис. 5. Зависимость относительных потерь давления в процессе всасывания от частоты вращения коленчатого вала

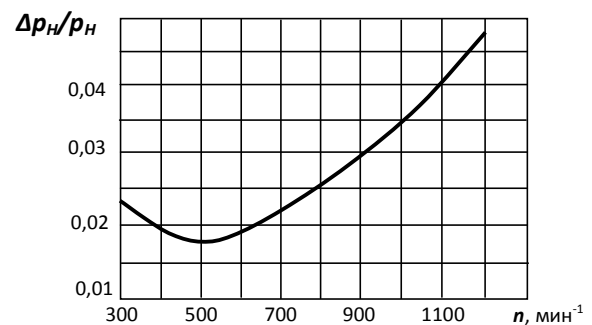


Рис. 6. Зависимость относительных потерь давления в процессе нагнетания от частоты вращения коленчатого вала

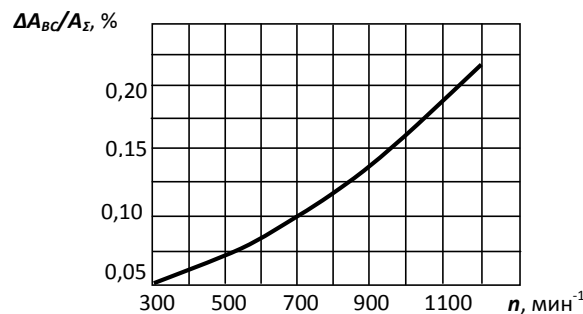


Рис. 7. Зависимость относительных потерь работы в процессе всасывания от частоты вращения коленчатого вала

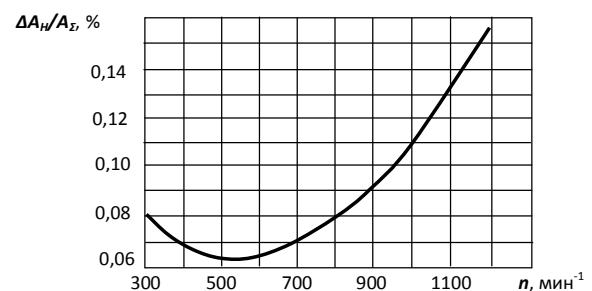


Рис. 8. Зависимость относительных потерь работы в процессе нагнетания от частоты вращения коленчатого вала

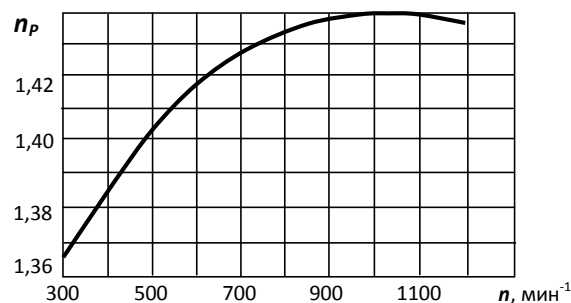


Рис. 9. Зависимость показателя политропы конечных параметров процесса обратного расширения от частоты вращения коленчатого вала

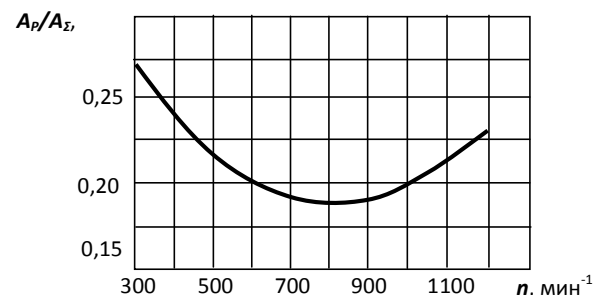


Рис. 10. Зависимость относительной работы процесса обратного расширения от частоты вращения коленчатого вала

вала представлены на рис. 13 и 14. Представленные зависимости имеют четко выраженные максимумы, которые обусловлены следующими причинами: уменьшение количества отведенной теплоты в процессе сжатия приводит к снижению  $\eta_{\text{инд}}$ , увеличение утечек и перетечек приводит к снижению  $\eta_{\text{инд}}$ , увеличение потерь работы приводит к снижению  $\eta_{\text{инд}}$ , снижение утечек в процессе нагнетания приводит к росту  $\eta_{\text{инд}}$ , уменьшение отводимой в процессе обратного расширения работы приводит к снижению  $\eta_{\text{инд}}$ .

Максимум  $\eta_{\text{инд}}$  достигается в диапазоне частот вращения коленчатого вала 500–600  $\text{мин}^{-1}$  и составляет  $\eta_{\text{ад,инд}} = 0,87$  и  $\eta_{\text{из,инд}} = 0,686$ , что весьма приемлемо для поршневых компрессоров.

С увеличением  $n$  относительные утечки жидкости в насосной полости в общем случае уменьшаются (рис. 15), что, в первую очередь, обусловлено уменьшением времени течения жидкости через неплотности рабочей полости. Однако, с другой стороны, с увеличением  $n$  происходит увеличение запаздывания посадки запорного органа всасывающего клапана,

что приводит к росту утечек жидкости через его неплотность. В связи с этим график на рис. 15 имеет четко выраженный экстремум. Увеличение  $n$  приводит к росту относительных потерь работы в процессах всасывания и нагнетания насосной полости. Представленные на рис. 16 и 17 зависимости относительных потерь работы в процессах всасывания и нагнетания имеют параболический характер, и эти потери в рассматриваемом диапазоне частот вращения изменяются более чем в 10 раз.

Зависимость объемного КПД насосной секции от частоты вращения представлена на рис. 18. Этот график имеет экстремум в диапазоне  $n$  500–600  $\text{мин}^{-1}$  и классический вид, соответствующий результатам многих исследований в области поршневых гидромашин. Наличие экстремума легко объясняется недозаполнением рабочей полости и запаздыванием работы запорных органов самодействующих клапанов при увеличении частоты вращения с одной стороны, и увеличением утечек через неплотности при уменьшении частоты вращения – с другой. Необходимо

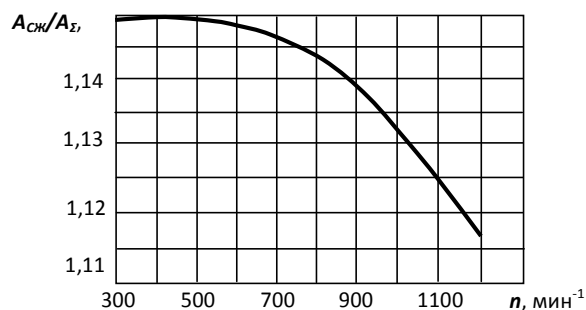


Рис. 11. Зависимость относительной работы процесса сжатия от частоты вращения коленчатого вала

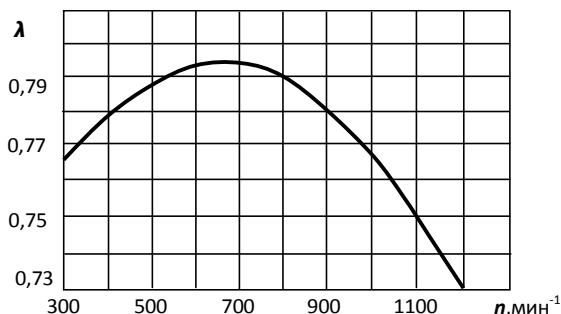


Рис. 12. Зависимость коэффициента подачи компрессорной полости от частоты вращения коленчатого вала

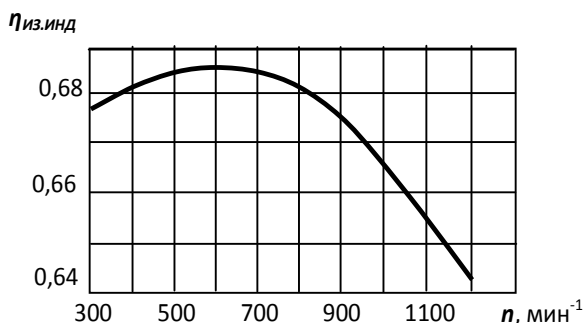


Рис. 13. Зависимость индикаторного изотермического КПД компрессорной полости от частоты вращения коленчатого вала

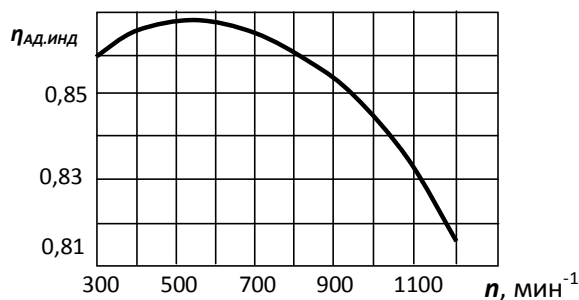


Рис. 14. Зависимость индикаторного адиабатного КПД компрессорной полости от частоты вращения коленчатого вала

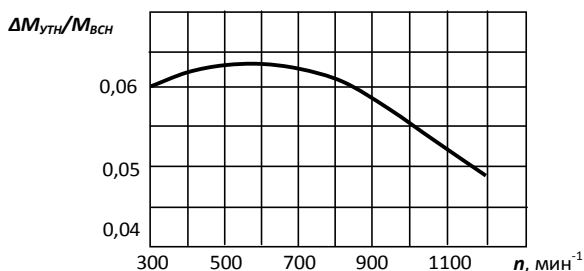


Рис. 15. Зависимость относительных утечек насосной полости от частоты вращения коленчатого вала

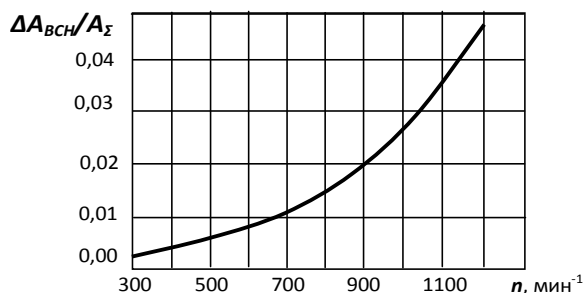


Рис. 16. Зависимость относительных потерь работы в процессе всасывания насосной полости от частоты вращения коленчатого вала

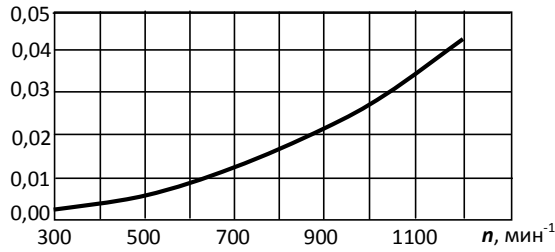
$\Delta A_{н.н}/A_{ЭН}$ 

Рис. 17. Зависимость относительных потерь работы в процессе нагнетания насосной полости от частоты вращения коленчатого вала

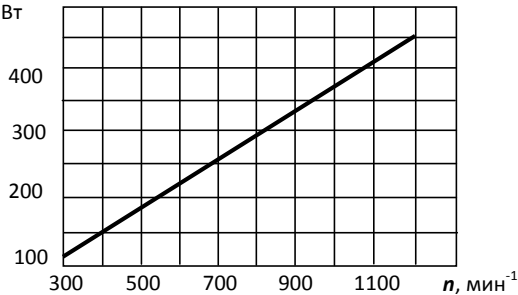
 $N_{ин.н}, Вт$ 

Рис. 19. Зависимость индикаторной мощности насосной полости от частоты вращения коленчатого вала

также отметить, что изменение объемного КПД насосной полости в рассматриваемом диапазоне частот вращения невелико и составляет около 5 %.

Индикаторная мощность насоса с ростом  $n$  увеличивается, причем эта зависимость близка к линейной (рис. 19).

Анализируя влияние частоты вращения коленчатого вала на работу насос-компрессора, необходимо отметить, что увеличение  $n$  приводит к снижению количества жидкости, поступающей через зазор в гладком щелевом поршневом уплотнении из насосной в компрессорную полость (рис. 20). Данная зависимость имеет ярко выраженный минимум в диапазоне частот 800–900 об/мин. Учитывая, что практически применяемые в технике жидкости плотнее газов в 800–1000 раз, это количество по объему незначительно, но его должно быть вполне достаточно для смазки цилиндропоршневой пары, если предполагается, что поршень может касаться стенок цилиндра.

Анализ влияния частоты вращения привода на характеристики поршневого насос-компрессора позволяют сделать следующие выводы:

1. В зазоре между поршнем и цилиндром насос-компрессора всегда присутствует нагнетаемая насосом жидкость, и ее объем, попадающий в компрессорную полость ничтожно мал. Это определяет как герметичность щелевого уплотнения поршня, так и возможность хорошей смазки и охлаждения цилиндропоршневой группы.

2. Термодинамические процессы, происходящие в компрессорной полости насос-компрессора, принципиально не отличаются от таковых в обычных поршневых компрессорах при хорошей герметичности поршневого уплотнения, что позволяет использовать опыт, накопленный в компрессоростроении, при проектировании компрессорной части исследуемого агрегата.

3. Экономичность совместной работы насосной и компрессорной полости существенно зависит от со-

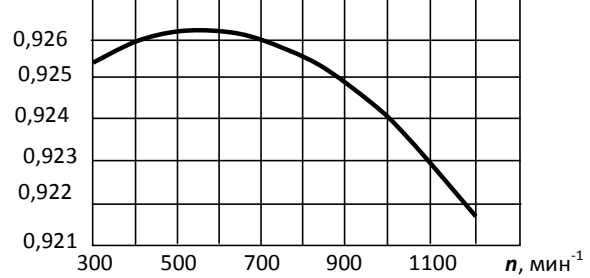
 $\eta_{об.н}$ 

Рис. 18. Зависимость объемного КПД насосной полости от частоты вращения коленчатого вала

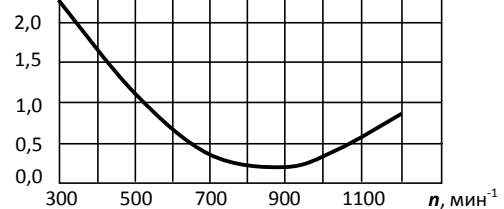
 $\Delta M_{ут.н}/M_{газа}$ 

Рис. 20. Зависимость относительного количества жидкости, поступающей в компрессорную полость в виде утечек, от частоты вращения коленчатого вала

противления и динамики работы клапанов, и существует явный оптимум по частоте вращения приводного вала, который лежит в пределах 500–700 мин<sup>-1</sup>.

#### Библиографический список

1. Щерба, В. Е. Рабочие процессы компрессоров объемного действия / В. Е. Щерба. — М.: Наука, 2008. — 319 с.
2. Щерба, В. Е. Математическое моделирование рабочих процессов насосов объемного действия / В. Е. Щерба, Д. А. Ульянов, А. В. Григорьев, В. С. Виниченко // Омский научный вестник. — Омск: Изд. ОмГТУ. — 2010. — №3(93). — С. 77–81.
3. Щерба, В. Е. Математическое моделирование рабочих процессов поршневого насос-компрессора / В. Е. Щерба, В. С. Виниченко, Д. А. Ульянов // Вакуумная наука и техника: Материалы XVII научно-технической конференции. — М.: МИЭМ, 2010. — С. 117–122.

**ЩЕРБА Виктор Евгеньевич**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор, заведующий кафедрой гидромеханики и транспортных машин.

**НЕСТЕРЕНКО Григорий Анатольевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры гидромеханики и транспортных машин.

**НОСОВ Евгений Юрьевич**, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры гидромеханики и транспортных машин.

**ПАВЛЮЧЕНКО Евгений Александрович**, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры гидромеханики и транспортных машин.

**ЛЫСЕНКО Евгений Алексеевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры гидромеханики и транспортных машин.

**ВИНИЧЕНКО Василий Сергеевич**, ассистент кафедры гидромеханики и транспортных машин.

Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 16.08.2011 г.

© В. Е. Щерба, Г. А. Нестеренко, Е. Ю. Носов, Е. А. Павлюченко, Е. А. Лысенко, В. С. Виниченко

## ПНЕВМАТИЧЕСКОЕ ВИБРОЗАЩИТНОЕ УСТРОЙСТВО С АКТИВНЫМ МАГНИТОЖИДКОСТНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ УПРУГОДЕМПФИРУЮЩИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Предложено пневматическое виброзащитное устройство с комбинированной воздушно-гидравлической системой демпфирования, обеспечивающей снижение проводимости вибрации к корпусу амортизируемого объекта, разгрузку торсионной подвески в статическом положении объекта. С целью повышения эффективности демпфирования колебаний амортизируемого объекта введено активное управление упругодемпфирующими характеристиками гидравлической части устройства при изменении состояния магнитореологической жидкости. Приведены уравнения, описывающие соотношения сил, действующих при различных условиях работы амортизируемого объекта.

**Ключевые слова:** воздушно-гидравлическая система демпфирования, магнитореологическая жидкость, статическое положение, свободные колебания.

В настоящее время на базовых отечественных машинах, как колесных, так и гусеничных, применяются как правило пассивные системы поддрессоривания, состоящие из упругих элементов и амортизаторов (гидравлических демпферов), характеристики которых не регулируются. Анализ таких подвесок показывает, что их потенциальных виброзащитных свойств недостаточно для уменьшения динамического воздействия на персонал, приборы и агрегаты [1].

Торсионная подвеска с гидравлическим демпфером гусеничных машин и гидропневматическая подвеска колесных машин, являющиеся традиционными, не решают проблему регулирования упругодемпфирующих характеристик во всем диапазоне частот и амплитуд внешнего воздействия.

В настоящее время для гашения колебаний в системах поддрессоривания транспортных и гусеничных машин используются, как правило, гидравлические демпферы. Они обладают, как известно, хорошей демпфирующей способностью, однако при ударных и сопутствующих им нестационарных вибрациях наблюдается повышенная проводимость вибрации к корпусу машины (вибропроводимость).

Таким образом, проблема повышения виброзащитных свойств пассивных систем поддрессоривания с целью снижения вибраций и ударов и увеличения средних скоростей движения является актуальной.

Попытки решения данной проблемы путем оптимизации параметров пассивных систем поддрессоривания известных структуры не обеспечивают достижения указанной цели. Поэтому для решения исследуемой проблемы необходима разработка теоретиче-

ских предпосылок повышения виброзащитных свойств подвесок, позволяющих создавать системы поддрессоривания с новыми структурными элементами и характеристиками для данного класса машин.

Одним из перспективных направлений является разработка пневматических систем поддрессоривания с комбинированной воздушно-гидравлической демпфирующей системой. Сочетание двух параллельно работающих упругодемпфирующих элементов (пневматического и гидравлического) позволяет реализовать требуемые цели и демпфирующие свойства в подвеске. Это объясняется известными преимуществами данных элементов в отдельности.

Использование пневматических амортизаторов (ПА) с резинокордными оболочками (РКО) в системах поддрессоривания колесных машин, а также в системах амортизации (СА) фортификационных сооружений стимулировало создание новых способов демпфирования колебаний амортизируемых объектов (АО), в частности, как путем управления характеристикой восстанавливающей силы ПА [2], так и путем активного магнитожидкостного управления упругодемпфирующими характеристиками [3].

Так, например, установка через рычажные системы в торсионной подвеске ПА с РКО позволяет: а) значительно снизить вибропроводимость к корпусу машины, б) полностью разгрузить торсионную подвеску в статическом положении гусеничной машины, в) автоматически регулировать высоту корпуса машины в зависимости от профиля дороги, г) управлять характеристикой восстанавливающей силы в процессе движения машины. Все эти составляющие приводят к увеличению скорости передвижения машины.



Введение активного магнитожидкостного управления упругодемпфирующими характеристиками как способа повышения эффективности демпфирования колебаний колесных и гусеничных машин на ПА является одной из основных задач настоящего исследования.

В данной работе предложена виброзащитная система, в которой демпфирование колебаний объекта осуществляется за счет перетекания магнитоореологической жидкости (МРЖ) через проходные сечения калиброванных отверстий, размещенных по периметру поршня гидроцилиндра.

На рис. 1 представлена одна из конструкций пневматического виброзащитного устройства с активным магнитожидкостным управлением упругодемпфирующих характеристик. На рис. 2 показана схема установки ПА с МЖД на балансире АО.

Пневматическое виброзащитное устройство (ПВУ) включает пневматический упругий элемент с РКО 1, дополнительный объем 2, который является гидроцилиндром. Внутри дополнительного объема 2 соосно упругому элементу установлены поршень 3 со штоком 4. Шток соединен с крышкой упругого элемента 1. В корпусе 2 установлена обмотка возбуждения 5, к которой поступают сигналы от системы управления 6. Обмотка возбуждения размещена на поверхности гидроцилиндра и закрыта кожухом. ПВУ разделено на три полости: газовую переменную полость упругого элемента (А); поршневую полость (В); штоковую полость (С). Газовая полость А отделена от полости В перегородкой 7. Полости В и С заполнены МРЖ. Шток перемещается через направляющую в перегородке 7. Цилиндр 2 и поршень 3 выполнены из магнитного материала.

Демпфирование вертикальных колебаний объекта с помощью предложенного устройства осуществляется следующим образом. Изменяя ток в обмотке электромагнита, а следовательно, и напряженность магнитного поля в зазоре между поршнем и цилиндром, можно в широких пределах изменять эффективную вязкость МРЖ.

В статическом положении ПВУ сила тяжести амортизируемого объекта уравнивается только за счет избыточного давления в полости «А», торсион разгружен

$$Mg = P_0 S_3,$$

где  $Mg$  — сила тяжести амортизированного объекта;  $P_0$  — абсолютное давление в полости «А» в статическом положении ПВУ;  $S_3$  — эффективная площадь упругого элемента.

Управляемые ПВУ, как показали предварительные исследования [2], могут наиболее полно удовлетворять требованиям СА, так как они обеспечивают регулирование упругодемпфирующих характеристик, хорошую виброзащиту, благодаря чему нет необходимости в выполнении отдельных демпфирующих устройств.

Если рассматриваемая одноступенчатая система выведена из положения равновесия, то она совершает свободные колебания. В случае свободных колебаний без демпфирования на систему действуют силы:

- инерции  $M\ddot{Z}$ ,
- тяжести  $Mg$ ,
- упругости ПВУ,  $P_0 S_3$ ,
- трения в РКО и между РКО и стаканом ПВУ.

В общем виде дифференциальное уравнение движения АО для свободных колебаний без демпфирования записывается в виде

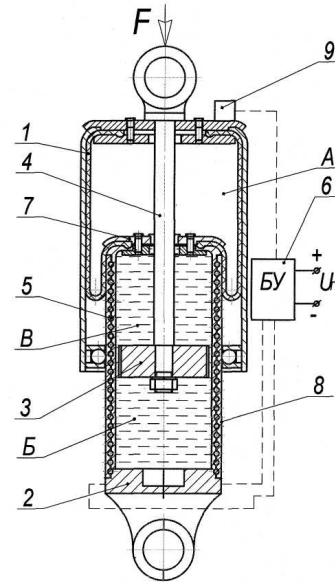


Рис. 1. Пневмоамортизатор с магнитожидкостным демпфированием

$$M\ddot{Z} = (P_1 - P_a) S_{\Sigma 1} - Mg - R_{\Sigma}(\text{sign}\dot{Z}) \quad (1)$$

Текущее значение давления  $P$  в переменном объеме ПА и объем  $P_0$  в статическом положении АО связаны между собой известным соотношением

$$P = P_0 \left( \frac{V_0}{V_0 + S_3 Z} \right)^k, \quad (2)$$

где  $V_0$  — начальный объем ПА в статическом положении.

Подставив соотношение (2) в уравнение (1), получают

$$M\ddot{Z} + P_0 S_3 \left[ \left( \frac{V_0}{V_0 + S_3 Z} \right)^k - 1 \right] - Mg + R \text{sign} \dot{Z} = 0 \quad (3)$$

В результате дифференцирования по времени соотношения (2) с учетом уравнения (1) получают

$$\begin{cases} \frac{dP}{dt} = \frac{k P S_3 \dot{Z}}{V_0 + S_3 Z}; \\ M\ddot{Z} + (P - P_a) S_3 - Mg + R \text{sign} \dot{Z} = 0. \end{cases} \quad (4)$$

При демпфировании колебаний амортизируемого объекта закон убывания амплитуды зависит от характера сил трения. Наиболее простым и вместе с тем наиболее распространенным является случай, когда сила сопротивления пропорциональна скорости колебаний, то есть  $F = k\dot{Z}$ , где  $k$  — коэффициент относительного сопротивления, который зависит не только от скорости, но и от вязкости МРС. Сила сопротивления всегда направлена против движения системы, поэтому ее можно ввести в уравнение (1) с тем же знаком.

$$M\ddot{Z} + (P - P_a) S_3 - Mg + 2h\dot{Z} \mp R \text{sign} \dot{Z} = 0 \quad (5)$$

В системах поддрессоривания колесных и гусеничных машин иногда используется случай, когда сила сопротивления пропорциональна квадрату скорости  $F = k\dot{Z}^2$ ,

$$M\ddot{Z} + (P - P_a) S_3 - Mg + 2h\dot{Z}^2 \pm R \text{sign} \dot{Z} = 0. \quad (6)$$

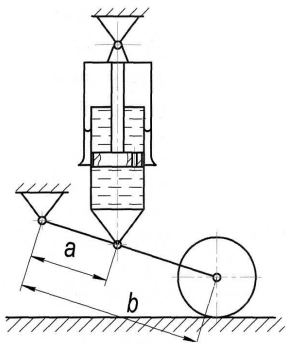


Рис. 2. Схема установки ПА с МЖД на балансирах МГМ

С учетом упругой составляющей торсиона уравнение (6) примет вид

$$M\ddot{Z} + (P - P_a)S_{\ominus} - Mg + CZ + 2h\dot{Z}^2 + R\text{sign } \dot{Z} = 0, \quad (7)$$

где  $h = \frac{k}{2m}$  — коэффициент относительного сопротивления.

В статическом положении гусеничной машины торсионная подвеска полностью разгружена упругой составляющей пневматического упругого элемента, то есть,  $C = 0$ .

При квадратичном сопротивлении амплитуда колебания уменьшается за один период на определенную величину независимо от жесткости упругого элемента и собственной частоты колебательной системы. Это свойство «частотной универсальности» квадратичного сопротивления используется на практике. Другое свойство квадратичного сопротивления, отличающего от линейного, состоит в том, что уменьшение амплитуды за период тем значительнее, чем больше ее начальная величина.

Система дифференциальных уравнений имеет вид:

$$\begin{cases} \frac{dP}{dt} = -\frac{kPS_{\ominus}\dot{Z}}{V_0 + S_{\ominus}Z}; \\ M\ddot{Z} + (P - P_a)S_{\ominus} - Mg + CZ + 2h\dot{Z}^2 + R\text{sign } \dot{Z} = 0 \end{cases} \quad (8)$$

Чтобы яснее представить характер движения в случае действия линейных сил сопротивления, необходимо отметить, что при  $h = inv$  переменный период затухания колебаний [3] отражается в соотношении

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \frac{1}{\sqrt{1 - \psi^2}}, \quad (9)$$

где  $\psi = \frac{h}{\omega}$  — относительный коэффициент затухания.

Величина  $\psi$  называется также коэффициентом апертичности в связи с тем, что при  $\psi=1$  выполняется условие  $h = \omega$ . В этом случае свободные колеба-

ния отсутствуют, и масса объекта, получив начальное отклонение, возвращается в положение равновесия. Из приведенного выше следует, что предложенная пневматическая система поддресоривания с комбинированной воздушно-гидравлической демпфирующей системой с введенным активным магнитожидкостным управлением упругодемпфирующими характеристиками при введенных упрощениях описывается известными уравнениями. Пневматический упругий элемент при активном магнитожидкостном управлении упругодемпфирующими характеристиками позволяет достичь нового эффекта в виде указанных преимуществ, а именно: значительного снижения вибропроводимости к корпусу машины, полного снятия нагрузки с торсионной подвески в статическом положении гусеничной машины, автоматического регулирования высоты корпуса машины в зависимости от профиля дороги, управления характеристикой восстанавливающей силы [4] в процессе движения машины. По крайней мере, некоторые из этих преимуществ могут быть полезны для применения, в частности, в подвижном составе метрополитена.

#### Библиографический список

1. Колмаков, В. И. Основы теории, расчета и проектирования транспортных машин / В. И. Колмаков. — Волгоград : ВПИ, 1972. — 127 с.
2. Аверьянов, Г. С. Исследование процессов и путей повышения эффективности воздушного демпфирования в пневматических амортизаторах виброзащитных систем / Г. С. Аверьянов. — Омск : Омский гос. тех. ун-т, 1999. — 115 с. — Деп. В ВИНТИ 17.06.99, № 1957 — В 99.
3. Дербаремдикер, А. Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей / А. Д. Дербаремдикер. — М. : Машиностроение, 1969. — 237 С.
4. Методика оценки допустимой скорости движения подвижного агрегата с учетом режимов разгона, замедления и торможения / С. В. Рулев [и др.] // Актуальные проблемы российской космонавтики : труды XXXII Академических чтений по космонавтике. — М. : Комиссия РАН, 2009. — С. 308–309.

**АВЕРЬЯНОВ Геннадий Сергеевич**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Авиаракетостроение».

**БЕЛЬКОВ Валентин Николаевич**, кандидат технических наук, профессор (Россия), декан факультета транспорта, нефти и газа.

**КОРЧАГИН Анатолий Борисович**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Безопасность жизнедеятельности».

**БАЛАШОВ Владимир Станиславович**, старший преподаватель кафедры «Безопасность жизнедеятельности».

Адрес для переписки: e-mail: omankor@mail.ru

Статья поступила в редакцию 11.07.2011 г.

© Г. С. Аверьянов, В. Н. Бельков, А. Б. Корчагин, В. С. Балашов

## АКТИВНАЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКАЯ СИСТЕМА ДЕМПФИРОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ АВТОМОБИЛЯ

Рассматриваются теоретические возможности демпфирования линейных и угловых колебаний автомобиля с нелинейным управлением активной гидромеханической подвеской. Дан анализ эффективности активной подвески при использовании информации от датчиков угловой скорости и линейной вертикальной скорости подрессоренной массы.

**Ключевые слова:** демпфирование, колебания, управление, гидропривод.

От характеристик колебаний автомобиля зависят показатели плавности хода, влияющие на допустимые скорости движения, сохранность перевозимого груза, утомляемость водителя и пассажиров.

В настоящее время для амортизации большинства автомобилей используются в основном пассивные методы. Анализ амплитудно-частотных характеристик автомобилей с упругодемпфирующими элементами (стандартные гидропневматические) в системе подрессорирования показывает их малую эффективность в низкочастотной области (0,5 – 3 Гц) и особенно на частоте, равной собственной частоте колебаний подрессоренной массы автомобиля.

Известно [1], что, например, активная система демпфирования угловых колебаний многоосных автомобилей эффективна в области собственных частот, т.е. низкочастотной области, и малоэффективна на сравнительно высоких частотах ( $f > 7$  Гц), но на этих частотах достаточно хорошо работает стандартная пассивная система.

Для автомобилей повышенной комфортности и проходимости используются активные подвески на базе гидропневматические элементов (подвеска Hydactive компании Citroen) или пневматических амортизационных стоек (СДС фирмы Volkswagen). Известно также, что, например, на автомобилях Mercedes-Benz устанавливается подвеска ABC (Activ Body Control), в которой использована гидромеханическая система.

Проблема улучшения ходовых качеств автомобилей различных классов за счёт применения активных подвесок достаточно актуальна.

В данной работе рассмотрена возможность построения активной системы демпфирования угловых и линейных колебаний на базе гидромеханического следящего привода. Шток силового гидроцилиндра следящего привода с пропорциональным быстродействующим сервоклапаном перемещает дополнительную пружину, создавая тем самым усилие для работы активной системы. Управляющие сигналы для работы

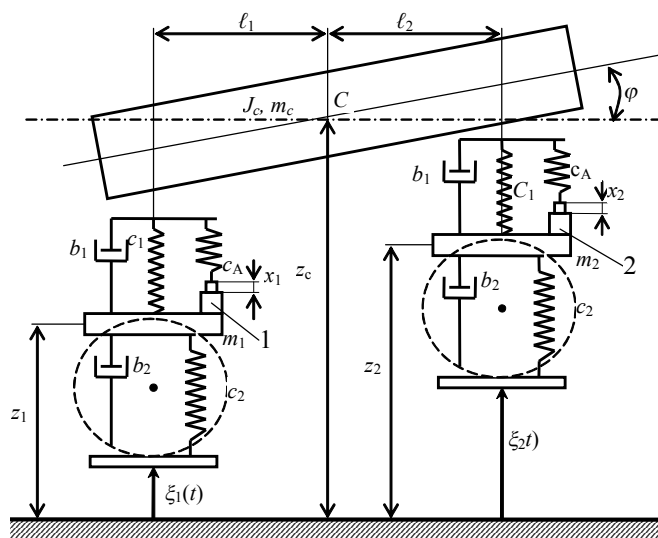


Рис. 1. Схема расчётная:  $J_c$  – момент подрессоренной массы относительно центра масс (точка C);  $m_c$  – подрессоренная масса;  $m_1, m_2$  – неподрессоренные массы;  $\xi_1(t), \xi_2(t)$  – кинематические возмущения от неровностей дороги;  $x_1(\dot{z}_c, \dot{\varphi}), x_2(\dot{z}_c, \dot{\varphi})$  – относительные перемещения штоков гидроцилиндров 1 и 2;  $c_1, c_2, c_A$  – коэффициенты жесткости пружин;  $b_1, b_2$  – коэффициенты демпфирования штатной подвески и шин соответственно;  $Z_c, \varphi$  – линейные и угловые перемещения массы  $m_c$ ;  $Z_1, Z_2$  – перемещения неподрессоренных масс

сервоклапана формируются по информации об относительном перемещении штока, угловой и линейной скорости поддрессоренной массы. При этом в качестве датчиков предполагается использовать миниатюрные, высокочувствительные и дешевые приборы, изготовленные по технологии МЭМС [2] и выдающие сигнал об изменении знака угловой скорости и линейной вертикальной скорости.

При анализе колебаний автомобиля примем плоскостную расчётную схему, а также то, что поддрессоренная масса является абсолютно твёрдым телом, имеющим продольную плоскость симметрии.

Расчётная схема для плоской задачи приведена на рис. 1.

При учёте того, что силы тяжести поддрессоренной и неподдрессоренной масс уравновешиваются силами упругости подвески и шин, и, пренебрегая силами трения в подвеске, система дифференциальных уравнений, соответствующих схеме на рис. 1, будет иметь вид:

$$\left\{ \begin{aligned} & m_c \ddot{z}_c + c[2z_c - z_1 - z_2 + \varphi(\ell_2 - \ell_1)] + \\ & + b_1[2\dot{z}_c - \dot{z}_1 - \dot{z}_2 + \dot{\varphi}(\ell_2 - \ell_1)] = \\ & = \tilde{n}_A x_1(\dot{\varphi}, \dot{z}_c) + \tilde{n}_A x_2(\dot{\varphi}, \dot{z}_c) \\ & J\ddot{\varphi} + c[\ell_1(z_c + \varphi\ell_1 - z_1) - \ell_2(z_c + \varphi\ell_2 - z_2)] + \\ & + b_1[\ell_1(\dot{z}_c + \dot{\varphi}\ell_1 - \dot{z}_1) - \ell_2(\dot{z}_c + \dot{\varphi}\ell_2 - \dot{z}_2)] = \\ & = \tilde{n}_A[\ell_1 \cdot x_1(\dot{\varphi}, \dot{z}_c) - \ell_2 \cdot x_2(\dot{\varphi}, \dot{z}_c)] \\ & m_1 \ddot{z}_1 + c_2 z_1 - c(z_c + \varphi\ell_1 - z_1) + b_2 \dot{z}_1 - \\ & - b_1(\dot{z}_c + \dot{\varphi}\ell_1 - \dot{z}_1) = \\ & = -\tilde{n}_A x_1(\dot{\varphi}, \dot{z}_c) + c_2 \xi_1 + b_2 \dot{\xi}_1 \\ & m_2 \ddot{z}_2 + c_2 z_2 - c(z_c - \varphi\ell_2 - z_2) + b_2 \dot{z}_2 - \\ & - b_1(\dot{z}_c - \dot{\varphi}\ell_2 - \dot{z}_2) = \\ & = -\tilde{n}_A x_2(\dot{\varphi}, \dot{z}_c) + c_2 \xi_2 + b_2 \dot{\xi}_2. \end{aligned} \right. \quad (1)$$

Принципиальная схема активной гидромеханической системы для одного канала показана на рис. 2. Перемещение штока гидроцилиндра осуществляется

с помощью следящей системы с пропорциональным сервоклапаном, на управление которым подаётся сигнал

$$u_{\text{упр}} = K_{\text{ус}} \cdot [K_{\text{ДП}} \cdot x_1 + u_1(\dot{z}_c) \cdot u_2(\dot{\varphi})] \quad (2)$$

где  $K_{\text{ус}}$  и  $K_{\text{ДП}}$  — коэффициенты передачи усилителя 3 и датчика 6 (рис. 2);  $u_1$  и  $u_2$  — сигналы с датчиков линейной и угловой скорости.

Будем полагать, что  $u_1(\dot{z}_c)$  и  $u_2(\dot{\varphi})$  имеют вид, показанный на рис. 3а, б.

Без учёта сжимаемости жидкости в гидросистеме дифференциальное уравнение движения штока гидроцилиндра можно записать в виде [3]

$$T\dot{x} + x = f_1(\dot{z}) + f_2(\dot{\varphi}), \quad (3)$$

$$f_1(\dot{z}) = \begin{cases} K_1 \dot{z} & \text{при } |\dot{z}| \leq \dot{z}_0 \\ K_1 \dot{z}_0 & \text{при } |\dot{z}| \geq \dot{z}_0 \end{cases} \quad (3)$$

$$f_2(\dot{\varphi}) = \begin{cases} K_2 \dot{\varphi} & \text{при } |\dot{\varphi}| \leq \dot{\varphi}_0 \\ K_2 \dot{\varphi}_0 & \text{при } |\dot{\varphi}| \geq \dot{\varphi}_0 \end{cases}$$

где

$$K_1 = \frac{K_{\text{ДП}}}{K_{\text{ДП}}}, K_2 = \frac{K_{\text{ДП}}}{K_{\text{ДП}}}, T = \frac{T_{\text{Г}}}{K_{\text{ДП}} K_{\text{ус}}}, T_{\text{Г}} = \frac{S_{\text{ц}}}{\mu \cdot b \sqrt{\frac{P_{\text{п}} - P_{\text{сЛ}}}{\rho}}};$$

$S_{\text{ц}}$  — площадь поршня гидроцилиндра;

$b$  — ширина окна золотника сервоклапана;

$\mu \approx 0,6 \div 0,7$ ;

$\rho$  — плотность жидкости.

Если учесть, что для большинства автомобилей поддрессоренные массы много больше неподдрессоренных, а коэффициент жесткости шин значительно превышает жесткость подвески ( $c_2 \gg c_1$ ), то в первом приближении можно пренебречь колебаниями масс  $m_1$  и  $m_2$ , то дифференциальные уравнения (1) и (3) запишутся в виде:

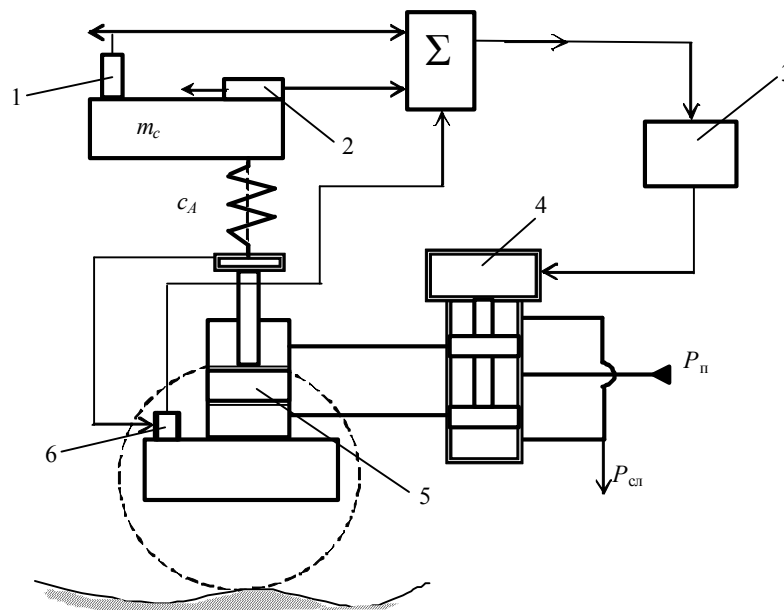


Рис. 2. Принципиальная схема активной гидромеханической системы демпфирования: 1 — датчик угловой скорости  $\dot{\varphi}$ ; 2 — датчик линейной скорости  $\dot{z}_c$ ; 3 — усилитель; 4 — пропорциональный сервоклапан (золотник); 5 — исполнительный гидроцилиндр; 6 — датчик перемещения штока гидроцилиндра

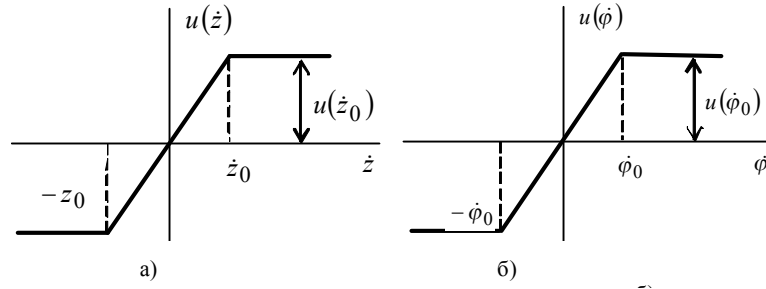


Рис. 3. Статические характеристики датчиков:

$\dot{z}_0$  и  $\dot{\phi}_0$  – участки пропорциональной зависимости;  $u(\dot{z}_0) = K_{\Delta l} \cdot \dot{z}_0$ ,  $K_{\Delta l}$  – коэффициент передачи датчика линейной скорости;  $u(\dot{\phi}_0) = K_{\Delta \omega} \cdot \dot{\phi}_0$ ,  $K_{\Delta \omega}$  – коэффициент передачи датчика угловой скорости

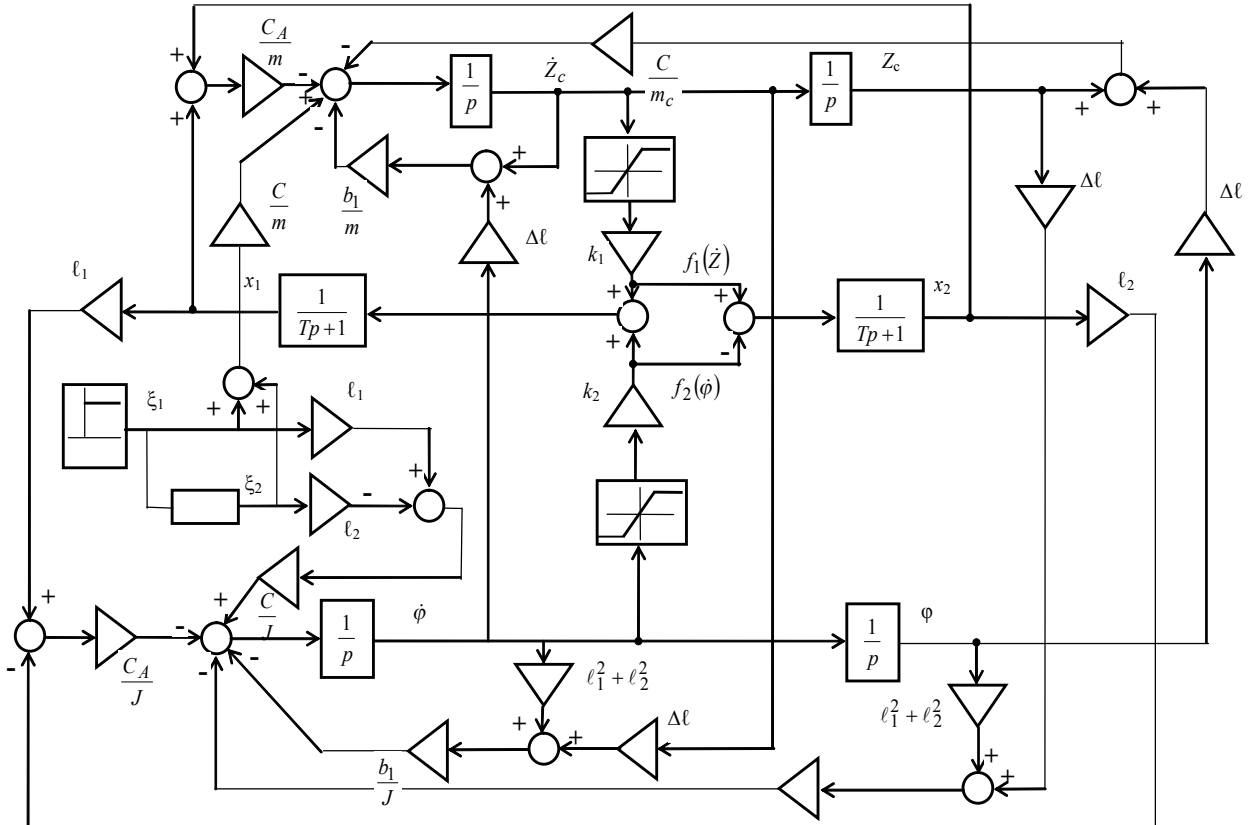


Рис. 4. Схема набора в Simulink

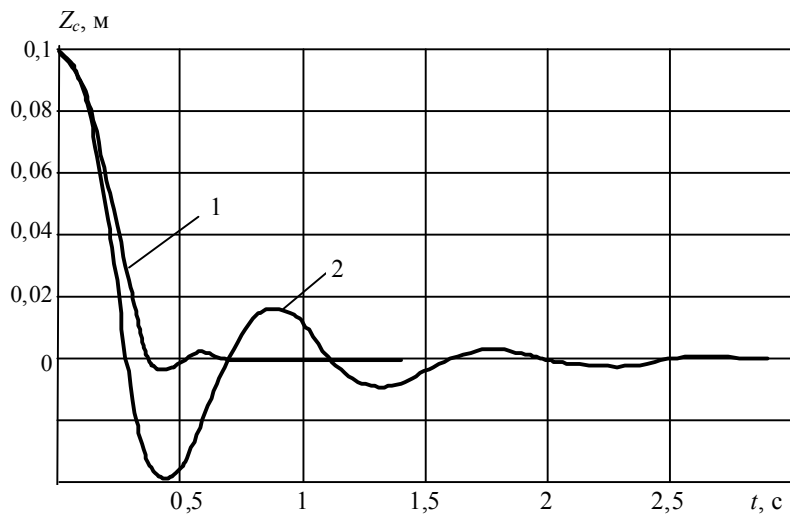


Рис. 5. Колебательный процесс по  $Z_c$

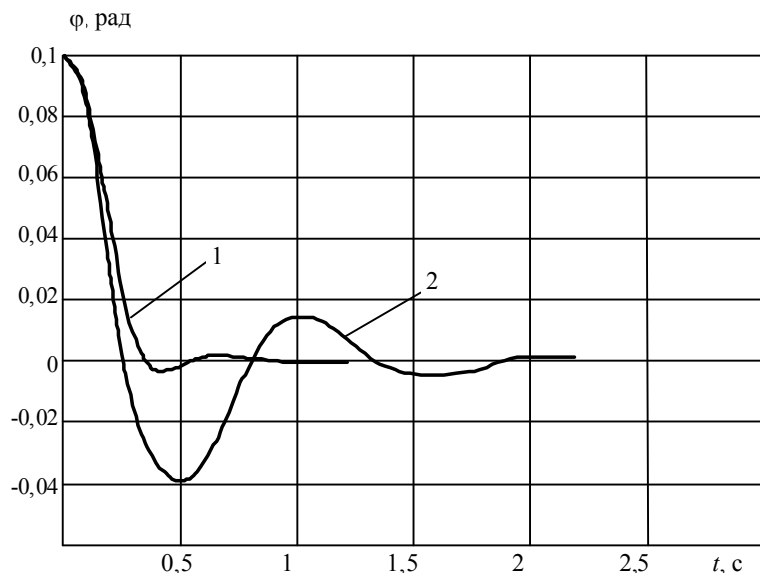


Рис. 6. Колебательный процесс по φ

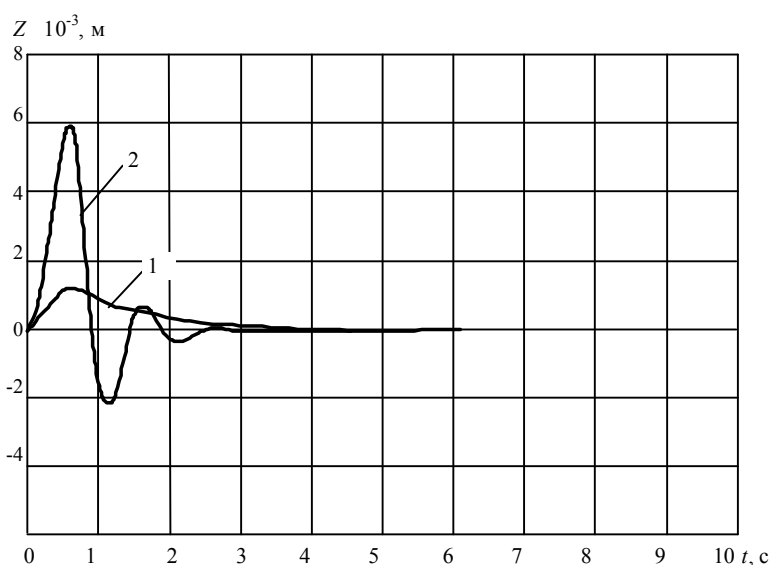


Рис. 7. Результаты моделирования проезда препятствий

$$\begin{cases}
 m_c \ddot{z}_c + c[2z_c + \varphi(\ell_2 - \ell_1)] + b_1[2\dot{z}_c + \dot{\varphi}(\ell_2 - \ell_1)] = \\
 = c_{\dot{A}}(x_1 + x_2) + c(\xi_1 + \xi_2) + b_1(\dot{\xi}_1 + \dot{\xi}_2) \\
 J\ddot{\varphi} + c[\ell_1(z_c + \varphi\ell_1) - \ell_2(z_c - \varphi\ell_2)] + \\
 + b_1[\ell_1(\dot{z}_c + \dot{\varphi}\ell_1) - \ell_2(\dot{z}_c - \dot{\varphi}\ell_2)] = \\
 = c_{\dot{A}}(\ell_1 \cdot x_1 - \ell_2 x_2) + \\
 + c(\ell_1 \dot{\xi}_1 - \ell_2 \dot{\xi}_2) + b_1(\ell_1 \dot{\xi}_1 - \ell_2 \dot{\xi}_2) \\
 T\dot{x}_1 + x_1 = f_1(\dot{z}) + f_2(\dot{\varphi}) \\
 T\dot{x}_2 + x_2 = f_1(\dot{z}) - f_2(\dot{\varphi}) \\
 f_1(\dot{z}) = \begin{cases} K_1 \dot{z} & \text{при } |\dot{z}| \leq \dot{z}_0 \\ K_1 \dot{z}_0 & \text{при } |\dot{z}| \geq \dot{z}_0 \end{cases} \\
 f_2(\dot{\varphi}) = \begin{cases} K_2 \dot{\varphi} & \text{при } |\dot{\varphi}| \leq \dot{\varphi}_0 \\ K_2 \dot{\varphi}_0 & \text{при } |\dot{\varphi}| \geq \dot{\varphi}_0 \end{cases}
 \end{cases} \quad (4)$$

Численное решение нелинейной системы уравнений (4) выполнено с помощью пакета прикладных программ «Matlab» с расширением «Simulink», схема набора в которой приведена на рис. 4.

Численный расчёт выполнен для следующих значений коэффициентов системы уравнений (4):  $m = 10^3$  кг;  $c_1 = 5 \cdot 10^4$  Н/м;  $c_A = 2,5 \cdot 10^4$  Н/м;  $\ell_1 = 1$  м;  $\ell_2 = 1,1$  м;  $J = 1,25 \cdot 10^3$  кг·м<sup>2</sup>;  $b_1 = 4 \cdot 10^3$  Нс/м;  $T = 0,1$  с;  $K_1 = K_2 = 1$ .

На рис. 5, 6 приведены результаты расчёта колебательных процессов из-за начальных условий, на рис. 7, 8 — проезд препятствия высотой 0,1 м и длиной 5 м на скорости 20 км/час для автомобиля с активной и пассивной системой демпфирования.

На рисунках обозначено: 1 — с включенной активной системой; 2 — с выключенной активной системой.

На рис. 9 приведено сравнение амплитуд колебаний системы по координате  $z$  с активным демпфированием и штатной системой (по координате  $\varphi$  получены подобные графики).

Результаты исследования показывают, что активная система демпфирования колебаний эффективна на низких частотах, причём максимальный эффект достигается в области резонанса колебательной системы, т.е. для случая наиболее неблагоприятного диапазона частот кинематического возмущения.

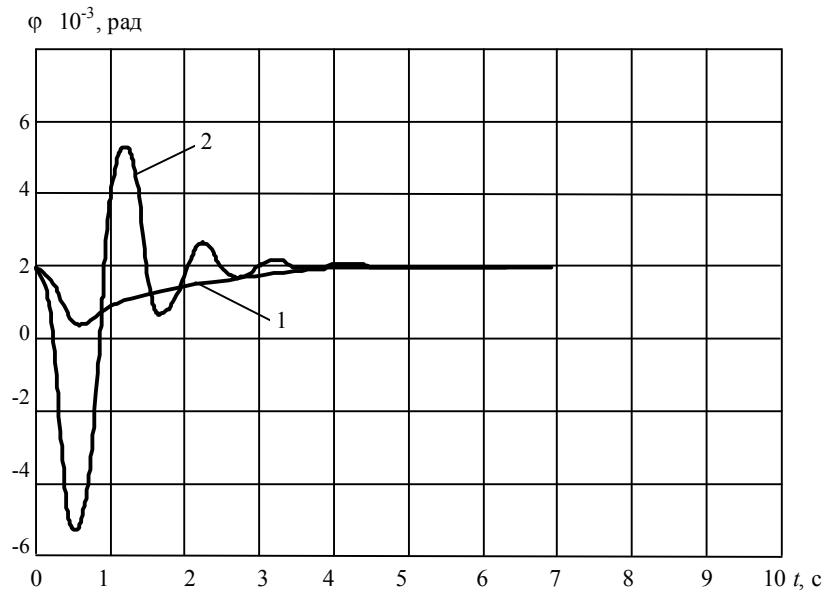
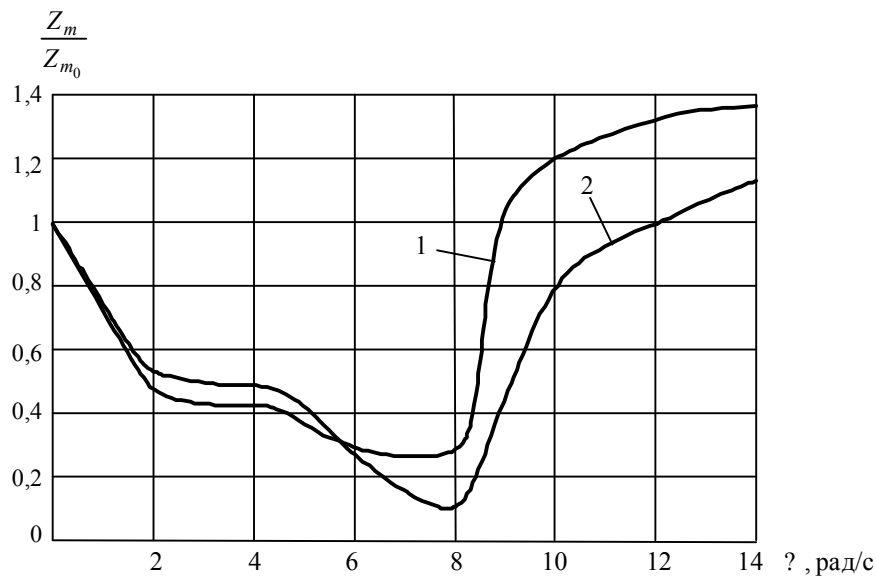


Рис. 8. Результаты моделирования проезда препятствий

Рис. 9. Результаты расчёта отношения  $\frac{Z_m}{Z_{m_0}}$  при вынужденных колебаниях:

$Z_m$  – амплитуда колебаний с активной системой;  
 $Z_0$  – амплитуда колебаний без активной системы;  
 1 – при  $T = 0,1$  с; 2 – при  $T = 0,05$  с

Необходимо также отметить, что рассматриваемое управление гидромеханической системой демпфирования позволяет отключать в зависимости от дорожных условий активное гашение либо вертикальных, либо угловых перемещений.

#### Библиографический список

1. Бурьян, Ю. А. Управление угловыми колебаниями транспортных средств / Ю. А. Бурьян, В. Н. Сорокин // Мехатроника, автоматизация, управление. – 2007. – № 6. – С. 36–40.
2. Распопов, В. Я. Микромеханические приборы / В. Л. Распопов. – М.: Машиностроение, 2007. – 400 с.
3. Попов, Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем / Д. Н. Попов. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.

**БУРЬЯН Юрий Андреевич**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Основы теории механики и автоматического управления». Адрес для переписки: e-mail: yn7buryan@rambler.ru.

**СОРОКИН Владимир Николаевич**, доктор технических наук, доцент (Россия), профессор кафедры «Основы теории механики и автоматического управления». Адрес для переписки: e-mail: sorokin.vn@mail.ru

**ГАЛУЗА Юрий Фёдорович**, студент группы ДП-516. Адрес для переписки: e-mail: yourchello@mail.ru

Статья поступила в редакцию 31.05.2011 г.

© Ю. А. Бурьян, В. Н. Сорокин, Ю. Ф. Галуза

## РАСЧЁТ ХАРАКТЕРИСТИК ДВУХКОНТУРНЫХ ТУРБОРЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Представлено уравнение, позволяющее замкнуть математическую модель, описывающую рабочий процесс турбореактивного двигателя. Замкнутая математическая модель позволит рассчитывать дроссельные, высотно-скоростные и климатические характеристики ТРДД без привлечения законов регулирования и программ управления.

**Ключевые слова:** характеристики, ТРДД, замкнутая математическая модель.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации. Государственный контракт №14.740.11.0131 от 29.09.2010 г.

Двухконтурные турбореактивные двигатели (ТРДД) в настоящее время описываются системой уравнений, в которых число неизвестных получается на одно больше, чем число уравнений. Следовательно, данная система уравнений без дополнительных условий не имеет решения [1]. Для того чтобы обеспечить однозначное сочетание всех параметров двигателя при любых условиях полёта на каждом режиме работы, необходимо задать ещё как минимум одно условие, связывающее входящие в систему уравнений параметры. Этим условием является закон, или программа регулирования ТРДД (рис. 1).

На основании вышеизложенного основной задачей данной работы является вывод уравнения, которое замкнёт математическую модель, описывающую рабочий процесс ТРДД и позволит рассчитывать дроссельные, высотно-скоростные и климатические характеристики ТРДД без привлечения законов регулирования и программ управления.

Исследование известной системы уравнений, описывающей рабочий процесс ТРДД, привело к выводу, что нет связи между полезной и затраченной энергией двигателя в целом [2].

Таким образом, если описывать связь между полезной и затраченной удельной работой ТРДД в целом, а также гидравлических и тепловых потерь, то получится:

$$L_3 = L_{\text{пол}} + L_{\text{р}} \quad (1)$$

где  $L_3$  — удельная работа, затраченная на обеспечение работы ТРДД,  $L_{\text{пол}}$  — полезная удельная работа, которую совершает ТРДД,  $L_{\text{р}}$  — удельная работа, которая учитывает затраты на преодоление гидравлических сопротивлений по газоздушному тракту и подогрев выхлопных газов.

В ТРДД к затраченной работе необходимо отнести удельные работы набегающего потока воздуха ( $L_V$ ), стартера ( $L_{\text{СТ}}$ ), турбины компрессора высокого давления ( $L_{\text{ТКВД}}$ ), турбины компрессора низкого давления ( $L_{\text{ТКНД}}$ ) и топлива ( $Q_T$  или  $H_u$ ).

К полезной работе ТРДД относятся удельные работы компрессора низкого давления ( $L_{\text{КНД}}$ ), компрес-

сора высокого давления ( $L_{\text{КВД}}$ ), удельные тяги первого и второго контуров ( $L_{\text{С1}}$ ,  $L_{\text{СII}}$ ).

Гидравлические сопротивления по газоздушному тракту учитываются величиной ( $L_{\text{РС}}$ ), а тепловые потери ( $L_{\text{РТ}}$ ).

С учётом вышеизложенного уравнение баланса удельных работ по газоздушному тракту ТРДД можно представить в виде:

$$\begin{aligned}
 -L_V + L_{\text{СТ}} + L_{\text{ТКВД}} \eta_m + L_{\text{ТКНД}} \eta_m + C_{\text{P}}(T_{\text{СII}} - T_{\text{КВД}}) + \\
 + C_{\text{P}}(T_{\text{СII}} - T_{\text{КНД}}) = (m + 1) \\
 L_{\text{КНД}} + L_{\text{КВД}} + L_{\text{С1}} + mL_{\text{СII}} + L_{\text{РС}} + L_{\text{РТ}} \quad (2)
 \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned}
 L_V &= C_{\text{P}} T_{\text{H}} \left( \pi_V^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \\
 \pi_V &= \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_{\text{П}}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}.
 \end{aligned}$$

Удельная работа турбины компрессора высокого давления определяется формулой:

$$L_{\text{ТКВД}} = C_{\text{P}} T_{\text{Г}} \left( 1 - \frac{1}{\pi_{\text{ТКВД}}^{\frac{k_{\text{Г}}-1}{k_{\text{Г}}}} \eta_{\text{ТКВД}}} \right) \quad (3)$$

Удельная работа турбины компрессора низкого давления:

$$L_{\text{ТКНД}} = C_{\text{P}} T_{\text{ТКВД}} \left( 1 - \frac{1}{\pi_{\text{ТКНД}}^{\frac{k_{\text{Г}}-1}{k_{\text{Г}}}} \eta_{\text{ТКНД}}} \right) \quad (4)$$

Удельная теплота, идущая на создание реактивной тяги первого (внутреннего) контура:



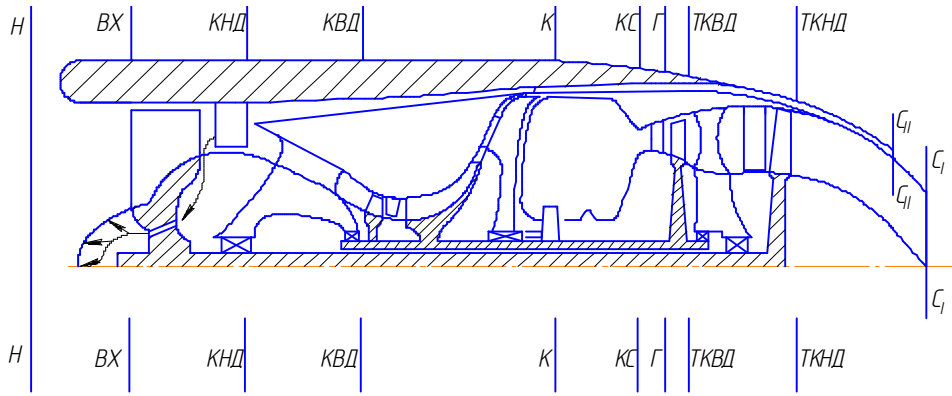


Рис. 1. Принципиальная схема ТРДД

$$C_{PГ}(T_{ТНА}^* - T_H^*),$$

Удельная работа компрессора низкого давления:

$$L_{КНД} = C_{PB} T_H^* \left( \pi_{КНД}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{КНД}}, \quad (5)$$

Удельная работа компрессора высокого давления:

$$L_{КВД} = C_{PГ} T_{КНД}^* \left( \pi_{КВД}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{КВД}}, \quad (6)$$

Удельная работа, идущая на создание реактивной тяги внутреннего контура:

$$L_{C1} = C_{PГ} T_{C1}^* \left( 1 - \frac{1}{\pi_{C1}^{\frac{k-1}{k}} \pi_{C1}^{\frac{k-1}{k}} \pi_{C1}^{\frac{k-1}{k}}} \right), \quad (7)$$

Удельная работа, идущая на создание реактивной тяги наружного контура:

$$L_{CII} = C_{PB} T_{КНД}^* \left( 1 - \frac{1}{\pi_{CII}^{\frac{k-1}{k}}} \right). \quad (8)$$

Удельная работа, затрачиваемая на преодоление гидравлических сопротивлений 1 и 2 контуров:

$$L_{RS} = L_{C1}(1 - \delta_{\Sigma I}) + m L_{CII}(1 - \delta_{\Sigma II}) \quad (9)$$

Потери тепловой энергии с выходящими газами:

$$L_{RT} = C_{PГ} T_{C1} - C_{PB} T_H \quad (10)$$

Потери тепловой энергии с воздухом, выходящим из наружного (второго) контура ТРДД:

$$L_{RII} = C_{PГ} T_{КНД} - C_{PB} T_H. \quad (11)$$

Таким образом, уравнение (2) замыкает систему уравнений, описывающих рабочий процесс ТРДД и обеспечивает на каждом режиме работы однозначную связь всех его параметров с внешними условиями.

В дополнение к основным уравнениям (1) – (11) далее при выводе рабочих формул будет использовано уравнение энергии [1], которое связывает изменение температуры в каждом узле с подводом или отво-

дом работы (теплоты). Кроме того, применяется уравнение изэнтропы, описывающее изменение параметров в процессах сжатия и расширения, которое позволяет связать изменение температур в этих процессах с изменением давлений, чтобы выразить работу через степени повышения ( $\pi_k$ ) или понижения ( $\pi_T$ ,  $\pi_{C.P.}$ ) давлений. При выводе уравнений принято, что часть энергии набегающего потока воздуха расходуется на привод компрессора, то есть компрессор получает энергию не только от турбины, но и от набегающего потока воздуха. Однако произведение  $\pi_k \pi_V$  остается таким же, как и при подводе энергии только от турбины, поскольку энергия компрессора возрастает на ту же величину, на которую падает энергия набегающего потока воздуха.

Следовательно, при  $M_{П} > 0$  на характеристике компрессора  $\pi_k^* = f[q(\lambda_c), \bar{n}_{np}]$  линия совместной работы

компрессора и турбины будет располагаться в зоне более высоких значений степени повышения полного давления воздуха ( $\pi_k$ ) по сравнению с расчетом по традиционной методике, то есть при подведении энергии к компрессору только от турбины [1]. При  $M_{П} = 0$  результаты расчетов по предлагаемой и традиционной методикам будут совпадать.

Остальные уравнения, описывающие рабочий процесс ТРДД, остаются практически без изменения.

Введение уравнения (2) в систему уравнений рабочего процесса ТРДД позволит замкнуть эту систему уравнений и рассчитывать все характеристики двигателя (дрессельные, высотно-скоростные и климатические) без привлечения замыкающих уравнений в виде законов регулирования. На базе этих расчетов можно будет находить оптимальные программы управления двигателем и необходимые ограничения.

Таким образом, замкнутая математическая модель, описывающая рабочий процесс ТРДД различных типов, позволит создавать более совершенные двигатели.

Условные обозначения и индексы:

$L$  — удельная работа, Дж/кг;  $T$  — температура, К;  $C_p$  — удельная теплоемкость Дж/кг;  $k$  — показатель адиабаты;  $\pi$  — степень повышения (понижения) полного давления;  $\sigma$  — коэффициент восстановления полного давления;  $\eta$  — к.п.д.;  $m$  — степень двухконтурности.

Индексы:

$H$  — невозмущенный поток; \* — заторможенный поток;  $V$  — набегающий поток; КНД — параметры воздуха за компрессором низкого давления; КВД — параметры воздуха за компрессором высокого дав-

ления; ТКНД — параметры газа за турбиной низкого давления; ТКВД — параметры газа за турбиной высокого давления; Г — параметры газа на входе в турбину; С — сопло.

#### Библиографический список

1. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. В 3 кн. Кн. 3 Основные проблемы: Начальный уровень проектирования, газодинамическая доводка, специальные характеристики и конверсия авиационных ГТД / В. В. Кулагин [и др.] ; под общ. ред. В. В. Кулагина. — М. : Машиностроение, 2005. — 464 с.

2. Кузнецов В. И. Замкнутая математическая модель рабочего процесса газотурбинных двигателей : монография. — Омск : Научное изд-во ОмГТУ, 2007. — 138 с.

**КУЗНЕЦОВ Виктор Иванович**, доктор технических наук, профессор, преподаватель кафедры «Авиа- и ракетостроение».

**ВОЛОВОДОВА Анастасия Александровна**, студентка магистратуры, группа АКМД-619.

**КОЧЕГАРОВ Андрей Владимирович**, студент магистратуры, группа АКМД-619.

**ФАТКИНА Ольга Александровна**, студентка магистратуры, группа АКМД-619.

Адрес для переписки: e-mail: andrey@korandovod.ru

Статья поступила в редакцию 22.04.2011 г.

© В. И. Кузнецов, А. А. Воловодова, А. В. Кочегаров

О. А. Фаткина

УДК 621 : 534.014.1 / .2

**С. А. КОРНЕЕВ  
М. А. ФЁДОРОВА**

Омский государственный  
технический университет

## АНАЛИТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ СОБСТВЕННЫХ И ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ПЛАСТИНАТО- СЕТЧАТОЙ ПАНЕЛИ

Предложена математическая модель малых колебаний пластинчато-сетчатой панели (ПСП), используемой для звукоизоляции разнообразных объектов. Аналитическое решение для частного случая расположения ПСП в поле сил тяжести получено новым нестандартным методом, пригодным для определения амплитуд и собственных частот малых колебаний консервативных систем с конечным числом степеней свободы. Результаты проведённого исследования предназначены для последующих расчётов ПСП на вибропрочность.

**Ключевые слова:** пластинчато-сетчатая панель, собственные колебания, вынужденные колебания.

Пластинчато-сетчатая панель (ПСП) состоит из квадратных металлических пластин, закреплённых с двух сторон на несущей металлической сетке (рис. 1). В каждом из двух направлений число сдвоенных пластин может быть разным.

В качестве простейшей расчётной схемы рассмотрим конструкцию ПСП, состоящую из одного ряда 15-ти сдвоенных пластин, связанных между собой стальными проволочками, работающими на упругое растяжение и сжатие (рис. 2). Данная панель расположена горизонтально и находится под действием сил тяжести. Внешнее воздействие носит кинематический характер: крайние пластины жёстко закреплены на раме, которая совершает гармонические колебания в вертикальном направлении по закону

$$\varepsilon = \varepsilon_a \sin(pt), \quad (1)$$

где  $\varepsilon_a$  — амплитуда колебаний,  $p = 2\pi f$  — циклическая частота.

При переходе к неинерциальной системе отсчёта, связанной с рамой, на каждую из пластинок будет действовать сила тяжести  $G=mg$  и сила инерции

$$\Phi^e = -m\ddot{\xi} = mp\xi_a \sin(pt), \quad (2)$$

где  $m$  — масса пластинки.

Массой проволочек и силами сопротивления пренебрегаем.

В аналитической механике движение системы с конечным числом степеней свободы  $N$  описывается посредством уравнений Лагранжа 2-го рода [1–3]

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + Q_i^*, \quad (1 \leq i \leq N), \quad (3)$$

где  $T$ ,  $\Pi$  — кинетическая и потенциальная энергия системы, положение которой в каждый момент времени определяется обобщёнными координатами  $q_i$  ( $i=1...N$ );  $Q_i^*$  — обобщённая (непотенциальная) сила, отнесённая к  $i$ -й обобщённой координате.

Кинетическая энергия ПСП  $15 \times 1$  определяется выражением (рис. 2)

$$T = \frac{1}{2} \sum_{n=2}^{14} [m\dot{u}_1^2(n) + m\dot{u}_3^2(n) + J_Y \dot{\phi}^2(n)], \quad (4)$$

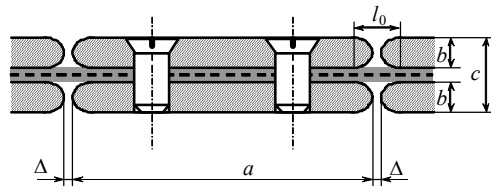
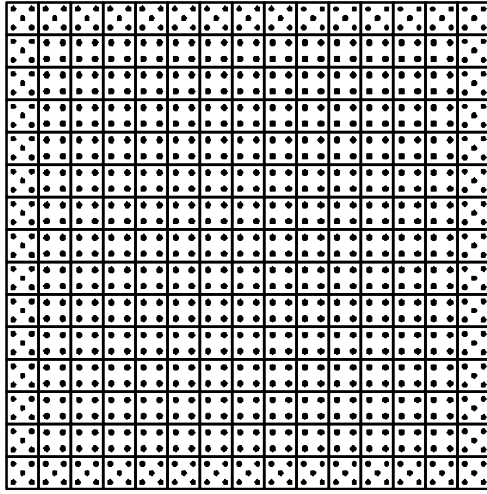


Рис. 1. Конструктивная схема ПСП

где  $m, J_y$  — масса и главный центральный момент пластинок;  $u_i(n), u_3(n), \varphi(n)$  — компоненты вектора перемещения центра масс и угол поворота пластинки под номером  $n$  соответственно.

Для ПСП  $15 \times 1$  потенциальная энергия П складывается из потенциальной энергии сил упругости  $\Pi_\sigma$  и потенциальной энергии сил тяжести  $\Pi_g$ :

$$\Pi = \Pi_\sigma + \Pi_g \quad (5)$$

Потенциальная энергия сил тяжести равна (рис. 2)

$$\Pi_g = - \sum_{n=2}^{14} m g u_3(n) \quad (6)$$

Потенциальная энергия сил упругости складывается из потенциальных энергий отдельных проволочек, которые находятся в условиях деформации растяжения-сжатия. На основании этого получаем [4, 5]

$$\Pi_\sigma = N_{np} \sum_{k=1}^{14} \frac{E \varepsilon^2(k)}{2} A l_0(k) = \frac{N_{np} E A}{2} \sum_{k=1}^{14} l_0(k) \varepsilon^2(k), \quad (7)$$

где  $N_{np}$  — число проволочек в одном ряду;  $\varepsilon(k)$  — деформация проволочек из  $k$ -го ряда, имеющих начальную длину  $l_0(k)$  и площадь поперечного сечения  $A$ ;  $E$  — модуль Юнга.

Обобщённая сила  $Q_i^*$ , обусловленная действием переносной силы инерции  $\Phi^e = -m \ddot{\xi}_3$ , в соответствии с известным соотношением [1–3] равна:

$$Q_i^*(t) = \sum_{n=2}^{14} \Phi^e \cdot \frac{\partial u_3(n)}{\partial q_i} \delta q_i = \left[ m \xi_a p^2 \sum_{n=2}^{14} \frac{\partial u_3(n)}{\partial q_i} \right] \sin(pt), \quad (8)$$

Из рис. 2 в качестве обобщённых координат на основании симметрии ПСП и одинаковых значений действующих на пластины силы тяжести и переносной силы инерции можно взять величины

$$\{q_i\} = \{u_1(2), u_3(2), j(2); u_1(3), u_3(3), \varphi(3); \dots u_1(7), u_3(7), j(7); u_3(8)\}. \quad (9)$$

Благодаря условиям симметрии число степеней свободы ПСП  $15 \times 1$  при рассматриваемом силовом воздействии равно 19.

Введём следующие обозначения:

$$\delta_{1i}(n) \equiv \frac{\partial u_1(n)}{\partial q_i}, \delta_{3i}(n) \equiv \frac{\partial u_3(n)}{\partial q_i}, \delta_{\varphi i}(n) \equiv \frac{\partial \varphi(n)}{\partial q_i},$$

$$(1 \leq n \leq 15) \quad (10)$$

тогда

$$Q_i^*(t) = Q_{ai}^* \sin(pt), \quad (1 \leq i \leq 19), \quad (11)$$

где

$$Q_{ai}^* = m \xi_a p^2 \sum_{n=2}^{14} \delta_{3i}(n) \quad (12)$$

— амплитудные значения возмущающих обобщённых сил.

В соответствии с (3) обобщённые потенциальные силы

$$Q_i(q) = - \frac{\partial \Pi(q)}{\partial q_i}, \quad (1 \leq i \leq 19) \quad (13)$$

складываются из двух слагаемых:

$$Q_i(q) = Q_{\sigma i}(q) + Q_{g i}(q), \quad (1 \leq i \leq 19). \quad (14)$$

$Q_{g i}(q)$  — обобщённые гравитационные силы,  $Q_{\sigma i}(q)$  — обобщённые силы упругости.

Уравнения равновесия ПСП вытекают из уравнений движения (3):

$$Q_i(q) = Q_{\sigma i}(q) + Q_{g i}(q) = 0, \quad (1 \leq i \leq 19). \quad (15)$$

Решение системы нелинейных уравнений (15) даёт значения обобщённых координат  $q_i = q_i^e$  в положении статического равновесия, относительно которого совершаются вынужденные колебания ПСП под действием обобщённых возмущающих сил (11).

Кинетическая энергия ПСП (4) может быть представлена в виде квадратичной функции обобщённых скоростей  $\dot{q}_i$ :

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{19} \sum_{j=1}^{19} A_{ij} \dot{q}_i \dot{q}_j. \quad (16)$$

Здесь

$$A_{ij} = \frac{\partial^2 T}{\partial \dot{q}_i \partial \dot{q}_j}, \quad (1 \leq i, j \leq 19) \quad (17)$$

— коэффициенты инерции. Согласно (9), (10) имеем

$$\frac{\partial \dot{u}_1(n)}{\partial \dot{q}_i} = \frac{\partial u_1(n)}{\partial q_i} = \delta_{1i}(n),$$

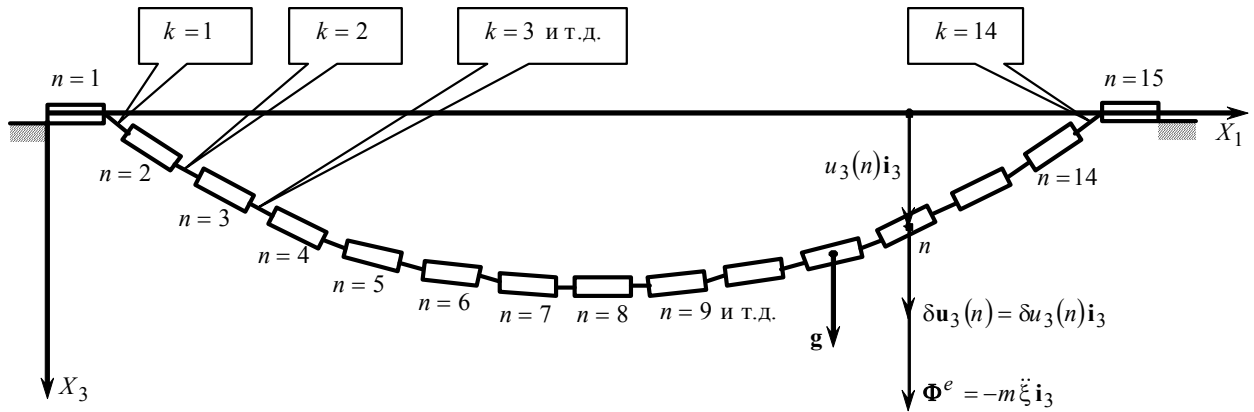


Рис. 2. Расчётная схема ПСП 15x1

$$\frac{\partial \dot{u}_3(n)}{\partial \dot{q}_i} = \frac{\partial u_3(n)}{\partial q_i} = \delta_{13}(n), \quad \frac{\partial \dot{\varphi}(n)}{\partial \dot{q}_i} = \frac{\partial \varphi(n)}{\partial q_i} = \delta_{\varphi i}(n).$$

Поэтому, подставляя выражение (4) в (17), после несложных вычислений получаем

$$A_{ij} = \sum_{n=2}^{14} [m\delta_{1i}(n)\delta_{1j}(n) + m\delta_{3i}(n)\delta_{3j}(n) + J_Y\delta_{\varphi i}(n)\delta_{\varphi j}(n)]. \quad (18)$$

Осуществим замену обобщённых координат \$q\_i\$ обобщёнными координатами \$x\_i\$, отсчитываемых от равновесных значений \$q\_i^{\circ}\$:

$$q_i = q_i^{\circ} + x_i, \quad (1 \leq i, j \leq 19). \quad (19)$$

Понятно, что в положении равновесия ПСП \$x\_i = 0\$. На основании (19) можно записать следующие выражения для кинетической и потенциальной энергии:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{19} \sum_{j=1}^{19} A_{ij} \dot{x}_i \dot{x}_j, \quad \Pi = \Pi_0 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{19} \sum_{j=1}^{19} C_{ij} x_i x_j, \quad (20)$$

где \$\Pi\_0 = \Pi(q^{\circ})\$ – равновесное значение потенциальной энергии ПСП,

$$C_{ij} = \left. \frac{\partial^2 \Pi}{\partial q_i \partial q_j} \right|_{q=q^{\circ}}, \quad (1 \leq i, j \leq 19)$$

– коэффициенты жёсткости.

Если подставить выражения (11), (20) в уравнения Лагранжа (3) и проделать необходимые вычисления, придём к системе линейных обыкновенных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами

$$\sum_{j=1}^{19} A_{ij} \ddot{x}_j + \sum_{j=1}^{19} C_{ij} x_j = Q_{ai}^* \sin(pt), \quad (1 \leq i, j \leq 19), \quad (21)$$

описывающих вынужденные колебания ПСП 15x1 при гармоническом воздействии.

Найдём решение уравнения вынужденных колебаний ПСП. Представим уравнения движения (21) в матричной форме записи

$$A\ddot{x} + Cx = Q_a^* \sin(pt), \quad (22)$$

где соответственно

$$A = [A_{ij}]_{i,j=1}^{19}, \quad C = [C_{ij}]_{i,j=1}^{19} \quad (23)$$

– квадратные матрицы инерции и жёсткости,

$$x = [x_i]_{i=1}^{19}, \quad Q_a^* = [Q_{ai}^*]_{i=1}^{19} \quad (24)$$

– векторы (матрицы-столбцы) обобщённых координат амплитуд и возмущающих сил.

Согласно (18), (20), матрица инерции является симметрической и положительно определённой (\$v\$ – вектор):

$$A^T = A, \quad (\forall v \neq 0), \quad v^T A v > 0. \quad (25)$$

Таковыми же свойствами обладает и матрица жёсткости:

$$C^T = C, \quad (\forall v \neq 0), \quad v^T C v > 0 \quad (26)$$

поскольку по теореме Лагранжа-Дирихле в положении устойчивого равновесия потенциальная энергия имеет минимальное значение [1–3].

По аналогии с тензорным исчислением [6] введём понятие диадного произведения \$v \otimes w\$ двух произвольных векторов \$v\$ и \$w\$, результатом которого является квадратная матрица

$$v \otimes w \equiv [v_i w_j]_{i,j=1}^{19}. \quad (27)$$

Тогда матрицу инерции можно представить в виде

$$A = \sum_{s=1}^{19} a_s a_s^T \otimes a_s, \quad (28)$$

где \$a\_s\$ – собственные числа, а \$a\_s\$ – единичные собственные векторы (матрицы-столбцы) матрицы инерции \$A\$ (\$\|a\_s\| = 1, \|v\| = \sqrt{v^T v}\$, — норма вектора \$v\$). Благо-

даря свойствам (21) собственные числа \$a\_s\$ положительны, а собственные векторы \$a\_s\$ взаимно ортогональны:

$$a_i > 0, \quad a_i^T a_j = 0 \quad (i \neq j). \quad (29)$$

Вследствие этого существует квадратный корень \$A^{1/2}\$ матрицы инерции \$A\$:

$$A^{1/2} = \sum_{s=1}^{19} \sqrt{a_s} a_s \otimes a_s. \quad (30)$$

Введём в рассмотрение вектор

$$y(t) = A^{1/2} x(t). \quad (31)$$

Подставляя в (22) обратное значение  $x(t) = A^{-1/2} y(t)$ , получим

$$A^{1/2} \dot{y}(t) + CA^{-1/2} y(t) = Q_a^* \sin(pt)$$

или

$$\dot{y}(t) + By(t) = A^{-1/2} Q_a^* \sin(pt), \quad (32)$$

где

$$B = A^{-1/2} CA^{1/2} \quad (33)$$

— приведённая матрица жёсткости, являющаяся в силу (25), (26) симметрической положительно определённой квадратной матрицей:

$$B^T = B, (\forall v \neq 0) v^T B v > 0. \quad (34)$$

Поэтому собственные числа  $b_s$  матрицы  $B$  положительны, а её единичные собственные векторы  $b_s$  взаимно ортогональны:

$$b_i > 0, b_i^T b_j = 0 (i \neq j). \quad (35)$$

Векторы  $b_s$  образуют в 19-мерном векторном пространстве ортонормированный базис. В этом базисе матрица  $B$  имеет спектральное разложение

$$B = \sum_{s=1}^{19} b_s b_s^T \otimes b_s. \quad (36)$$

Разложим вектор (31) по базису  $\{b_s\}$ :

$$y(t) = \sum_{s=1}^{19} \eta_s(t) b_s. \quad (37)$$

Подставим результат в уравнение (32) и учтём, что

$$By = B \sum_{s=1}^{19} \eta_s b_s = \sum_{s=1}^{19} \eta_s B b_s = \sum_{s=1}^{19} \eta_s b_s b_s^T. \quad (38)$$

Тогда, вводя обозначение

$$k_s = \sqrt{b_s}, \quad (38)$$

придём к уравнению

$$\sum_{s=1}^{19} \dot{\eta}_s(t) b_s + \sum_{s=1}^{19} k_s^2 \eta_s(t) b_s = A^{-1/2} Q_a^* \sin(pt). \quad (39)$$

Умножив (39) на транспонированный вектор (матрицу-строку)  $b_r^T$  и приняв во внимание условия ортогональности (35), придём к следующему результату:

$$\dot{\eta}_r(t) + k_r^2 \eta_r(t) = h_r \sin(pt), (1 \leq r \leq 19), \quad (40)$$

где

$$h_r = b_r^T A^{-1/2} Q_a^*. \quad (41)$$

Глядя на (40), становится понятным, что параметры  $\eta_r$  являются нормальными (обобщёнными) координатами ПСП, а величины (38) представляют собой

собственные (циклические) частоты ПСП. В свою очередь, величины (41) являются приведёнными амплитудами возмущающих сил по отношению к нормальным координатам.

Чтобы получить начальные условия для нормальных координат  $\eta_r$ , умножим (37) на  $b_r^T$  и подставим в полученный результат выражение (31). Будем иметь

$$\eta_r(t) = b_r^T A^{1/2} x(t). \quad (42)$$

Следовательно,

$$\eta_r(0) = b_r^T A^{1/2} x(0), \dot{\eta}_r(0) = b_r^T A^{1/2} \dot{x}(0). \quad (43)$$

Общее решение неоднородного дифференциального уравнения (40) с начальными условиями (43) при  $p \neq k_r$  имеет вид [7–9]

$$\eta_r(t) = C_r \sin(k_r t + \alpha_r) + \frac{h_r}{k_r^2 - p^2} \sin(pt), \quad (44)$$

где

$$C_r = \sqrt{\eta_r^2(0) + \left[ \frac{\dot{\eta}_r(0)}{k_r} - \frac{p}{k_r} \frac{h_r}{k_r^2 - p^2} \right]^2}, \quad (45)$$

$$\operatorname{tg}(\alpha_r) = \frac{\dot{\eta}_r(0) k_r}{\eta_r(0) - \frac{h_r}{k_r^2 - p^2}}. \quad (46)$$

Первое слагаемое в правой части (44) характеризует собственные колебания ПСП, а второе слагаемое — вынужденные колебания. Величина (45) определяет амплитуду  $C_r$  соответствующей нормальной координаты при собственных колебаниях ПСП, а величина (46) — сдвиг фазы  $\alpha_r$  по отношению к возмущающей силе. Так как при наличии даже малых сил сопротивления, не учтённых при получении решения (44), собственные колебания быстро затухают [7–9], при установившемся режиме движения ПСП имеют место только вынужденные колебания:

$$\eta_r(t) = \frac{h_r}{k_r^2 - p^2} \sin(pt). \quad (47)$$

Формула (47) применима вне резонансной зоны, ибо когда  $p \rightarrow k_r$ , амплитуда вынужденных колебаний неограниченно возрастает и допущение о малости перемещений пластин около положения равновесия и об упругом характере деформирования проволоки несущей металлической сетки перестаёт быть справедливым. В случае резонанса необходимо учитывать пластические свойства материала, из-за чего задача становится существенно нелинейной. Поэтому доступным является только её численное решение.

Обратим выражение (31):

$$x(t) = A^{-1/2} y(t) \quad (48)$$

Подставив (37) в (48) и приняв во внимание (47), будем иметь

$$x(t) = A^{-1/2} x_a(t) \sin(pt), \quad (49)$$

где

$$x_a = \left( \sum_{s=1}^{19} \frac{h_s}{k_s^2 - p^2} A^{-1/2} b_s \right) \quad (50)$$

Таблица 1

Равновесные значения обобщённых координат (см. рис. 2)

|                                 |                        |                                    |                        |                                    |                        |
|---------------------------------|------------------------|------------------------------------|------------------------|------------------------------------|------------------------|
| $q_1 = u_1(2), \text{ м}$       | $-2,702 \cdot 10^{-6}$ | $q_7 = u_1(4), \text{ м}$          | $-1,536 \cdot 10^{-5}$ | $q_{13} = u_1(6), \text{ м}$       | $-1,175 \cdot 10^{-5}$ |
| $q_2 = u_3(2), \text{ м}$       | $7,933 \cdot 10^{-4}$  | $q_8 = u_3(4), \text{ м}$          | $3,392 \cdot 10^{-3}$  | $q_{14} = u_3(6), \text{ м}$       | $4,952 \cdot 10^{-3}$  |
| $q_3 = \varphi(2), \text{ рад}$ | $-0,023$               | $q_9 = \varphi(4), \text{ рад}$    | $-0,016$               | $q_{15} = \varphi(6), \text{ рад}$ | $-7,828 \cdot 10^{-3}$ |
| $q_4 = u_1(3), \text{ м}$       | $-1,157 \cdot 10^{-5}$ | $q_{10} = u_1(5), \text{ м}$       | $-1,508 \cdot 10^{-5}$ | $q_{16} = u_1(7), \text{ м}$       | $-6,383 \cdot 10^{-6}$ |
| $q_5 = u_3(3), \text{ м}$       | $2,223 \cdot 10^{-3}$  | $q_{11} = u_3(5), \text{ м}$       | $4,302 \cdot 10^{-3}$  | $q_{17} = u_3(7), \text{ м}$       | $5,341 \cdot 10^{-3}$  |
| $q_6 = \varphi(3), \text{ рад}$ | $-0,02$                | $q_{12} = \varphi(5), \text{ рад}$ | $-0,012$               | $q_{18} = \varphi(7), \text{ рад}$ | $-3,914 \cdot 10^{-3}$ |
|                                 |                        |                                    |                        | $q_{19} = u_3(8), \text{ м}$       | $5,471 \cdot 10^{-3}$  |

Таблица 2

Собственные частоты ПСП

| № п/п | $f, \text{ Гц}$ | № п/п | $f, \text{ Гц}$ | № п/п | $f, \text{ Гц}$    |
|-------|-----------------|-------|-----------------|-------|--------------------|
| 1     | 12,742          | 7     | 436,984         | 13    | 851,077            |
| 2     | 23,20,4         | 8     | 512,463         | 14    | $1,377 \cdot 10^3$ |
| 3     | 39,566          | 9     | 574,978         | 15    | $2,684 \cdot 10^3$ |
| 4     | 58,158          | 10    | 659,081         | 16    | $3,857 \cdot 10^3$ |
| 5     | 78,677          | 11    | 7,41,281        | 17    | $4,837 \cdot 10^3$ |
| 6     | 97,876          | 12    | 808,026         | 18    | $5,574 \cdot 10^3$ |
|       |                 |       |                 | 19    | $6,031 \cdot 10^3$ |

– амплитудный вектор обобщённых координат  $x_i$ , отсчитываемых от равновесных значений  $q_i^0$  в соответствии с формулами (19). Выражения (50) позволяют построить амплитудно-частотные и фазо-частотные характеристики для обобщённых координат  $x_i$  ( $1 \leq i, j \leq 19$ ).

Согласно (50) при реализации предложенного метода используется единственная сложная операция – определение собственных чисел и векторов квадратной матрицы, которые достаточно просто осуществляется в любом из известных математических программных комплексов, например, MathCAD или Maple.

В качестве примера рассмотрим ПСП со следующими параметрами: геометрические размеры (рис.1) –  $a=65,4 \text{ мм}$ ,  $b=4 \text{ мм}$ ,  $c=1,5 \text{ мм}$ ,  $\Delta=1 \text{ мм}$ ,  $l_0=5 \text{ мм}$ ; материал – сталь 12X18H9E, плотность  $\rho=7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/см}^3$ , модуль Юнга –  $E=195 \cdot 10^9 \text{ Па}$ ; диаметр проволок –  $d=0,22 \text{ мм}$ ; количество проволок в одном ряду –  $N_{\text{пр}}=68$ ; масса двоянной пластины –  $m=2,669 \cdot 10^{-1} \text{ кг}$ ; главный центральный момент инерции –  $J_V=9,75 \cdot 10^{-5} \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ .

Полученные при этом значения обобщённых координат в положении статического равновесия и значения собственных частот приведены в табл. 1 и табл. 2 соответственно.

#### Библиографический список

1. Бухгольц, Н. Н. Основной курс теоретической механики. В 2 т. Т.2 / Н. Н. Бухгольц. – М.: Наука, 1967. – 332 с.

2. Бутенин, Н. В. Курс теоретической механики. В 2т. Т.2. / Н. В. Бутенин, Я. Л. Лунц, Д. Р. Меркин. – М.: Наука, 1970. – 299 с.

3. Никитин, Н. Н. Курс теоретической механики / Н. Н. Никитин. – М.: Высш. шк., 1990. – 607 с.

4. Работнов, Ю. Н. Сопротивление материалов / Ю. Н. Работнов. – М.: ГИФМА, 1962. – 456 с.

5. Феодосьев, В. И. Сопротивление материалов / В. И. Феодосьев. – М.: Наука, 1979. – 560 с.

6. Корнеев, С. А. Тензорное исчисление / С. А. Корнеев. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2007. – 176 с.

7. Иориш, Ю. И. Виброметрия / Ю. И. Иориш. – М.: ГНТИМЛ, 1963. – 772 с.

8. Основы теории колебаний / Под. ред. В. В. Мигулина. – М.: Наука, 1988. – 392 с.

9. Яблонский, А. А. Курс теории колебаний / А. А. Яблонский, С. С. Норейко. – М.: Высш. шк., 1975. – 248 с.

**КОРНЕЕВ Сергей Александрович**, доктор технических наук, доцент (Россия), заведующий кафедрой «Сопротивление материалов».

**ФЁДОРОВА Мария Александровна**, старший преподаватель кафедры «Сопротивление материалов».

Адрес для переписки: e-mail: marija\_af@mail.ru

Статья поступила в редакцию 07.07.2011 г.

© С. А. Корнеев, М. А. Фёдорова

## УДАРНО-АКУСТИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА КОЛЛЕКТОРОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН ПОСТОЯННОГО ТОКА

В статье рассмотрена сущность ударно-акустической обработки (УАО) коллекторов электрических машин постоянного тока (ЭПТ), представлена схема установки для УАО ЭПТ, рассчитаны режимы для УАО коллектора, приведено сравнение глубины и степени наклепа после обработки коллектора по существующей технологии — накатка роликом и предлагаемой технологии методом УАО, приведены результаты исследований поверхности коллектора после УАО на наличие «политурь», улучшающей коммутацию ЭПТ, сделаны выводы о целесообразности использования метода УАО для финишной обработки коллекторов ЭПТ в условиях локомотиворемонтных депо.

**Ключевые слова:** электрическая машина постоянного тока, коллектор, ударно-акустическая обработка.

Существующая технология ремонта коллекторов электрических машин постоянного тока (ЭПТ) электровозов [1] допускает в качестве финишной обработки рабочей поверхности коллектора накатку роликом [2, 3]. Накатка коллектора роликом, по сравнению с полировкой помимо снижения шероховатости рабочей поверхности коллектора преследует цель повысить износостойкость за счет создания на поверхности наклепанного слоя.

Из источника [4] известно, что электропроводность наклепанной меди снижается, что ухудшает коммутацию ЭПТ. Для повышения износостойкости рабочей поверхности коллектора без снижения электропроводности меди предлагается использовать ударно-акустическую обработку (УАО) коллектора.

Ударно-акустический метод обработки относится к одному из способов поверхностно-пластического деформирования материалов (ППД). Поверхностно-пластическое деформирование осуществляют для формирования микрорельефа и улучшения физико-механических свойств поверхностного слоя.

Способ обработки рабочей поверхности коллектора с применением ударно-акустического метода представляет собой обработку рабочей поверхности коллектора с регулированием мгновенных (ударных) сил и изменением относительных скоростей инструмента и изделия при точечном или пунктирном сканировании поверхности [5].

Такой способ позволяет значительно увеличить контактную площадь поверхности, получить стабильные остаточные напряжения, высокую микротвердость и теплопроводность образованных структур, совместить необходимые триботехнические характеристики пар трения коллектор-щетка.

Для реализации этого способа использовалась установка (рис. 1), разработанная на кафедре «Технология машиностроения» машиностроительного факультета ОмГТУ, собранная на базе токарно-винторезного станка ФТ-11.

Установка состоит из корпусной детали 1, преобразователя магнитострикционного 2, ультразвукового инструмента 3 с криволинейной рабочей поверхностью 4, подвижной опоры 5, пружины 6, ограничителя 7, опорной поверхности 8, винтовой пары 9, коллектора 10, суппорта станка 11.

Режимы для УАО рассчитывались согласно [6].

Расчетная подача инструмента определяется по формуле:

$$s_{\text{расч}} = 2 \cdot \sqrt{2R_1 h} \cdot [1 - K_{\Pi}^s], \quad (1)$$

где  $R_1$  — радиус индентора, мм;  $h$  — глубина внедрения индентора в поверхность заготовки, мм;  $K_{\Pi}^s$  — коэффициент перекрытия в направлении подачи, показывающий какая часть площадки контакта в направлении подачи перекрывается соседней.

Частота вращения якоря определяется по формуле:

$$n_{\text{расч}} = \frac{60f \cdot \sqrt{2R_2 h}}{\pi R_2} \cdot [1 - K_{\Pi}^n], \quad (2)$$

где  $f$  — частота магнитострикционного преобразователя, Гц;  $R_2$  — радиус обрабатываемой поверхности детали, мм;  $K_{\Pi}^n$  — коэффициент перекрытия в окружном направлении.

Сила статического прижима при обработке коллектора определяется по формуле:

$$P_{\text{ст}} = 1,33h \cdot \sigma_T \cdot \sqrt{R_1 R_2} \cdot (2 - K_{\Pi}^s) \cdot \sqrt{1 - 4(1 - K_{\Pi}^s)^2}, \quad (3)$$

где  $\sigma_T$  — предел текучести материала, МПа.

Коэффициенты перекрытия выбирались из [6]:  $K_{\Pi}^s = 0,84$ ,  $K_{\Pi}^n = 0,997$ .

Согласно формуле (1) и следующим условиям:  $R_1 = 3$  мм;  $h = 0,02$  мм;  $K_{\Pi}^s = 0,84$  определялась расчетная подача ультразвукового инструмента  $s_{\text{расч}}$ , мм/об:

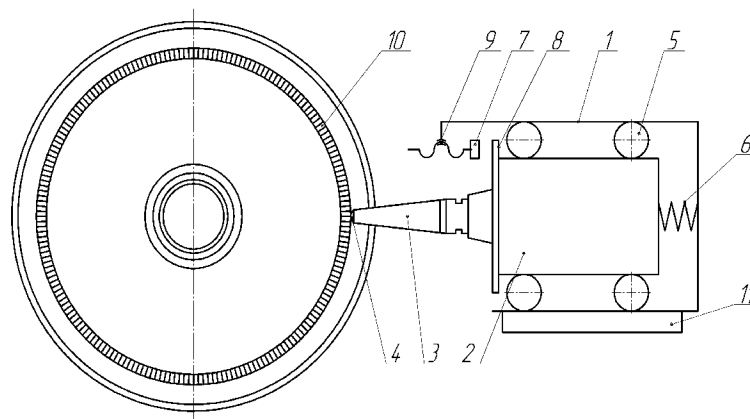


Рис. 1. Установка для ударно-акустической обработки коллектора: 1 – корпусная деталь; 2 – преобразователь магнитострикционный; 3 – ультразвуковой инструмент; 4 – криволинейная рабочая поверхность инструмента; 5 – подвижная опора; 6 – пружина; 7 – ограничитель; 8 – поверхность опорная; 9 – винтовая пара; 10 – коллектор; 11 – суппорт станка

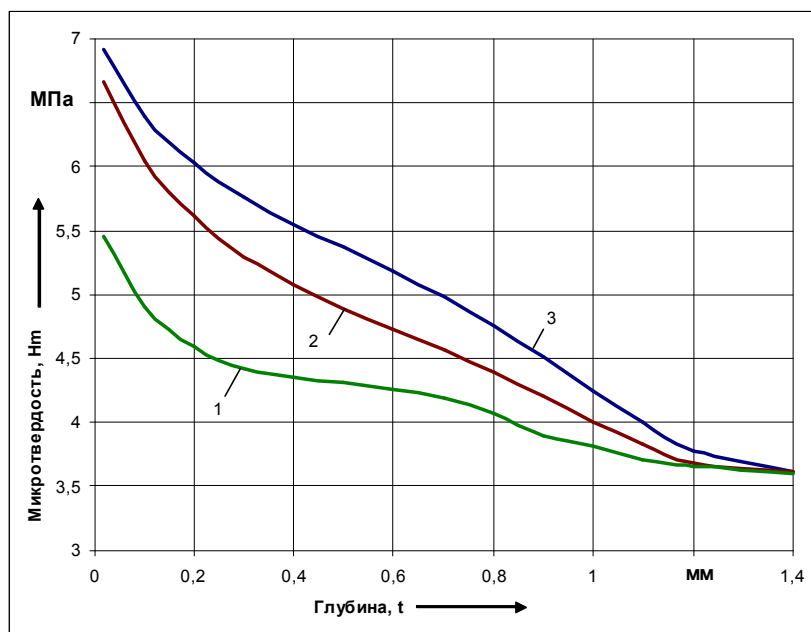


Рис. 2. Зависимость микротвердости поверхностного слоя медных образцов от глубины наклепанного слоя: 1 – токарная обработка; 2 – ударно-акустическая обработка; 3 – накатка роликом

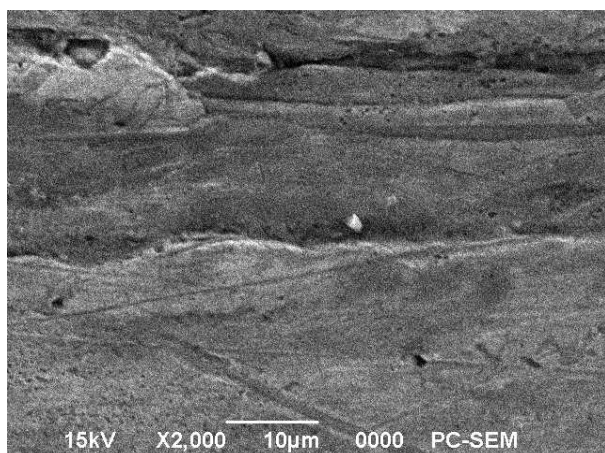


Рис. 3. Исследуемая поверхность образца после УАО

$$s_{\text{расч}} = 2 \cdot \sqrt{2 \cdot 3 \cdot 0,02} \cdot [1 - 0,84] = \\ = 2 \cdot 0,346 \cdot 0,16 = 0,11 \text{ мм/об.}$$

Согласно паспорту станка ФТ11 [7], фактическое значение подачи  $s_{\text{ф}} = 0,1 \text{ мм/об.}$

Исходя из условий:  $f = 17600 \text{ Гц}$ ;  $R_2 = 45 \text{ мм}$ ;  $K_{\text{п}}^n = 0,997$  по формуле (2) определялась расчетная частота вращения  $n_{\text{расч}}$ :

$$n_{\text{расч}} = \frac{60 \cdot 17600 \cdot \sqrt{2 \cdot 45 \cdot 0,02}}{3,14 \cdot 45} \cdot [1 - 0,997] = \\ = \frac{1056000 \cdot 1,34 \cdot 0,003}{141,3} = 30,04 \text{ об/мин.}$$

Согласно паспорту станка ФТ11, выбиралась фактическая частота вращения якоря  $n_{\text{ф}} = 31,5 \text{ об/мин.}$

С учетом полученных фактических значений  $s_{\text{ф}}$  и  $n_{\text{ф}}$  были определены значения фактических коэффициентов перекрытия:



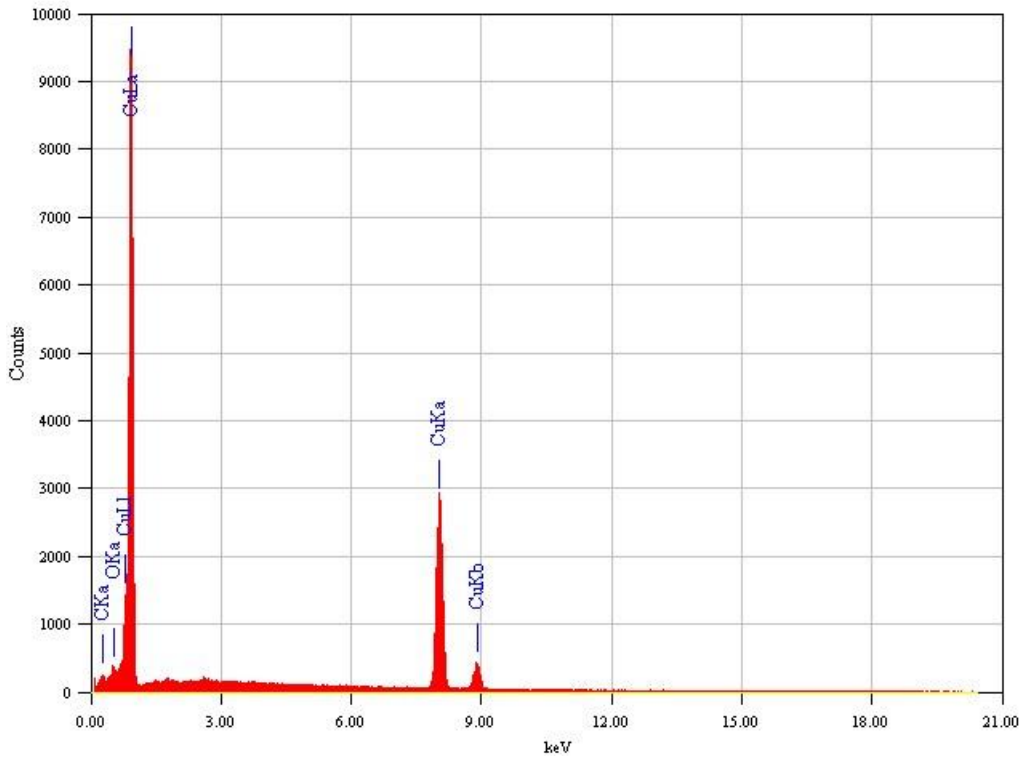


Рис. 4. Результаты рентгенофлуоресцентного анализа

Таблица 1  
Результаты рентгенофлуоресцентного спектрального анализа

| Элемент     | Энергия (keV) | Массовая доля, % | Погрешность, % | Атомная доля, % | Катион, К |
|-------------|---------------|------------------|----------------|-----------------|-----------|
| Углерод, С  | 0,277         | 16,92            | 0,27           | 49,40           | 3,2846    |
| Кислород, О | 0,525         | 2,91             | 0,13           | 6,37            | 3,2110    |
| Медь, Cu    | 8, 040        | 80,17            | 0,22           | 44,23           | 93,5044   |
| Всего       | -             | 100              | -              | 100             | 100       |

Таблица 2  
Результаты рентгенофлуоресцентного анализа на наличие оксидов

| Элемент     | Энергия (keV) | Массовая доля, % | Погрешность, % | Молярная доля, % | Оксид | Массовая доля, % | Катион, К |
|-------------|---------------|------------------|----------------|------------------|-------|------------------|-----------|
| Углерод, С  | 0,277         | 13,58            | 0,22           | 51,00            | -     | 13,58            | 3,3936    |
| Кислород, О | -             | 17,38            | -              | -                | -     | -                | -         |
| Медь, Cu    | 8, 040        | 69,04            | 0,24           | 49,30            | CuO   | 86,42            | 96,6064   |
| Всего       | -             | 100              | -              | 100              | -     | 100              | 100       |

$$K_{пф}^s = 1 - \frac{s_{расч}}{2 \cdot \sqrt{R_1 h}}, \quad (4)$$

$$K_{пф}^n = 1 - \frac{n_{ф} \cdot \pi R_2}{60f \cdot \sqrt{2 \cdot R_1 h}}, \quad (5)$$

$$K_{пф}^s = 1 - \frac{0,1}{2 \cdot \sqrt{2 \cdot 3 \cdot 0,02}} = 1 - 0,145 = 0,855,$$

$$K_{пф}^n = 1 - \frac{31,5 \cdot 3,14 \cdot 45}{60 \cdot 17600 \cdot \sqrt{2 \cdot 3 \cdot 0,02}} = 1 - 0,09 = 0,987.$$

По формуле (3), согласно полученным в результате расчета фактическим коэффициентам перекрытия, определялась сила статического прижима:

$$R_1 = 3 \text{ мм}; h = 0,02 \text{ мм}; K_{пф}^s = 0,855; R_2 = 45 \text{ мм}; \sigma_t = 70 \text{ МПа [8]}.$$

$$P_{ст} = 1,33 \cdot 0,02 \cdot 70 \cdot \sqrt{3 \cdot 45} \cdot (2 - 0,855) \cdot \sqrt{1 - 4(1 - 0,855)^2} = 1,862 \cdot 11,618 \cdot 1,145 \cdot 0,957 = 23,7 \text{ Н}.$$

Полученные в результате расчетов режимы использовались для УАО коллектора: частота вращения коллектора  $n = 31,5$  об/мин, подача ультразвукового инструмента  $s = 0,1$  мм/об, частота колебаний инструмента  $f = 17600$  Гц, сила статического прижима  $P_{ст} = 23,7$  Н. Исходная твердость меди  $HB = 400$  МПа, марка меди М0, исходная шероховатость после предварительной токарной обработки  $Ra = 2,5$  мкм.

После ударно- акустической обработки шероховатость рабочей поверхности коллектора уменьшилась до  $Ra = 0,8$  мкм.

Для оценки степени и глубины наклепа меди после УАО, накатки роликом и токарной обработки образцы из меди марки М0 подвергались каждой из перечисленных видов обработки, изготавливались шлифы, и измерялась твердость на микротвердомере мод. ПМТ-3М в зависимости от глубины.

По результатам измерений были построены графики (рис. 2). Анализируя графики 1, 2 и 3, следует заключить, что степень наклепа на глубине 1 мм после токарной обработки составляет 30%. Степень наклепа меди после УАО и накатки роликом составляет соответственно 40 и 39%. Максимальная глубина наклепанного слоя после УАО и накатки роликом составляет порядка 1,2 мм, что удовлетворительно согласуется с результатами исследований, полученных в работе [3]. Твердость меди после УАО составила  $HV = 780$  МПа.

Степень наклепа коллекторной меди после УАО соизмерима со степенью наклепа меди после накатки роликом, следовательно, можно сделать выводы о целесообразности применения данного метода в качестве упрочняющей обработки при ремонте коллекторов ЭПТ.

На основании физики процесса УАО [9] авторами статьи была выдвинута гипотеза о насыщении поверхности меди кислородом с образованием оксидной пленки, состоящей из оксида меди  $CuO$  и внедренного углерода, по своему составу соответствующей так называемой «политуре», улучшающей коммутацию ЭПТ [10].

Для подтверждения этой гипотезы медные ролики диаметром 40 мм подвергались УАО с внедрением чешуйчатого серебристого графита, режимы обработки: частота вращения  $n = 31,5$  об/мин, подача ультразвукового инструмента  $s = 0,1$  мм/об, частота колебаний инструмента  $f = 17,6$  кГц, сила статического прижима  $P_{ст} = 23,7$  Н. Был определен поэлементный состав данной пленки методом рентгенофлуоресцентного анализа с использованием растрового электронного микроскопа JEOL JCM-5700. Результаты анализа представлены на рис. 3, 4 и в виде таблиц 1, 2.

Анализируя результаты проведенных исследований необходимо отметить высокое содержание оксида меди на поверхности коллектора (86,42%), а также наличие внедренного углерода (13,58%), являющегося составной частью «политур».

### Выводы.

Предлагаемый метод обработки рабочей поверхности коллекторов электрических машин постоянного тока может применяться в качестве упрочняющего метода за счет образования упрочненного слоя глубиной порядка 1,2 мм твердостью на поверхности  $HV = 780$  МПа, что соответствует глубине наклепанного слоя и твердости после накатки роликом. Проведенный рентгенофлуоресцентный анализ на наличие оксидов на рабочей поверхности кол-

лектора после УАО с внедрением графита подтвердил присутствие на поверхности оксида меди (86,42%), а также наличие углерода (13,58%), что позволяет сделать вывод о наличии на рабочей поверхности «политур» улучшающей коммутацию ЭПТ. Полученные результаты исследований позволяют считать метод ударно-акустической обработки целесообразным в качестве финишной обработки коллекторов ЭПТ в условиях локомотиворемонтных депо.

### Библиографический список

1. Правила ремонта электрических машин электроподвижного состава [Текст]. (В ред. Указаний МПС России от 17.12.1996 № Н-1110у и от 15.12.1997 г. № К-1426у). – 106 с.
2. Пат. 34540 Российская Федерация, МКИ<sup>3</sup> 7 С 21 D 1/40. Устройство для упрочнения коллекторов электрических машин [Текст] / В. Д. Авилов, А. А. Ражковский, А. В. Соддаткин; заявитель и патентообладатель Омск. ОмГУПС. № 2003116456/20; заявл. 03.06.2003; опубл. 10.12.2003, Бюл. № 34. – 3 с. : ил.
3. Соддаткин, А. В. Исследование влияния поверхностной пластической деформации при ремонте коллекторов ТЭД [Текст] / Потенциал железнодорожного образования и науки на рубеже 21 века : сетевой инновационный форум «Транс-Сибвуз-2000» : матер. Междунар. на-уч.-техн. конф. / Омский гос. университет путей сообщения. – Омск, 2000. – С. 165–167.
4. Одинцов, Л. Г. Упрочнение и отделка деталей поверхностным пластическим деформированием [Текст] : справочник / Л. Г. Одинцов. – М. : Машиностроение, 1987. – 328 с.
5. Телевной, А. В. Технологические процессы повышения конструкционной прочности деталей машин [Текст] : учебное пособие для вузов / А. В. Телевной, В. А. Телевной. – Омск : ОмГТУ, 1993. – 122 с.
6. Скобелев, С. Б. Повышение износостойкости деталей пар трения путем выбора рациональных технологических параметров ультразвуковой упрочняющей обработки [Текст] : дис ... канд. техн. наук / С. Б. Скобелев. – Омск, 2010. – 164 с.
7. Руководство по эксплуатации. Станок токарно-винторезный повышенной точности, модель ФТ-11 [Текст]: ФТ-11 00.000 РЭ, 1981. – 61 с.
8. Смирязин, А. П. Промышленные цветные металлы и сплавы [Текст] / А. П. Смирязин. – М. : Металлургия, 1956. – 555 с.
9. Телевной, А. В. Нанометаллургический процесс на основе объемной микропластичности / А. В. Телевной, А. А. Федоров // Омский научный вестник. – 2006. – № 3(36). – С. 104–107.
10. Кунц, И. С. Скользящий контакт электрических машин [Текст] / И. С. Кунц. – М. : Энергоатомиздат, 1948. – 132 с.

**ПЕТРОЧЕНКО Сергей Валерьевич**, преподаватель кафедры «Технология транспортного машиностроения и ремонта подвижного состава» Омского государственного университета путей сообщения.

Адрес для переписки: e-mail: c.o.r.d.84@mail.ru

**ФЕДОРОВ Алексей Аркадьевич**, кандидат технических наук, преподаватель кафедры «Технология машиностроения» Омского государственного технического университета.

Адрес для переписки: e-mail: aafedorov83@rambler.ru

Статья поступила в редакцию 08.04.2011 г.

© С. В. Петроченко, А. А. Фёдоров

## ПРИМЕНЕНИЕ ОГНЕУПОРНЫХ МАТЕРИАЛОВ В ТОПКАХ ГАЗОТРУБНЫХ КОТЛОВ

Рассмотрены вопросы выбора огнеупорных материалов для интенсификаторов теплопереноса в топках газотрубных котлов. Приводятся схемы классификации подобных материалов.

**Ключевые слова:** турбулизатор, горение, котёл, классификация, кермет.

Газотрубные котлы широко используются в теплоэнергетике для получения пара и горячей воды. В качестве топлива преимущественно используются природный газ и различные нефтепродукты. В топке теплота от факела к ограждающим конструкциям передаётся излучением и конвекцией. Интенсифицировать процессы переноса энергии возможно с использованием специальных устройств, выполняющих функции вторичных излучателей и турбулизаторов. Использование последних (интенсификаторов теплопереноса) в топках газотрубных котлов дает большое преимущество данным агрегатам повышая их КПД и понижая расход топлива [1]. Конструктивно эти устройства могут быть встроены непосредственно в горелку (например, тела плохо обтекаемой формы), располагаться в топке (рис. 1) на некотором удалении от горелки (керамические горки, решетки, турбулизаторы, вторичные излучатели). Но основным в создание подобных устройств является вопрос по выбору огнеупорного материала способного долгое время работать под воздействием высоких температур и прямого огня.

Огнеупорные материалы — это материалы, изготавливаемые на основе минерального сырья и отличающиеся способностью сохранять без существенных нарушений свои функциональные свойства в разнообразных условиях службы при высоких температурах [2].

Эти материалы отличаются повышенной прочностью при высоких температурах, химической инертностью. По составу огнеупорные материалы — это керамические смеси тугоплавких оксидов, силикатов, карбидов, нитридов, боридов. В качестве огнеупорного материала применяется углерод (кокс, графит) [3]. В основном эти неметаллические материалы, обладающие огнеупорностью не ниже 1580 °С, применяются практически везде, где требуется ведение каково-либо процесса при высоких температурах.

Классифицируются огнеупорные материалы по следующей схеме:

1. По форме и размеру.

Прямые и клиновидные нормальных размеров, малого и большого форматов; фасонные простые, сложные, особо сложные; крупноблочные, массой свыше 60 килограммов; специальные: промышленного и лабораторного назначения (тигли, трубки).

2. По способу формования.

Пылевые из естественных горных пород или из предварительно изготовленных блоков. Литые, изго-

товленные способом литья из жидкого шликера, пеношликера. Пластичного формования, изготовленные из масс в пластичном состоянии машинной формовкой, с последующей допрессовкой, полусухого формования из порошков. Плавленые литые из расплава, получаемого путём электроплавки, термопластичнопрессованные, горячепрессованные.

3. По огнеупорности.

Огнеупорные (огнеупорность от 1580 до 1770 °С), высокоогнеупорные (от 1770 до 2000 °С), высшей огнеупорности (более 2000 °С).

4. По пористости.

Особоплотные (открытая пористость до 3 %), высокоплотные (открытая пористость от 3 до 10 %), плотные (открытая пористость от 10 до 16 %), уплотненные (открытая пористость от 16 до 20 %), среднетплотные (открытая пористость от 20 до 30 %), низкоплотные (пористость от 30 до 45 %), высокопористые (общая пористость от 45 до 75 %), ультрапористые (общая пористость более 75 %).

5. По химико-минеральному составу.

Следует различать кислые, нейтральные и основные огнеупоры. Более детальная классификация производится по их химическому составу (кремнеземистые, высокомагнезиальные, оксидные, оксидоуглеродистые).

6. По области применения.

Огнеупоры имеют очень много областей применения, но всех их можно разбить на две основные группы — это огнеупоры (огнеупорные изделия) общего назначения, и огнеупоры, спроектированные специально для конкретного теплового агрегата.

На основании вышеизложенного и основываясь на литературных данных, можно предположить, что на данный момент наиболее оптимальным и эффективным материалом для изготовления интенсификаторов теплопереноса в топках газотрубных котлов являются керметы.

Керметы (керамикометаллические материалы) — керамикометаллические либо металлокерамические материалы, представляющие собой гетерогенную композицию одной или нескольких керамических фаз с металлами или сплавами, с относительно малой взаимной растворимостью фаз. Керметы сочетают свойства керамики (высокие твердость и сопротивление износу, тугоплавкость, жаропрочность) и металлов (теплопроводность, пластичность), т.е. обладают комплексом свойств, интегрирующим характеристики нескольких компонентов [3]. Свойства керметов

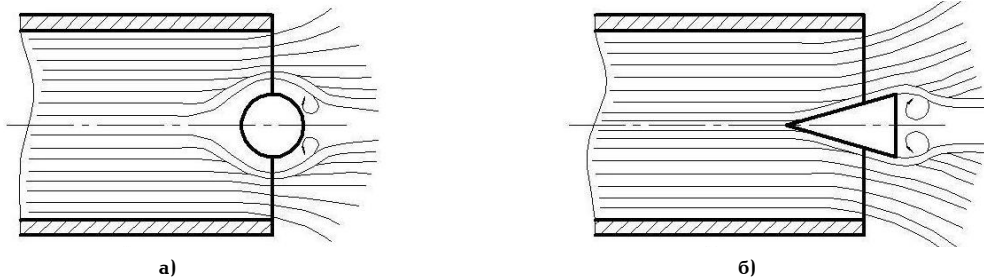


Рис. 1. Схемы применения интенсификаторов теплопереноса.  
а, б – тела плохо обтекаемой формы (цилиндрическое, коническое)

зависят от свойств наполнителя и матрицы, а также объемного соотношения и адгезии между ними. Неметаллические фазы в керметах придают им требуемые эксплуатационные характеристики, так как обладают ими в свободном состоянии. Содержание керамической фазы в керметах колеблется от 15 до 85 % (по объему). Металлическая матрица в керметах объединяет твердые частицы в единый композиционный материал, обеспечивая изделиям необходимую прочность и пластичность. В качестве металлических компонентов используют Cr, Ni, Al, Fe, Co, Ti, Zr и сплавы на их основе.

Микроструктура керметов может представлять собой:

- керамическую матрицу, внутри которой расположены металлические включения;
- металлическую матрицу с изолированными между собой керамическими частицами;
- два равноправных каркаса из металла и керамики;
- статистическую смесь керамических и металлических частиц.

По природе керамической составляющей керметы делят на:

- оксидные ( $Al_2O_3$ ,  $Cr_2O_3$ ,  $SiO_2$ ,  $ZrO_2$ );
- карбидные ( $SiC$ ,  $Cr_3C_2$ ,  $TiC$ );
- нитридные ( $TiN$ );
- боридные ( $Cr_2B_2$ ,  $TiB_2$ ,  $ZrB_2$ );
- керметы на основе силицидов ( $MoSi$ ) и других тугоплавких соединений.

По применению – жаропрочные, износостойкие, высокоогнеупорные, коррозионно-стойкие.

Выбор той или иной структуры диктуется назначением материала и технологией его получения. Компоненты керметов должны удовлетворять специальным требованиям по химической стабильности, термомеханической совместимости и адгезии на границах фаз.

Наиболее подходящими для турбулизации газовых потоков и интенсификации теплопереноса в топке являются керметы типа металл – тугоплавкое

соединение наиболее распространенными на основе карбида вольфрама являются сплавы системы WC-Co. Пропиткой спрессованного карбида вольфрама медью, медно-никелевым сплавом Cu-10 % Ni, марганцевым мельхиором и медносеребряным сплавом. Широко используются керметы на основе карбида титана. Керметы на основе TiC обладают высокой термо- и износостойкостью, малой склонностью к диффузии [4]. В последние годы были получены неокислородные огнеупорные металлокерамические материалы с температурами плавления до 4000 °С.

В заключении можно сказать, что использование подобных огнеупорных металлокерамических материалов для изготовления турбулизаторов (интенсификаторов теплопереноса), применяемых в топках газотрубных котлов создает предпосылки для создания высокоэффективных и долговечных теплогенераторов.

#### Библиографический список:

1. Михайлов, А. Г. Стабилизация и турбулизация газовых потоков в топке / А. Г. Михайлов, Д. С. Романенко // Омский научный вестник. – 2009. – № 3 (83). – С. 107–109.
2. Кащеев, И. Д. Свойства и применение огнеупоров / И. Д. Кащеев. – М.: Теплотехник, 2004. – 352 с.
3. Стрелов, К. К. Технология огнеупоров / К. К. Стрелов, П. С. Мамыкин. – М.: Металлургия, 1978. – 370 с.
4. Кербер, М. Л. Композиционные материалы / М. Л. Кербер // Соросовский Образовательный Журнал. – 1999. – № 5. – С. 33–41.

**МИХАЙЛОВ Андрей Гаррьевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Теплоэнергетика».

**БАТРАКОВ Петр Андреевич**, аспирант кафедры «Теплоэнергетика».

Адрес для переписки: e-mail: mikhailovand@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 14.06.2011 г.

© А. Г. Михайлов, П. А. Батраков

## Книжная полка

Кудрявцева, О. В. Техническая гальванопластика / О. В. Кудрявцева. – М.: Политехника, 2010. – 148 с. – ISBN 978-5-7325-0930-4.

В книге подробно описаны технологические процессы изготовления формообразующих элементов прессформ, полых тонкостенных изделий сложной конфигурации и плоских изделий. Большое внимание уделено вопросам изготовления моделей и материалам, из которых они сделаны. Рассмотрены вопросы металлизации диэлектрических материалов. Приведены составы электролитов, способы их приготовления и корректировки. Книга предназначена для инженерно-технических работников и мастеров гальванических цехов заводов, а также для специалистов проектных организаций; может быть использована студентами вузов.

## ВЛИЯНИЕ ПОВЫШЕННОЙ ОСЕВОЙ НАГРУЗКИ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ БУКСОВЫХ ПОДШИПНИКОВ ГРУЗОВОГО ВАГОНА

**В статье рассматривается работоспособность буксовых подшипников грузовых вагонов при планируемом повышении осевой нагрузки. Критериями оценки работы подшипников качения являются значения прогиба и угла поворота сечения шейки оси колесной пары, которые сравниваются с допустимыми.**

**Ключевые слова:** изгибная жесткость, ось, роликподшипник, букса, грузовой вагон.

В настоящее время на сети дорог эксплуатируются грузовые вагоны с осевой нагрузкой 23,5 тс, а также вагоны с новыми моделями тележек, рассчитанными на осевую нагрузку до 25 тс. Задачи, решаемые транспортным машиностроением в рамках Стратегии развития железнодорожного транспорта Российской Федерации до 2030 г. и Стратегии развития транспортного машиностроения до 2015 г., предполагают увеличение грузоподъемности вагонов. Согласно требованиям, предъявляемым к перспективным конструкциям грузовых вагонов, значение осевой нагрузки должно быть увеличено до 27–30 тс [1].

Из анализа причин поступления грузовых вагонов во внеплановый ремонт видно, что одной из основных причин является грение буксового узла. Более 20 % случаев повышения температуры буксы приходится на неисправности колец подшипников, 15 % — на неисправности роликов [2, 3]. Эксплуатация полувагонов с буксами на касетных конических подшипниках показала, что основные неисправности, из-за которых отцепляют вагоны в текущий отцепочный ремонт, аналогичны неисправностям вагонов с буксами на серийных подшипниках [4].

Одной из причин, вызывающей данные дефекты буксовых подшипников грузовых вагонов, является взаимный перекос колец, возникающий при упругой деформации шейки оси от воздействия радиальных составляющих сил, действующих на колесную пару вагона.

К основным внешним нагрузкам, с которыми связана деформация колесных пар, относятся: статическая — от веса брутто вагона; от колебаний обрессоренных масс вагона; центробежная — при движении вагона по кривой; вызванные вписыванием вагона в кривую и др. [5].

ГОСТ 22780-93 «Оси для вагонов железных дорог колеи 1520 (1524) мм» [6] устанавливает два типа вагонных осей применяемых в колесных парах грузовых вагонов — РУ1 и РУ1Ш. Данные два типа осей различаются конструкцией торцового крепления внутренних колец роликовых подшипников на шейке: РУ1 — с нарезной частью для навинчивания корончатой гайки; РУ1Ш — при помощи приставной шайбы, для чего на торцах делают отверстия с нарезкой для болтов крепления.

Таким образом, актуально рассмотреть вопрос влияния планируемого увеличения осевой грузоподъемности вагонов на работоспособность буксовых подшипников при использовании типовых осей.

Для исследования изгибной жесткости оси колесной пары в состоянии покоя грузового вагона был выполнен конечно-элементный расчет прогибов и углов поворота сечений оси с помощью программного комплекса APM WinMachine. Методика расчета учитывала геометрические размеры и механические свойства материала исследуемой оси.

Расчет производился для оси типа РУ1Ш колесной пары грузового вагона, выполненной из углеродистой стали марки ОсВ (модуль упругости  $E = 2,1 \cdot 10^8$  Па) для осевых нагрузок 23,5; 25; 27; 30 тс. В рамках расчета были приняты следующие допущения:

1. Вагонная ось (рис. 1а), воспринимающая давления от кузова вагона и передающая их на рельсы, рассматривается как балка, нагруженная распределенными силами  $Q$  и опирающуюся на две шарнирные опоры  $C$  и  $D$ , из которых одну следует считать подвижной (рис. 1б). Такая схема примерно соответствует действительной работе оси, опорные сечения которой при изгибе могут поворачиваться, причем расстояние между точками  $C$  и  $D$  может немного изменяться [7].

2. Геометрические размеры рассчитываемой оси соответствуют номинальным значениям, приведенным в ГОСТ 22780-93 [6].

3. Левая и правая шейки оси нагружены одинаковой по величине нагрузкой. Это подразумевает, что колесная пара установлена симметрично относительно оси пути.

4. Распределенные нагрузки  $Q$  действуют на участках 160 мм, удаленных от торцов оси на 10 мм. Это соответствует равномерному нагружению внутренних колец подшипников буксы.

Результаты расчета прогиба и угла поворота сечения оси при осевой нагрузке вагона  $p_o = 23,5$  тс представлены на рис. 2.

Следует обратить внимание на допущение относительно распределения нагрузок на шейках оси. При передаче нагрузки от корпуса буксы, задний подшипник более нагружен, чем передний, т.к. разность нагрузок по рядам роликов возрастает с увеличением

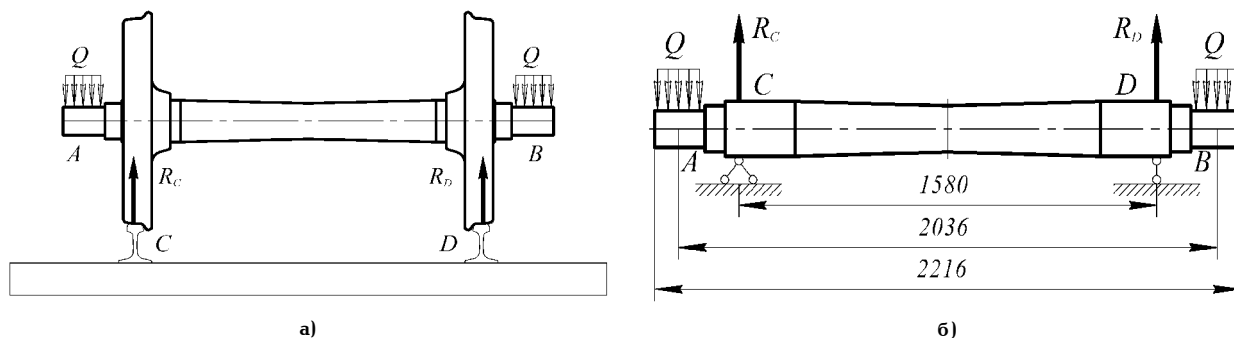


Рис. 1. Схема нагружения оси колесной пары грузового вагона:  
а — действительная; б — расчетная

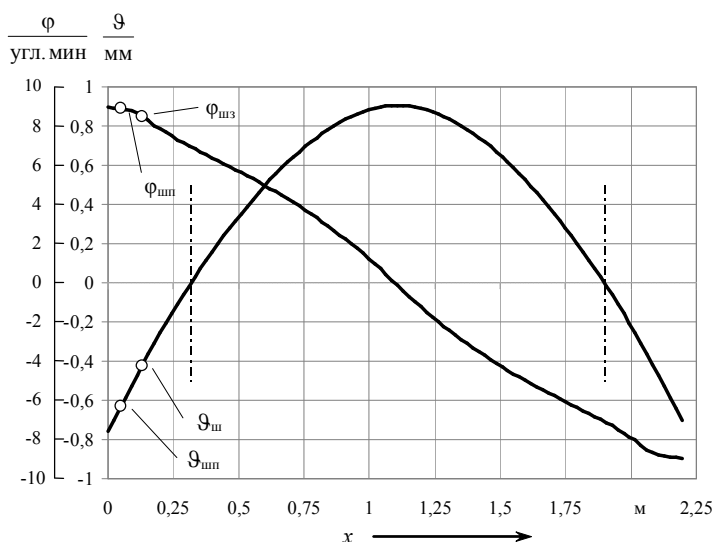


Рис. 2. График зависимости прогиба  $\vartheta(x)$  и угла поворота сечения оси  $\varphi(x)$  при воздействии статической нагрузки от веса брутто вагона с нагрузкой на ось 23,5 тс

деформируемости оси колесной пары. Перераспределение нагрузки на шейке влияет на величину деформации оси. Для расчета прогиба и угла поворота сечения принято, что 60 % нагрузки воспринимает задний подшипник и 40 % передний [8], поэтому сравнивать с допускаемыми значениями — стоит значения прогиба и угла поворота сечения соответствующие заднему подшипнику.

На рис. 3 представлены значения деформации оси соответствующие заднему подшипнику при осевых нагрузках вагона 23,5; 25; 27; 30 тс.

Рекомендуемое значение допустимого угла поворота сечения оси для цилиндрических роликоподшипников с короткими роликами без бомбины до 4 угл. мин, с бомбиной до 10 угл. мин; в конических без бомбины до 2 угл. мин, с бомбинированными роликами до 6 угл. мин [9].

Даже при небольшом значении угла перекоса колец подшипника (1 угл. мин) на одном из краев ролика давления могут увеличиваться в 2–3 раза. Возникающие концентрации контактных давлений уменьшают срок службы и являются причиной повышения температуры или заклинивания подшипника буксы.

Сравнивая расчетные значения прогиба и угла поворота сечения с допускаемыми, можно заключить, что при осевой нагрузке вагона 23,5 и 25 тс угол поворота сечения заднего подшипника  $\varphi_{шз(23,5)} = 8,17$  угл. мин и  $\varphi_{шз(25)} = 8,69$  угл. мин не превышают допустимого значения для цилиндрических роликоподшипников с модифицированным контактом. Угол

поворота сечения  $\varphi_{шз(27)} = 9,38$  угл. мин близко приближен к допустимому, а при нагрузке 30 тс  $\varphi_{шз(30)} = 10,42$  угл. — превышает допустимое значение. При всех расчетных нагрузках угол поворота сечения превышает допустимое значение для конических роликоподшипников подшипников, а также для цилиндрических роликоподшипников без модифицированного контакта.

Следующим этапом планируется исследования изгибной жесткости шейки оси при учете воздействия других нагрузок, действующих на колесную пару при движении вагона. Это позволит более точно оценить работоспособность подшипников грузового вагона в реальных условиях эксплуатации при планируемом повышении осевых нагрузок.

### Выводы.

Использование осей типа РУ1 и РУ1Ш для грузовых вагонов с повышенной осевой нагрузкой (25 тс и более) не может гарантировать безопасной работы подшипников буксы. Это объясняется тем, что возникающая деформация, рассчитанная для случая статического нагружения шейки оси колесной пары, при осевых нагрузках вагона 25 и 27 тс приближена к допустимому значению, а при нагрузке 30 тс превышает его.

Учитывая высокую чувствительность конических подшипников к перекосам, при выборе опор качения цилиндрические роликоподшипники предпочтительны, т.к. допускают более высокое значение дефо-

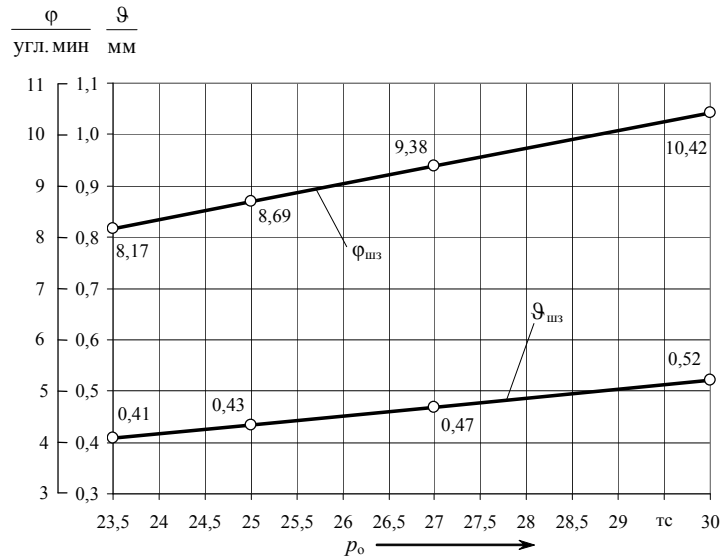


Рис. 3. График зависимости прогиба  $\vartheta$  и угла поворота сечения оси  $\varphi$  от осевой нагрузки  $p_0$

рмации шейки оси колесной пары в условиях эксплуатации.

#### Библиографический список

1. Гапанович, В. А. Белая книга ОАО «РЖД»: Стратегические направления научно-технического развития компании [Текст] / В. А. Гапанович // Железнодорожный транспорт. — 2007. — № 8. — С. 2–6.
2. Саперов, А. В. Как повысить надежность буксового узла? / А. В. Саперов // Вагоны и вагонное хозяйство. — 2009. — № 3. — С. 13–15.
3. Щеглов, А. Г. Надежность буксового узла — гарантирована / А. Г. Щеглов // Вагоны и вагонное хозяйство. — 2010. — № 4. — С. 27.
4. Сергеев, К. А. Повышение работоспособности буксового узла с кассетным подшипником / К. А. Сергеев, А. Н. Францев // Железнодорожный транспорт. — 2008. — № 7. — С. 58–62.
5. Расчет вагонов на прочность [Текст] / С. В. Вершинский [и др.] ; под ред. Л. А. Шадура. — Изд. 2-е. — М. : Машиностроение, 1971. — 432 с.
6. ГОСТ 22780-93. Оси для вагонов железных дорог колеи 1520 (1524) мм. Типы, параметры и размеры [Текст]. Введ. 1995-01-01. — М. : Изд-во стандартов, 1995. — 16 с.

7. Беляев, Н. М. Сопротивление материалов / Н. М. Беляев. — М. : Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука», 1976. — 608 с.

8. Волков, Н. Н. Подшипники качения колесных пар вагонов и локомотивов / Н. Н. Волков, Н. В. Родзевич. — М. : Машиностроение, 1972. — 168 с.

9. Решетов, Д. Н. Детали машин : учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д. Н. Решетов. — М. : Машиностроение, 1989. — 496 с.

**БОРОДИН Анатолий Васильевич**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Теория механизмов и детали машин».

Адрес для переписки: e-mail: tmdm@omgups.ru

**КОВАЛЁВ Михаил Игоревич**, аспирант кафедры «Теория механизмов и детали машин».

Адрес для переписки: e-mail: mk4sci@gmail.com

Статья поступила в редакцию 27.05.2011 г.

© А. В. Бородин, М. И. Ковалёв

## Книжная полка

**Ибрагимов, И. М. Основы компьютерного моделирования наносистем : учеб. пособие для вузов / И. М. Ибрагимов, А. Н. Ковшов, Ю. Ф. Назаров. — М. : Лань, 2010. — 384 с. — ISBN 978-5-8114-1032-3.**

Представлены основные положения моделирования систем на различных иерархических уровнях строения вещества по схеме «снизу вверх» (атомная структура, молекулы, супрамолекулярные системы и нанокластеры) и рассмотрены взаимодействия частиц на таких уровнях. Систематизированы основные методы вычислительной нанотехнологии: квантовомеханические расчеты «из первых принципов» и методы, основанные на положениях молекулярной динамики и моделях Монте-Карло. Изложены способы молекулярной самосборки и методы многомасштабного моделирования материалов и процессов. Приведен обзор программного обеспечения моделирования наносистем. Для студентов вузов и специалистов в области вычислительной нанотехнологии.

## РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ СТРУИ ВПРЫСКИВАЕМОГО ЖИДКОГО ТОПЛИВА ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

В статье дана методика выбора диаметра и числа сопловых отверстий распылителей форсунок тепловозных дизелей, приведены основы расчета качества распыливания жидкого топлива с примерами расчетов, показана необходимость согласования длины факела с задержкой воспламенения.

**Ключевые слова:** сопло, проходное сечение, мелкость распыливания, длина факела, задержка воспламенения.

### 1. Расчет мелкости распыливания жидкого топлива

В процессе подачи жидкого топлива в камеру сгорания тепловозного двигателя определяют его расход за цикл, скорость истечения, длину струи (факела) и мелкость (дисперсность) распыливания.

На рис. 1 показан съёмный сопловый наконечник распылителя форсунки, а в табл. 1 приведены его основные размеры. Подача жидкого топлива к сопловым отверстиям осуществляется под высоким давлением, обеспечивая требуемую дисперсность распыливания и длину факела. Площадь поверхности струи распыленного топлива зависит от размеров капель и их количества. Обычно распыленное топливо представляется в виде совокупности мелких шариков с радиусом  $R$ , площадью поверхности  $S_k = 4\pi R^2$  и объёмом  $V_k = 4/3\pi R^3$ . При диаметре капель  $d_k = 2R$  площадь и объём будут равны

$$S_k = \pi d_k^2, V_k = \pi d_k^3 / 6. \quad (1)$$

При оценке мелкости распыливания топлива обычно определяют средний диаметр по Заутеру, который пропорционален отношению суммарного объёма всех капель к их суммарной поверхности [1]. Иосиф Заутер – немецкий ученый, физик, математик (1906 – 1983).

Средний диаметр капель по Заутеру (обозначают  $d_{32}$ )

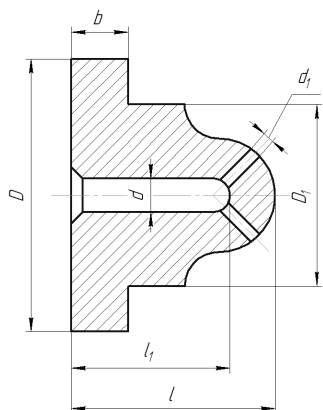


Рис. 1. Сопловый наконечник распылителя форсунки

$$d_{32} = \frac{\sum N_i \cdot d_i^3}{\sum N_i \cdot d_i^2}, \quad (2)$$

где  $N_i$  — число капель с данным наружным диаметром;  $d_i$  — диаметр капель данного размера.

Анализ работ по физическим процессам, вызывающим распад струи на капли [1, 2, 3, 4, 5] показал, что распыливание топлива улучшается при уменьшении его вязкости и поверхностного натяжения, при увеличении давления перед сопловыми отверстиями, при уменьшении диаметра сопла.

Струя жидкости разделяется на капли в основном под воздействием капиллярного натяжения, колебательных явлений и скорости истечения, которая зависит от давления и диаметра соплового отверстия форсунки.

Распыливание топлива зависит от числа Вебера и Рейнольдса. Безразмерное число Вебера устанавливает связь между тремя параметрами, влияющими на мелкость распыливания жидкости, и находят из выражения

$$We = \Delta P d_c / \sigma, \quad (3)$$

где  $\Delta P$  — перепад давления, Н/м<sup>2</sup> в сопловом отверстии и среды, куда производится впрыск;  $d_c$  — диаметр соплового отверстия, м;  $\sigma$  — коэффициент поверхностного натяжения жидкости (топлива), Н/м.

Для углеводородных топлив величина  $\sigma$  (Н/м) имеет следующие значения: нефть — 0,026; дизельное топливо — 0,029; бензин — 0,022.

Число Рейнольдса зависит от средней скорости движения топлива  $\vartheta_T$  (м/с), диаметра соплового отверстия  $d_c$  (м), кинематической вязкости  $\nu_T$  (м<sup>2</sup>/с) и определяется выражением

Таблица 1  
Основные размеры соплового наконечника

| D, мм | D <sub>1</sub> , мм | l, мм | l <sub>1</sub> , мм | d, мм | d <sub>1</sub> , мм | Число отверстий |
|-------|---------------------|-------|---------------------|-------|---------------------|-----------------|
| 12    | 8                   | 14,5  | 6,5                 | 1,5   | 0,3                 | 8               |



$$Re = \vartheta_T \cdot d_c / \nu_T. \quad (4)$$

Динамическая вязкость  $\mu_T$  (Па·с), кинематическая вязкость  $\nu_T$  (м<sup>2</sup>/с) и плотность топлива  $\rho_T$  (кг/м<sup>3</sup>) связаны выражением

$$\mu_T = \nu_T \cdot \rho_T. \quad (5)$$

Одним из основных законов капиллярных явлений, влияющих на мелкость распыливания топлива, является закон Лапласа. Безразмерный критерий Лапласа связывает четыре параметра, влияющие на мелкость распыливания топлива

$$L_p = (\rho_T \cdot d_c \cdot \sigma) / \mu_T, \quad (6)$$

где  $\rho_T$  — плотность топлива, кг/м<sup>3</sup>;  $d_c$  — диаметр соплового отверстия, м;  $\sigma$  — коэффициент поверхностного натяжения, Н/м;  $\mu_T$  — коэффициент динамической вязкости топлива, Н·с/м<sup>2</sup>.

Значительное влияние на распыливание топлива оказывает величина скорости, с которой жидкость вытекает из соплового отверстия. Как показали многочисленные эксперименты, величина скорости вытекающего топлива  $\vartheta_T$ , при которой начинается распад непосредственно у соплового отверстия, зависит от ряда факторов [1]:

$$\vartheta_T = f(\rho_T; \rho_B; \mu_T; \mu_B; \sigma; d_c), \quad (7)$$

где  $\rho_T$  и  $\rho_B$  — соответственно плотность топлива и воздуха;  $\mu_T$  и  $\mu_B$  — коэффициенты динамической вязкости топлива и воздуха;  $\sigma$  — поверхностное натяжение топлива;  $d_c$  — диаметр соплового отверстия.

Для придания уравнению безразмерного вида воспользуемся масштабами протяженности  $L$ , времени  $T$  и массы  $M$ . Выберем эти масштабы так, чтобы

$$\rho_T \cdot \frac{M}{L^3} = 1; \quad \sigma \cdot \frac{M \cdot L}{T^2 L} = 1; \quad d_c \cdot L = 1, \quad \text{Тогда,} \quad (8)$$

$$L = \frac{1}{d_c}; \quad M = \frac{1}{d_c^3 \cdot \rho_T}; \quad T = \frac{\sigma^{0,5}}{d_c^{1,5} \cdot \rho_T^{0,5}}. \quad (9)$$

После приведения к безразмерной форме функциональное уравнение (7) примет вид [1]

$$\vartheta_T \sqrt{\frac{\rho_T \cdot d_c}{\sigma}} = f\left(\frac{\mu_T}{\sqrt{\rho_T \cdot d_c \cdot \sigma}}; \frac{\rho_B}{\rho_T}; \frac{\mu_B}{\mu_T}\right). \quad (10)$$

Введем обозначения

$$We = \frac{\vartheta_T^2 \cdot \rho_T \cdot d_c}{\sigma}; \quad L_p = \frac{\rho_T \cdot d_c \cdot \sigma}{\mu_T^2}; \quad \mu_k = \frac{\mu_B}{\mu_T};$$

$$\rho_k = \frac{\rho_B}{\rho_T}. \quad (11)$$

На основании обработки экспериментальных результатов и теоретических предположений А.С. Лышевский [2] получил зависимость, позволяющую определять средние диаметры капель при впрыске. Для определения среднего диаметра капель по Заутеру используем формулу

$$d_{32} = d_c \cdot 1,68 \cdot (\rho_k \cdot We)^{-0,266} \cdot L_p^{-0,073}. \quad (12)$$

**Пример 1.** Определить диаметр сопловых отверстий распылителя для подачи дизельного топлива в

камеру сгорания под средним постоянным давлением 40 МПа (40 · 10<sup>6</sup> Н/м<sup>2</sup>). Максимальное давление в полости форсунки 70 МПа. Плотность дизельного топлива при 20 °С равна 850 кг/м<sup>3</sup>.

В качестве примера определим расчетным путем и при помощи номограммы суммарное значение проходного сечения сопловых отверстий распылителей, их число и диаметр для дизеля ООО «Коломенский завод» 4-36ДГ, 8ЧН 26/26.

Для режима номинальной мощности цикловую подачу (мм<sup>3</sup>) для дизеля 8ЧН 26/26 определим по формуле:

$$q_{ц} = \frac{q_e \cdot N_e \cdot 1000}{i \cdot n_H \cdot \rho_T \cdot 60} = \frac{200 \cdot 993 \cdot 1000}{8 \cdot 375 \cdot 0,85 \cdot 60} = 1300 \text{ мм}^3, \quad (13)$$

где  $q_e$  — удельный эффективный расход топлива, 200 г/(кВт·ч);  $N_e$  — эффективная номинальная мощность, 993 кВт;  $i$  — число цилиндров, 8;  $n_H$  — частота вращения вала насоса, 375 мин<sup>-1</sup>;  $\rho_T$  — плотность топлива, 0,85 г/см<sup>3</sup> (850 кг/м<sup>3</sup>).

Главным параметром распылителя является его эффективное проходное сечение  $\mu_F$ . Обычно коэффициент расхода  $\mu$  принимают 0,6 ÷ 0,75. Суммарная площадь сопловых отверстий  $F$  зависит от диаметра отверстий и их количества. Величина  $\mu_F$  для распылителей тепловозных дизелей с подачей топлива за цикл от 1000 до 2000 мм<sup>3</sup> лежит в пределах 0,5 ÷ 1,0 мм<sup>2</sup>. Для конкретного двигателя величина  $\mu_F$  должна иметь оптимальное значение, выбранное при доводочных испытаниях.

На рис. 2 показаны осциллограммы хода иглы ( $h_n$ ) и изменения давления в канале форсунки ( $P$ ) в зависимости от угла поворота коленчатого вала ( $\varphi$ ) при частоте вращения вала насоса 375 мин<sup>-1</sup>. Начало открытия иглы и подача топлива происходит примерно за 10° до ВМТ и продолжается 30° поворота коленчатого вала или 15° поворота вала насоса.

Для тепловозных и судовых двигателей мощностью более 500 кВт при выборе эффективного проходного сечения распылителя в зависимости от цикловой подачи и продолжительности впрыскивания (длительности цикловой подачи) авторами рекомендуется номограмма, приведенная на рис. 3. Номограмма построена для частоты вращения вала двигателя 750 мин<sup>-1</sup>, среднего давления топлива перед сопловыми отверстиями 40 МПа (максимальное давление 70 МПа).

**Каждая линия поля номограммы построена для постоянного значения  $\mu_F$  и неизменной скорости истечения топлива из сопла. При изменении продолжительности впрыска  $\varphi_B$  определялась цикловая подача  $q_{ц}$ .**

Из анализа рис. 3 видно, что при уменьшении  $\mu_F$  увеличивается продолжительность впрыскивания  $\varphi_B$ , что является важным при диагностике распылителей форсунок. Обычно уменьшение  $\mu_F$  в эксплуатации происходит в результате образования кокса в сопловых отверстиях, что нарушает процесс топливоподачи. Для  $q_{ц} = 1300$  мм<sup>3</sup> и  $\varphi_B = 15^\circ$  величина  $\mu_F = 0,64$  мм<sup>2</sup>.

Для оценки  $\mu_F$  вначале определяют теоретическую скорость истечения дизельного топлива через сопловые отверстия

$$\vartheta_T = \sqrt{2 \cdot \Delta P / \rho_T}, \quad (14)$$

где  $\Delta P$  — среднее по величине давление топлива перед сопловыми отверстиями, равно 0,6  $P_{\text{ф max}}$ ;  $\rho_T$  — плотность дизельного топлива.

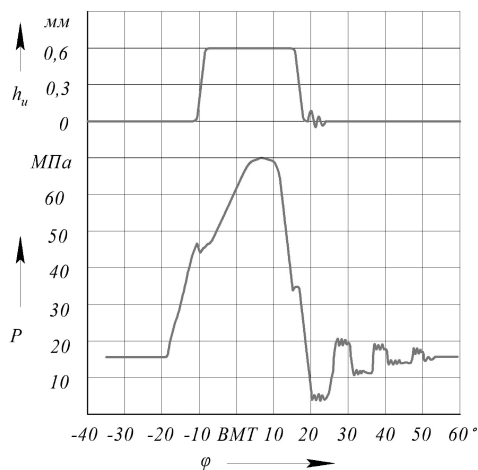


Рис. 2. Осциллограммы процесса подачи топлива (давление топлива в канале форсунки и ход иглы)

$$\vartheta_T = \sqrt{2 \cdot 400 \cdot 10^5 / 850} = 306 \text{ м/с}.$$

Действительная максимальная скорость, при которой жидкость вытекает из сопловых отверстий  $\vartheta_{\Delta} = \vartheta_T \mu F = 306 \cdot 0,7 = 215 \text{ м/с}$ .

Объемный расход топлива  $Q$  из распылителя ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) определяют из выражения

$$Q = \mu F \cdot \vartheta_T = \mu F \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P / \rho_T}, \quad (15)$$

где  $\mu F$  — эффективное проходное сечение распылителя,  $\text{м}^2$ ;  $\vartheta_T$  — теоретическая скорость истечения топлива  $\text{м/с}$ .

Дополнительно объемный расход топлива за цикл в  $\text{мм}^3/\text{с}$  можно определить по его количеству, поданному в камеру сгорания ( $q_{ц}$ ) за время впрыска  $t$

$$Q = q_{ц} / t. \quad (16)$$

Время  $t$  (с) и продолжительность впрыска ( $\varphi_B$ ) в градусах зависят от частоты вращения кулачкового вала ( $n_H$ ) в  $\text{мин}^{-1}$  и связаны выражением

$$\varphi_B = 6 n_H t, \text{ откуда } t = \frac{\varphi_B}{6 \cdot n_H} = \frac{15}{6 \cdot 375} = 0,00666 \text{ с}. \quad (17)$$

В тепловозных дизелях с интенсивным процессом подачи топлива в камеру сгорания продолжительность впрыска составляет  $15 \div 20^\circ$  поворота кулачкового вала насоса.

Величина действительного объемного расхода топлива через форсунку составит

$$Q = 1300 / 0,0066 = 197000 \text{ мм}^3/\text{с} = 0,000197 \text{ м}^3/\text{с},$$

откуда с учетом выражения (15)

$$\mu F = Q / \sqrt{2 \cdot \Delta P / \rho_T}, \quad (18)$$

$$\mu F = 0,000197 / 306 = 0,0000006 \text{ м}^2 = 0,64 \text{ мм}^2.$$

Цикловая подача топлива проверялась с использованием выражения

$$q_{ц} = \mu F t \vartheta_T 1000 = 0,64 \cdot 0,00666 \cdot 306 \cdot 1000 = 1300 \text{ мм}^3.$$

При величине коэффициента расхода, равного 0,74, суммарная площадь сопловых отверстий составила  $0,86 \text{ мм}^2$ . При числе сопловых отверстий 8 площадь сечения одного сопла  $F_c$  будет равна  $0,1075 \text{ мм}^2$ .

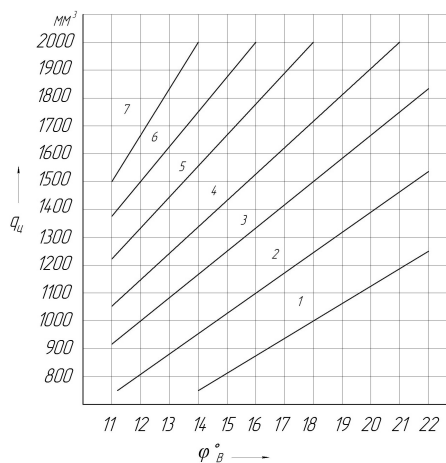


Рис. 3. Номограмма для определения  $\mu F$  в зависимости от  $q_{ц}$  и  $\varphi_B$ :

- 1 —  $\mu F = 0,4 \text{ мм}^2$ ; 2 —  $\mu F = 0,5 \text{ мм}^2$ ; 3 —  $\mu F = 0,6 \text{ мм}^2$ ;  
4 —  $\mu F = 0,7 \text{ мм}^2$ ; 5 —  $\mu F = 0,8 \text{ мм}^2$ ; 6 —  $\mu F = 0,9 \text{ мм}^2$ ;  
7 —  $\mu F = 1,0 \text{ мм}^2$

По известной величине площади соплового отверстия определяется его диаметр  $d_c$

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot F_c}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,1075}{3,14}} = 0,35 \text{ мм}. \quad (19)$$

В табл. 2 приведены основные технические данные некоторых тепловозных двигателей и расчетные значения распылителей. Расчеты выполнены для максимального давления топлива в полости распылителя 70 МПа и продолжительности топливopодачи  $15^\circ$  поворота вала насоса.

**Пример 2.** Определить средний диаметр капель в процессе распыливания дизельного топлива.

Коэффициент поверхностного натяжения при  $20^\circ \text{C}$  дизельного топлива  $0,029 \text{ Н/м}$ . Диаметр соплового отверстия  $0,35 \text{ мм}$ . Действительная скорость истечения топлива из соплового отверстия  $215 \text{ м/с}$ , плотность при  $20^\circ \text{C}$  равна  $850 \text{ кг/м}^3$ .

По формуле (11) находим критерий Вебера В.Э. (немецкий физик 1804 — 1901).

$$We = \frac{\vartheta_{\Delta}^2 \cdot \rho_T \cdot d_c}{\sigma} = 215^2 \cdot 850 \cdot 0,00035 / 0,029 = 474200.$$

Для нахождения критерия Лапласа П.С. (французский математик, физик, 1749 — 1827) определим коэффициент динамической вязкости. Кинематическая вязкость дизельного топлива при  $20^\circ \text{C}$  составляет  $4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ . При плотности  $850 \text{ кг/м}^3$  динамическая вязкость, согласно выражения (5), составит  $0,0034 \text{ Н с/м}^2$ . По формуле (11) определим критерий Лапласа

$$L_p = \frac{\rho_T \cdot d_c \cdot \sigma}{\mu_T} = 850 \cdot 0,00035 \cdot 0,029 / (0,0034)^2 = 746.$$

Определим критерий плотности (формула 11) учитывая, что впрыск топлива производится в среду с противодействием равным 5 МПа. При температуре воздуха в конце такта сжатия  $800 \text{ К}$ , плотность воздуха составит  $21,6 \text{ кг/м}^3$ .

$$\rho_k = 21,6 / 850 = 0,025.$$

По формуле (12) определим средний диаметр капель распыленного топлива для температуры  $20^\circ \text{C}$

Основные параметры тепловозных двигателей и распылителей форсунок

| Тип двигателя   | ЧТЗ «Прага»,<br>K6S310DR,<br>6ЧН 31/36 | ООО<br>«Коломенский<br>завод»<br>4-36ДГ<br>8ЧН 26/26 | ООО<br>«Коломенский<br>завод»<br>5-26ДГ<br>12ЧН 26/26 |
|---|--|--|---|
| Полная мощность, кВт  | 993                                    | 993  | 1470  |
| Число цилиндров   | 6                                      | 8  | 12  |
| Частота вращения, мин <sup>-1</sup>                           | 750                                    | 750  | 750   |
| Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)                            | 214                                    | 200  | 202   |
| Рабочий объем цилиндра, л                                     | 27,1                                   | 13,8   | 13,8  |
| Тип тепловоза   | ЧМЭ-3                                  | ЧМЭ-3  | М-62, ТЭ-3  |
| Цикловая подача, мм <sup>3</sup>                              | 1850                                   | 1300   | 1290  |
| Действительная скорость истечения топлива из распылителя, м/с | 215                                    | 215  | 215   |
| Время впрыска, с  | 0,0066                                 | 0,0066   | 0,0066  |
| Расход топлива, мм <sup>3</sup> /с                            | 280300                                 | 196969   | 196000  |
| Проходное и эффективное сечение распылителя, мм <sup>2</sup>  | 1,3/ 0,9                               | 0,9/ 0,64  | 0,9/0,64  |
| Число сопловых отверстий                                      | 8                                      | 8  | 8   |
| Диаметр сопла, мм   | 0,45                                   | 0,35   | 0,35  |

Таблица 3

Зависимость  $\tau_i$  от величины  $P_c$ 

| $P_c$ , МПа   | 5   | 6   | 7   | 8   | 9   | 10   |
|---------------|-----|-----|-----|-----|-----|------|
| $\tau_i$ , мс | 1,0 | 0,7 | 0,5 | 0,4 | 0,3 | 0,25 |

$$d_{32} = d_c \cdot 1,68 \cdot (\rho_k \cdot We)^{-0,266} \cdot L_p^{-0,073} =$$

$$= 0,00035 \cdot 1,68 \cdot (0,025 \cdot 474200)^{-0,266} \cdot 746^{-0,073} =$$

$$= 0,00003 \text{ м} = 30 \text{ мкм.}$$

Топливо в каналах форсунки нагревается, его вязкость, и средний диаметр каплей уменьшаются. Кинематическая вязкость дизельного топлива при увеличении температуры с 20 до 60 °С снижается с  $4 \cdot 10^{-6}$  до  $2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ .

## 2. Согласование длины распыленного топливного факела с периодом задержки воспламенения

На рис. 4 показан факел распыленного топлива в камере сгорания и его длина ( $L_\Phi$ ). Расчетную длину факела от соплового отверстия до лидирующих каплей можно определить из выражения [2]

$$L_\Phi = \frac{d_c}{1,2} \left( \frac{g_\Delta \cdot \tau}{d_c} \right)^{0,5} \cdot \frac{We^{0,105} \cdot M_x^{0,08}}{1,7 \cdot \rho_k^{0,5}}, \quad (20)$$

где  $d_c$  — диаметр соплового отверстия распылителя, м;  $g_\Delta$  — действительная скорость истечения топлива из сопла, м/с;  $\tau$  — время движения факела из распылителя, с;  $We$  — критерий Вебера (формула 11);  $M_x$  — критерий Маха (отношение скорости потока жидкости к скорости звука);  $\rho_k$  — критерий плотности (отношение плотности воздуха к плотности топлива).

**Пример 3.** Определить путь, пройденный факелом  $L_\Phi$  за время впрыска, которое равно 0,0066 с.

Диаметр сопла  $d_c = 0,35$  мм, действительная скорость вытекающего топлива из сопла  $g_\Delta = 215$  м/с, критерий Вебера = 474200, критерий Маха = 0,63, критерий плотности  $\rho_k = 0,025$ .

$$L_\Phi = \frac{0,00035}{1,2} \left( \frac{215 \cdot 0,0066}{0,00035} \right)^{0,5} \cdot \frac{474200^{0,105} \cdot 0,63^{0,08}}{1,7 \cdot 0,025^{0,5}} = 0,26 \text{ м.}$$

Путь факела (длину) корректируют, изменяя диаметр сопла, скорость истечения топлива, продолжительность впрыскивания.

Поданное топливо в камеру сгорания (КС) воспламеняется с задержкой. На задержку теплового воспламенения главное влияние оказывает температура свежего воздуха (разброс кинетической энергии молекул от своего среднего значения) и плотность (расстояние между молекулами), которая зависит от давления. Период задержки — это время от начала подъема иглы форсунки до момента воспламенения топлива (отрыв линии сгорания от линии сжатия), которое приближенно можно определить по формуле академика Н.Н. Семёнова:

$$\tau_i = \frac{B}{P_c^m} \cdot e^{\frac{E}{R \cdot T_c}}, \quad (21)$$

где  $B$  — постоянный множитель ( $\text{Н с}/\text{м}^2$ ), зависящий от свойств топлива (цетанового числа) и состава горючей смеси;  $P_c$  — давление в цилиндре в момент начала подачи топлива,  $\text{Н}/\text{м}^2$ ;  $m$  — порядок реакции (для бимолекулярной смеси при соударении двух реагирующих молекул,  $m = 2$ );  $E$  — энергия акти-

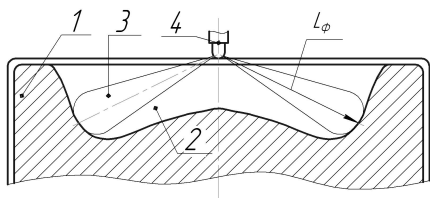


Рис. 4. Расположение факела топлива:  
1 – поршень; 2 – камера сгорания типа Гессельмана;  
3 – факел распыленного топлива;  
4 – распылитель форсунки

вазии, необходимая для разрыва существующих межмолекулярных связей, Дж/моль (при температуре более 700 К величина  $E = 30000 - 40000$  Дж/моль);  $R$  – универсальная газовая постоянная, 8,314 Дж/(моль К);  $T_c$  – температура воздуха в момент подачи распыленного топлива в камеру сгорания, К;  $e$  – основание натурального логарифма (2,71).

В табл. 3 показано расчетное значение  $\tau_1$  при переменной величине давления в конце такта сжатия  $P_c$  (МПа), постоянной температуре  $T_c = 800$  К и постоянный множителем  $B = 300$  Нс/м<sup>2</sup>. Значение  $B$  соответствует цетановому числу (ЦЧ) 45–55. Если ЦЧ меньше 45 и его значение находится в пределах 45–30, то величину  $B$  корректируют путем умножения на коэффициент  $K = 45 / \text{ЦЧ}$ .

В табл. 4 приведено расчетное значение  $\tau_1$  при переменной величине температуры  $T_c$  и постоянном давлении в конце такта сжатия  $P_c = 7$  МПа.

Анализ данных табл. 3 и 4 показывает, что с увеличением  $P_c$  и  $T_c$  значение  $\tau_1$  уменьшается. Величины  $P_c$  и  $T_c$  зависят от степени сжатия и давления наддува. Точное значение  $\tau_1$  определяется экспериментальным путем.

За время равное задержки воспламенения передний фронт распыленного топлива должен пройти путь от сопловых отверстий форсунки до стенки КС. Длина топливного факела должна быть согласована с периодом задержки воспламенения. При слишком большой дальности, топливо скапливается на стенке КС, образуя пленку, что ухудшает ее сгорание. При малой дальности распыленное топливо находится вблизи форсунки и не заполняет объем КС. Воздух, находящийся в КС, не используется и процесс сгорания топлива ухудшается.

В табл. 5 указан путь факела (м), определенный по формуле (20) в зависимости от времени задержки воспламенения в с. При диаметре цилиндра 0,26 м (двигатель 8ЧН 26/26), расстоянии 0,1 м от распылителя до стенки камеры оптимальным будет время задержки воспламенения 0,001 с.

В заключение следует отметить, что в работе приведена методика, позволяющая оценить для теп-

Таблица 4  
Зависимость  $\tau_1$  от величины  $T_c$

|               |     |     |     |     |     |     |     |      |      |
|---------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|
| $T_c$ , К     | 600 | 650 | 700 | 750 | 800 | 850 | 900 | 950  | 1000 |
| $\tau_1$ , мс | 8,0 | 5,0 | 4,0 | 2,0 | 0,5 | 0,4 | 0,3 | 0,25 | 0,2  |

Таблица 5  
Путь факела (длина) в зависимости от времени

| Время задержки воспламенения, с | Длина факела распыленного топлива, м |
|---------------------------------|--------------------------------------|
| 0,001                           | 0,10                                 |
| 0,002                           | 0,14                                 |
| 0,003                           | 0,16                                 |
| 0,004                           | 0,20                                 |

ловозных двигателей величины эффективного проходного сечения распылителей форсунок, число и диаметр сопловых отверстий. Дана номограмма, позволяющая проводить выбор проходного сечения распылителя в зависимости от цикловой подачи и продолжительности впрыска топлива. Выполнены расчеты, позволяющие оценить мелкоствольность распыленного топлива, определить длину факела, которая согласовывается с периодом задержки воспламенения.

#### Библиографический список

1. Алексеев, В. П. Физические основы процессов в камерах сгорания поршневых ДВС : учеб. пособие по курсу «Теория рабочих процессов комбинированных ДВС» / В. П. Алексеев, Д. Н. Вырубов. – М. : МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1977. – 84 с.
2. Лышевский, А. С. Распыливание топлива в судовых дизелях / А. С. Лышевский. – Л. : Судостроение, 1971. – 200 с.
3. Левин В. Г. Физико-техническая гидродинамика / В. Г. Левин. – М. : Физматгиз, 1959. – 699 с.
4. Кутовой, В. А. Распыливание топлива дизельными форсунками / В. А. Кутовой. – М. : Машиностроение, 1981. – 119 с.
5. Шалай, В. В. Расчет параметров струи впрыскиваемого жидкого окислителя / В. В. Шалай, Ю. П. Макушев. // Омский научный вестник. – 2010. – № 1(87). – С. 66–71.

**ВОЛОДИН Александр Иванович**, доктор технических наук, профессор (Россия), проректор по учебной работе, действительный член Академии транспорта РФ.  
**МИХАЙЛОВА Лариса Юрьевна**, аспирантка кафедры «Локомотивы».

Адрес для переписки: e-mail: makushev321@mail.ru

Статья поступила в редакцию 29.04.2011 г.

© А. И. Володин, Л. Ю. Михайлова

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНО ДОПУСТИМОЙ РАЗНОСТИ ДИАМЕТРОВ БАНДАЖЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР ТЯГОВОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА МЕТОДОМ КУСОЧНО- ЛИНЕЙНОЙ АППРОКСИМАЦИИ

Разработан метод и изложена методика определения предельно допустимой разности в диаметрах бандажей колесной пары электровозов в эксплуатации методом кусочно-линейной аппроксимации для различных депо и серий тягового подвижного состава. Показано что значения предельно допустимой разности диаметров бандажей колесной пары одной серии тягового подвижного состава одной серии в различных условиях эксплуатации могут значительно отличаться. Приведены результаты расчетов. При эксплуатации бандажей колесных пар необходимо руководствоваться рассчитанными значениями и не допускать выхода разности диаметров за предельные значения, так как в противном случае межремонтный период будет лимитировать износ гребня, вследствие чего увеличатся расходы на ремонт и уменьшится пробег до обточки.

**Ключевые слова:** тяговый подвижной состав, колесная пара, бандаж, разность диаметров, метод, предельно допустимая величина.

Модернизация экономики, промышленности и транспорта Российской Федерации предполагает использование нетрадиционных путей повышения эффективности всех отраслей народного хозяйства, в т. ч., железнодорожного транспорта.

Структурный анализ транспортной составляющей в стоимости продукции показывает, что одной из наиболее весомых статей железнодорожных перевозок является доля затрат на техническое содержание и ремонт подвижного состава, прежде всего, локомотивного парка, которая достигает 18–20%.

Большая протяженность железнодорожной сети России, различные климатические и географические условия эксплуатации, грузонапряженность участков и допустимых скоростей движения влияют на степень износа колесных пар и рельсов. Это требует индивидуального подхода в каждом конкретном случае, к каждой серии и типу подвижного состава, эксплуатирующегося на участке.

Под изнашиванием понимается процесс постепенного изменения размеров детали, происходящий при трении, которое возникает в результате разрушения поверхностных слоев под влиянием внешних механических воздействий и среды [1].

Под износом бандажей колесных пар железнодорожного подвижного состава принято считать изменение их профиля под воздействием сил, возникающих между колесом и рельсом во время движения. В практике величина износа колеса оценивается размером выработки по кругу его катания, который называется прокатом, а также уменьшением толщины гребня. Величина износа бандажей колесных пар подвижного состава железных дорог общего по-

льзования измеряется специальными контрольно-измерительными приборами [2].

Неравенство диаметров кругов катания отдельных колесных пар оказывает существенное влияние на перераспределение тягового усилия и коэффициента сцепления по колесным парам группового тягового привода.

Установлено, что в режиме тяги большая по диаметру колесная пара несет большую тяговую нагрузку, а в режиме торможения – меньшую по отношению к колесной паре меньшего диаметра [3]. Установлено, что с увеличением скорости движения величина перераспределения тягового усилия по колесным парам возрастает настолько, что колесная пара с меньшим диаметром бандажей может иметь отрицательное значение силы тяги, т. е. может перейти в режим препятствующий движению (торможения), а нагрузка колесной пары большего диаметра значительно превышать расчетную. Увеличение разности диаметров колесных пар ведет к пропорциональному увеличению разности вращающих моментов по колесным парам группового тягового привода, что существенно снижает его надежность и долговечность в эксплуатации.

На основании обследования авторами 1400 колесных пар в дорожно-колесных мастерских Свердловской железной дороги установлено, что 76,3 % колесных пар поступает в ремонт из-за наличия различных дефектов (ползунов, ослабления бандажей, подреза гребней, превышение допустимой разности диаметров, и др.), не достигнув предельного износа (рис. 1).

Как видно, наиболее часто встречающимися причинами выхода из строя колесных пар являются:

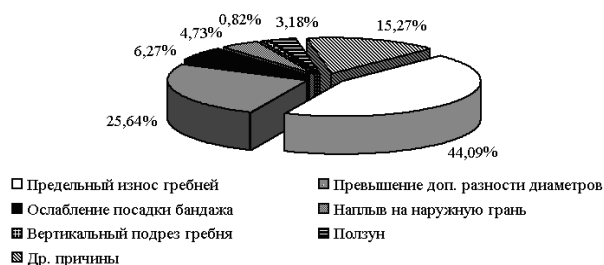


Рис. 1. Распределение дефектов бандажей колесных пар электровозов

- пределный износ гребней колесных пар (44,09 %);
- превышение допустимой разности диаметров бандажей (25,64 %);
- ослабление посадки бандажа (6,27 %);
- вертикальный подрез гребня (15,27 %);
- наплыв металла на наружную грань (4,73 %).

Под другими причинами выхода из строя в данной статье понимаются отклонения формы бандажей от стандартной (овальность, эллипсность) и пределный прокат поверхности катания. Однако указанные выше дефекты имеют место значительно реже, чем рассчитанные выше и в сумме составляют 3,18 %. Ввиду повышенного изнашивания гребня колесных пар локомотивов величина проката поверхности катания бандажей не успевает достичь критических значений [1].

Важным параметром бандажа колесной пары является его диаметр. Величины разброса диаметров бандажей колесных пар по кругу катания на одном локомотиве тесно связаны с интенсивностью их изнашивания. В то же время определить величины диаметров бандажей колесных пар локомотивов при существующих методах их измерения можно только при выкатке колесно-моторных блоков, т. е. процесс контроля величин разбросов диаметров колесных пар на одном локомотиве, а следовательно, и выход за пределы их допуска существенно затруднены.

Поступательное движение колесных пар разных диаметров, механически связанных между собой, сопровождается дополнительным («паразитным») их проскальзыванием. На этот факт впервые указал инженер Ромейко-Гурко, который объяснил его тем, что колесные центры таких колесных пар будут стремиться проходить разные пути, но вследствие наличия механической связи между колесными парами, вынуждены проходить одинаковые пути.

Основным фактором, влияющим на интенсивный износ гребней колесных пар, является их проскальзывание относительно рельса в результате всползания и соскальзывания. Под всползанием понимается вертикальное перемещение колеса относительно рельса, возникающее в результате набегания гребня на головку рельса, а под соскальзыванием — аналогичное перемещение под воздействием сил от массы экипажа [4].

При наличии всползания колесная пара переходит в режим односточечного касания с рельсом, с точкой контакта, приходящейся на гребень. Наличие непрерывного процесса всползания — соскальзывания является одной из основных причин интенсивного износа гребней колесных пар локомотивов и рельсов [4, 5].

При движении электровоза в режиме тяги скольжение бандажа с большим диаметром протекает более интенсивно, чем бандажа с меньшим диаметром. При торможении — наоборот. Поэтому разность в диаметрах бандажей колесной пары в эксплуатации

постоянно меняется, а значит, изменяется и интенсивность износа.

С увеличением скорости движения величина перераспределения тягового усилия по колесным парам возрастает настолько, что колесная пара с меньшим диаметром бандажей может иметь отрицательное значение силы тяги, то есть может перейти в режим торможения, а нагрузка большей колесной пары значительно превышает расчетную.

Увеличение разности диаметров колесных пар ведет к пропорциональному увеличению разности вращающих моментов по колесным парам группового тягового привода, что существенно снижает его надежность и долговечность в эксплуатации. Опыт локомотивного депо Рыбное показал, что интенсивность изнашивания бандажей колесных пар можно значительно уменьшить путем подбора колесных пар в соответствии с соотношениями их диаметров и электромеханическими характеристиками тяговых двигателей локомотивов. При этом существенно увеличивается использование мощности электровозов и уменьшается неравномерность нагружения ТЭД.

При решении вопроса о толщине снимаемой стружки при обточке бандажей основополагающим фактором является состояние гребня: чем больше его износ, тем, соответственно, большую стружку приходится снимать по кругу катания колеса и, наоборот, при равномерном гребне и наличии проката совершенно нет необходимости в дополнительном съеме металла с поверхности катания [3].

Наиболее ответственными элементами тягового подвижного состава являются бандажи колесных пар, ресурс которых определяет периодичность технического обслуживания ТО-4 (когда производится их обточка с целью восстановления профиля), ремонта ТР-3 и КР (когда производится замена колесных пар).

Для определения предельных отклонений разности диаметров и зависимости от этого интенсивности износа гребней бандажей колесной пары в локомотивных депо Рыбное и Москва-Пассажирская-Курская Московской железной дороги, Пермь-сортировочная, Свердловск-сортировочный и Свердловск-пассажирский Свердловской железной дороги, Мурманск Октябрьской железной дороги, Курган Южно-Уральской железной дороги в течение 1996 — 2008 гг. велись наблюдения за колесными парами электровозов серии ВЛ8, ВЛ10, ВЛ11, ВЛ11<sup>М</sup>, ЧС2, ЧС2<sup>Т</sup> и ЧС7.

В процессе эксплуатации измерялись два контролируемых параметра — толщина гребня и бандажа.

Разница диаметров бандажей колесной пары определялась как сумма разности толщины бандажей и диаметров колесных центров, определенная из паспортных данных на колесные пары.

Чтобы выявить зависимости уменьшения толщины гребня от пробега для различных величин разности диаметров бандажей  $\Delta D$ , полученный статистический материал был расчленен на группы, соответствующие изменению разницы диаметров бандажей. Если при обточке колесных пар без выкатки на колесно-токарном станке КЖ-20 разность диаметров бандажей равна нулю, и в процессе эксплуатации не изменялась, то изменение толщины гребня при фиксированных значениях пробега  $L$  для  $\Delta D = 0$  относили к первой группе. При изменении разности диаметров бандажей после обточки в процессе эксплуатации изменение толщины гребня относили к той или иной группе, в зависимости от конечной разности диаметров бандажей. В случае, если при обточке бандажей разность их диаметров на одной

колесной паре была отличной от нуля, то этот статистический материал был отнесен к той или иной группе в зависимости от полученного изменения разности диаметров бандажей, причем пробег при начальной  $\Delta D$  был принят равным нулю, а изменение толщины гребня рассчитывалось как разница между начальным и конечным значениями при фиксированных значениях пробега  $L$ .

Построение эмпирических регрессий в виде полей корреляций для каждой из групп уменьшения толщины гребня от пробега, их анализ показали, что рассматриваемые эмпирические зависимости при фиксированной разности в диаметрах бандажей могут быть аппроксимированы линейными функциями вида  $y_i = a_i L + b$  ( $y_i$  – значение уменьшения толщины гребня при фиксированном значении  $\Delta D$ ,  $b$  – начальное значение износа гребня для каждого  $\Delta D$ ). Значения угловых коэффициентов  $a_i$  определяют интенсивность износа гребней.

В первом приближении функцию интенсивности износа гребня можно представить в виде двух линейных отрезков, каждый из которых соответствует одному из двух характерных периодов – периода нормальной эксплуатации и периода интенсивного износа гребней (1):

$$\begin{cases} a_1(\Delta D) = A_1 \cdot \Delta D + B_1, \\ a_2(\Delta D) = A_2 \cdot (\Delta D - \Delta D_1) + B_2, \end{cases} \quad \begin{cases} \Delta D \leq \Delta D_1 \\ \Delta D_1 \leq \Delta D \end{cases} \quad (1)$$

В выражения  $a(\Delta D)$  входят пять коэффициентов  $A_1, A_2, \Delta D_1, B_1, B_2$ , которые определяют по имеющейся экспериментальной зависимости  $a'(\Delta D)$ . Однако часть этих коэффициентов является избыточной, так как условию непрерывности функции  $a(\Delta D)$  следует граничное равенство (2):

$$a_1(\Delta D_1) = a_2(\Delta D_1). \quad (2)$$

Тогда (3):

$$B_2 = A_1 \cdot \Delta D_1 + B_1. \quad (3)$$

Окончательно функция интенсивности износа имеет вид (4):

$$\begin{cases} a_1(\Delta D) = A_1 \cdot \Delta D + B_1, \\ a_2(\Delta D) = A_2 \cdot (\Delta D - \Delta D_1) + A_1 \cdot \Delta D_1 + B_1, \end{cases} \quad \begin{cases} \Delta D \leq \Delta D_1 \\ \Delta D_1 \leq \Delta D \end{cases} \quad (4)$$

В систему уравнений (4) входят только четыре постоянных коэффициента  $A_1, A_2, B_1, \Delta D_1$ , к определению которых и сводится задача аппроксимации эмпирической функции  $a'(\Delta D)$  теоретической функцией  $a(\Delta D)$ . Аппроксимация, т. е. замена эмпирической функции  $a'(\Delta D)$  теоретической  $a(\Delta D)$ , дает наиболее точные результаты в том случае, если интенсивность износа гребня, рассчитанная по функции  $a'(\Delta D)$  и  $a(\Delta D)$ , будет иметь минимальное расхождение, то есть с учетом требований метода наименьших квадратов [6].

Целевой функцией аппроксимации экспериментальных точек будет выражение (5):

$$Z = \sum_{i=1}^n [a(\Delta D_i) - a_i']^2 \Rightarrow \min. \quad (5)$$

При этом аппроксимация интенсивности износа гребня сводится к кусочно-линейной аппроксимации эмпирической функции  $a'(\Delta D)$ , заданной  $n$  точками с координатами  $(\Delta D_i; a_i')$ . С учетом выражений (4) целевая функция (5) примет вид (6):

$$\begin{aligned} Z = & \sum_{\Delta D_i \leq \Delta D_1} [A_1 \cdot \Delta D_i + B_1 - a_i']^2 + \\ & + \sum_{\Delta D_i < \Delta D_1} [A_2 \cdot (\Delta D_i - \Delta D_1) + \\ & + A_1 \cdot \Delta D_1 + B_1 + a_i']^2 \Rightarrow \min. \end{aligned} \quad (6)$$

Целевая функция (6) зависит от четырех параметров  $A_1, A_2, B_1, \Delta D_1$ , однако, учитывая, что  $\Delta D_1$  совпадает с граничным значением линейных отрезков функции  $a'(\Delta D)$ , область его применения ограничена набором  $\Delta D_1; \Delta D_2, \dots; \Delta D_n$ , поэтому для понижения порядка системы неизвестных величин целесообразно зафиксировать значение  $\Delta D_1$  и определить локальный минимум целевой функции  $Z$ , затем повторить решение при другом значении  $\Delta D_1$ , выбрав то, которое обеспечивает наименьшее значение (глобальный минимум) целевой функции  $Z$ . Таким образом, при фиксированном значении  $\Delta D_1$  минимизируется функция трех аргументов  $Z(A_1, A_2, B_1)$ . При решении этой задачи был использован метод «скорейшего спуска», предложенный для численных методов решения уравнений [6, 7].

Вычисления сводятся к построению последовательной группы чисел  $A_{1,k}, A_{2,k}, B_{1,k}$ , где  $k = 2, 3, \dots$  и так далее, исходя из групп  $A_{1,1}, A_{2,1}, B_{1,1}$ , представляющих собой произвольную совокупность чисел, по возможности близкую к какому-либо из решений уравнения (7).

Вычисления производим по формулам (7) и (8):

$$\begin{aligned} A_{1,k+1} &= A_{1,k} - \lambda_k \cdot \frac{\partial Z(A_{1,k}; A_{2,k}; B_{1,k})}{\partial A_1} \\ A_{2,k+1} &= A_{2,k} - \lambda_k \cdot \frac{\partial Z(A_{1,k}; A_{2,k}; B_{1,k})}{\partial A_2} \\ B_{1,k+1} &= B_{1,k} - \lambda_k \cdot \frac{\partial Z(A_{1,k}; A_{2,k}; B_{1,k})}{\partial B_1}, \end{aligned} \quad (7)$$

где  $\lambda_k$  – масштабирующий коэффициент, определяемый по методу Ньютона

$$\begin{aligned} \lambda_k &= \frac{Z(A_{1,k}; A_{2,k}; B_{1,k})}{\left[ \frac{\partial Z(A_{1,k}; A_{2,k}; B_{1,k})}{\partial A_1} \right]^2 + \left[ \frac{\partial Z(A_{1,k}; A_{2,k}; B_{1,k})}{\partial A_2} \right]^2} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{1}{\left[ \frac{\partial Z(A_{1,k}; A_{2,k}; B_{1,k})}{\partial B_1} \right]^2} \end{aligned} \quad (8)$$

Частные производные функции (7) по параметрам  $A_1, A_2$  и  $B_1$  вычисляем по уравнениям (9):

$$\begin{aligned} \frac{\partial Z}{\partial A_1} &= 2 \sum_{\Delta D_i \leq \Delta D_1} [A_1 \cdot \Delta D_i + B_1 - a_i'] \cdot \Delta D_i + \\ &+ 2 \sum_{\Delta D_i < \Delta D_1} [A_2 \cdot (\Delta D_i - \Delta D_1) + A_1 \cdot \Delta D_1 + B_1 + a_i'] \cdot \Delta D_i \end{aligned}$$

Результаты расчета предельно допустимой разности диаметров бандажей колесной пары тягового подвижного состава

| Локомотивное депо            | Серия локомотива        | Тип профиля | Пред. доп. величина, $\Delta D_{\text{доп.}}$ , мм |
|------------------------------|-------------------------|-------------|--|
| Рыбное                       | ВЛ8                     | «старый»    | 3,6  |
| Пермь-Сортировочная          | ВЛ11                    | ΔМетИ       | 1,5  |
| Свердловск-Пассажи́рский     | ЧС2                     | ΔМетИ       | 1,7  |
|                              | ЧС7                     |             | 1,3  |
| Курган                       | ВЛ10                    | «старый»    | 3,1  |
| Мурманск                     | ЧС2 <sup>Т</sup>        | «старый»    | 2,3  |
| Свердловск-Сортировочный     | ВЛ11, ВЛ11 <sup>М</sup> | ΔМетИ       | 2,9  |
| Москва-Пассажи́рская-Курская | ЧС2                     | «старый»    | 3,0  |
|                              | ЧС7                     |             | 2,9  |

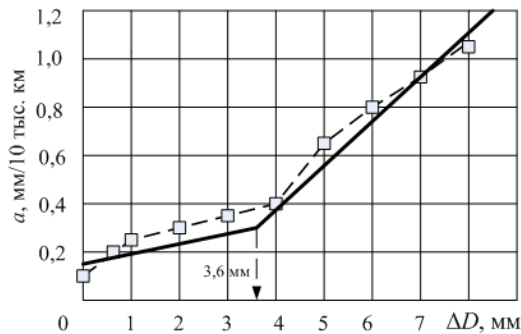


Рис. 2. Зависимость интенсивности износа гребня от разности диаметров бандажей колесной пары электровоза ВЛ10

$$\frac{\partial Z}{\partial A_2} = 2 \sum_{\Delta D_1 < \Delta D_1} [A_2 \cdot (\Delta D_1 - \Delta D_1) + A_1 \cdot \Delta D_1 + B_1 - a_1] \cdot (\Delta D_1 - \Delta D_1) + 2 \sum_{\Delta D_1 < \Delta D_1} [A_1 \cdot \Delta D_1 + B_1 - a_1] + 2 \sum_{\Delta D_1 < \Delta D_1} [A_2 \cdot (\Delta D_1 - \Delta D_1) + A_1 \cdot \Delta D_1 + B_1 + a_1] \quad (9)$$

Величины предельно допустимой разности диаметров бандажей колесной пары  $\Delta D_{\text{доп.}}$  представлены в табл. 1.

Зависимость интенсивности износа гребня от разности диаметров бандажей колесной пары электровоза ВЛ10 в виде функции интенсивности износа гребня  $\alpha'(\Delta D)$  (рис. 2).

На основании анализа можно утверждать, что  $\Delta D_{\text{доп.}}$  для соответствующих депо и серий локомотивов являются допустимыми значениями разности в диаметрах бандажей колесной пары в эксплуатации, так как при величине, большей, чем  $\Delta D_{\text{доп.}}$ , интенсивность износа гребня будет возрастать, что приведет к большому технологическому износу (потере металла при обточке) при восстановлении профиля катания бандажа и увеличению расходов на ремонт колесной пары электровозов ВЛ8, ВЛ10, ВЛ11, ЧС2, ЧС2<sup>Т</sup> и ЧС7.

Таким образом, разность диаметров бандажей на одной колесной паре существенно влияет на интенсивность уменьшения толщины гребня и значительно на рост проката. При эксплуатации бандажей колесных пар необходимо руководствоваться рассчитанными значениями и не допускать выхода разности диаметров за предельные значения, так как в противном случае межремонтный период будет лимитировать износ гребня, вследствие чего увеличатся расходы на ремонт, и уменьшится пробег до обточки.

#### Библиографический список

- Буйносов, А. П. Основные причины интенсивного износа бандажей колесных пар подвижного состава и методы их устранения [Текст] / А. П. Буйносов. — Екатеринбург : Изд-во УрГУПС, 2009. — 224 с.
- Буйносов, А. П. Разработка и аппаратная реализация прибора для измерения геометрических параметров бандажей колесных пар [Текст] / А. П. Буйносов // Транспорт Урала. — 2010. — № 3 (26). — С. 64–68.
- Буйносов, А. П. Об износе бандажей электровозов ЧС2 и ЧС7 [Текст] / А. П. Буйносов, В. С. Клинский // Железнодорожный транспорт. — 1992. — № 5. — С. 45–46.
- Буйносов, А. П. Взаимодействие колеса и рельса [Текст] / А. П. Буйносов // Путь и путевое хозяйство. — 1999. — № 5. — С. 22–25.
- Буйносов, А. П. Методы повышения ресурса колесных пар тягового подвижного состава [Текст] : монография / А. П. Буйносов. — М. : ГОУ «УМЦ по образованию на железнодорожном транспорте, 2010. — 244 с.
- Шторм, Р. Теория вероятностей. Математическая статистика. Статистический контроль качества / Р. Шторм. — М. : Мир, 1970. — 368 с.
- Хальд, А. Математическая статистика с техническими приложениями / А. Хальд. — М. : ИЛ, 1956. — 426 с.

**БУЙНОСОВ Александр Петрович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Электрическая тяга».  
**ТИХОНОВ Виктор Артурович**, аспирант кафедры «Электрическая тяга».

Адрес для переписки: e-mail: byinosov@mail.ru

Статья поступила в редакцию 23.05.2011 г.

© А. П. Буйносов, В. А. Тихонов



## УВЕЛИЧЕНИЕ СРОКА СЛУЖБЫ БАНДАЖЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕПЛОВЗОВ

В статье приведены результаты сравнительного анализа изнашивания бандажей колесных пар тепловозов ТГМ4 и ТГМ23 депо Пермские Моторы и Мотовилиха ЗАО «Железнодорожник». Бандажи колесных пар промышленных тепловозов были обточены по профилям ГОСТ 11018—2000, черт. 2, ДМетИ типа ЛР. На основе методов теории вероятности и математической статистики исходя из критерия максимального ресурса бандажей колесных пар до обточки для тепловозов ТГМ4 депо Пермские Моторы эффективно применение профиля по ГОСТ 11018—2000, черт. 2, тогда как для бандажей колесных пар тепловозов ТГМ23 депо Мотовилиха — профиля ДМетИ типа ЛР.

**Ключевые слова:** тепловоз, колесная пара, бандаж, профиль, износ, контролируемые параметры, ресурс, оценка.

Промышленный железнодорожный транспорт (железнодорожный транспорт необщего пользования) — огромный организм, в настоящее время раздробленный по министерствам и ведомствам. Задача у промышленных предприятий одна — максимум прибыли, доходов от своей деятельности. Однако в стороне остаются вопросы, связанные с работой внутривозовского железнодорожного транспорта, особенно вопросы поддержания в надлежащем состоянии подвижного состава и пути.

Изучение этого вопроса требует большого внимания, так как в настоящее время в сфере промышленного железнодорожного транспорта остро стоит вопрос о повышении ресурса бандажей и гребней колесных пар тягового подвижного состава. Это связано с ухудшением содержания, качеством ремонта пути и подвижного состава, несовершенством существующих нормативов, по которым оценивается состояние ходовых частей. Необходимо учитывать, что особенностью эксплуатации промышленного транспорта на путях необщего пользования является: широкий диапазон грузонапряженности путей — от нескольких тысяч до 20—25 млн т брутто в год; значительное число стрелочных переводов (в черной металлургии в среднем до 4 на 1 км); наличие большого числа криволинейных участков, в том числе малых радиусов; нагрузка от оси подвижного состава на путь от 200 до 560 кН. Как известно из опубликованных результатов исследований [1, 2], интенсивность бокового износа рельсов и гребней бандажей колесных пар тягового подвижного состава находится в квадратичной зависимости от этих нагрузок. Например, при увеличении нагрузки на ось в среднем со 300 до 400 кН износ возрастает в 2,7 раза. Характерно применение специальных конструкций путей в цехах и на эстакадах, значительная протяженность путей с заглубленным балластным слоем.

Общая протяженность железнодорожных путей необщего пользования шириной колеи 1520 мм к началу 2011 г. в Российской Федерации составляла свыше 120 тыс. км. Из них около 50% рельсы типа 1-а, Р38, Р43, другая половина — рельсы Р50, Р65 и более

тяжелые. Более тридцати тысяч предприятий имеют примыкание к железнодорожному транспорту общего пользования. Свыше 15% общей протяженности железнодорожных путей приходится на предприятия черной металлургии и почти 10% — на предприятия угольной промышленности.

Тяжелые условия эксплуатации железнодорожного транспорта необщего пользования все чаще приводят к тому, что у тепловозов встречаются так называемые «шалые» тележки, т. е. такие, у которых при движении по прямым участкам пути гребни одной или обеих колесных пар (двухосная тележка) все время прижаты к головке одной рельсовой нити. При движении по криволинейному участку пути, если кривизна рельсовой нити, к которой прижаты гребни, направлена в сторону оси колеи, такая «шальная» тележка воздействует на головку наружного рельса в поперечном горизонтальном направлении значительно сильнее, чем исправные («нешальные») тележки.

Выявлена следующая закономерность: если износ бандажа поверхности катания колесной пары локомотива мал (прокат менее 1 мм), а износ гребня одного бандажа колесной пары существенный (например, даже при обточке бандажей по профилю ДМетИ (типа ЛР) с номинальной толщиной гребня 30 мм и перед обточкой 23 мм, то есть при износе гребня 7 мм), то износ гребня другого бандажа одной колесной пары, как правило, ничтожно мал (менее 1 мм).

Первопричиной, почему тележка стала «шалой», является перекос колесных пар относительно оси пути, образующийся вследствие различия межчелюстных расстояний у правой и левой боковины рамы тележки, или вследствие отклонений в центровке букс, или вследствие неблагоприятных сочетаний и чрезмерных значений зазоров в буксовых узлах (между буксой и челюстями боковин вагона).

Если тележка становится «шалой» из-за перекоса колесных пар, то особенность ее поведения в процессе эксплуатации проявляется тем, что при движении по прямым участкам пути постоянно прижат к головке одного рельса гребень только одного бандажа

колесной пары. При этом гребень бандажа второй колесной пары (двухосная тележка) тележки может быть постоянно прижатым к головке второго рельса.

Вторая причина — это различие диаметров кругов катания бандажей даже на одной колесной паре, следующих на прямом участке пути по правой и левой по ходу рельсовой нити. При этом возможны варианты, когда при движении по прямым участкам пути к головке рельса постоянно прижат гребень только одного бандажа колесной пары, двух бандажей одной колесной пары к одному рельсу и двух бандажей колесных пар разных осей к разным рельсам. И понятны возможные последствия произвольного увеличения норматива на разность диаметров колесных пар при обточке с 1 до 10 мм, что эквивалентно соответствующему увеличению возвышения в одних кривых и снижению в других.

Третья причина, но трудно контролируемая величина — это эксцентриситет закрепления в плане хвостовика автосцепки относительно продольной оси кузова. Если поезд следует в режиме тяги, то воздействие на рельсы такой «шалюной» тележки локомотива с учетом группового бокового воздействия бандажей колесных пар на головку рельса, обусловленного продольной растягивающей силой, недостаточно, чтобы вызвать отжатие головки рельсовой нити до сверхкритических размеров и провала колес с другой рельсовой нити даже при одновременном действии всех трех указанных ранее причин «шалюности» тележки локомотива.

Совсем другое дело, когда поезд с такой «шалюной» тележкой следует в режиме торможения, когда в поезде действует продольная сжимающая квазистатическая сила, обусловленная торможением поезда. Групповое боковое воздействие бандажей колесных пар локомотивов на верхнее строение пути, обусловленное сжатием поезда при его торможении, может быть снижено за счет модернизации автосцепного устройства. Основное направление работ в этой области — устройство стабилизирующего шарнира в хвостовике автосцепки и увеличение мощности поглощающих аппаратов.

Ресурс колесных пар определяется периодическию технического обслуживания ТО-4, на котором производится обточка бандажей с целью восстановления профиля, а также периодичности ремонтов ТР-3, на которых производится замена полностью изношенных бандажей.

Срок службы бандажей при прочих равных условиях во многом зависит от конфигурации профиля поверхности катания. В ЗАО «Железнодорожник» (г. Пермь) колесные пары тепловозов обслуживаются по двум профилям поверхности катания: ДМетИ (Днепропетровский металлургический институт) типа ЛР (локомотивный, ремонтный) и по ГОСТ 11018 — 2000, черт. 2. Парк приписки промышленных тепловозов ТГМ4 и ТГМ23 в локомотивном хозяйстве ЗАО «Железнодорожник» составляет 169 тепловозов ТГМ4 и ТГМ23 (из них ТГМ4 — 86 и ТГМ23 — 83).

Собранный и в дальнейшем обработанный статистический материал: на основе измерения контролируемых параметров (прокат и толщина гребня) колесных пар 23 тепловозов ТГМ23 с конфигурацией профиля поверхности катания колесных пар по ГОСТ 11018 — 2000, черт. 2 и 30 тепловозов ТГМ4 с профилем бандажей ДМетИ типа ЛР (депо Пермские Моторы); 60 тепловозов ТГМ23 с конфигурацией профиля поверхности катания колесных пар по ГОСТ 11018 — 2000, черт. 2 и 56 тепловозов ТГМ4 с

профилем бандажей ДМетИ типа ЛР (депо Мотовилиха), позволил отразить картину нормального закона распределения, что говорит о достоверности обработанного статистического материала.

Замеры контролируемых параметров производимых на плановых осмотрах ТО-3 и ремонтах ТР-1 в ЗАО «Железнодорожник» с помощью электронного малогабаритного переносного прибора КИП-05 [3] разработанного в УрГУПС для автоматического измерения параметров бандажей колесных пар локомотивов. Относительная погрешность прибора КИП-05 не превышает 2 %.

Для систематизации информации в работе были использованы специальные учетные формы, которые позволили накопить и обработать информацию об параметрических отказах бандажей колесных пар промышленных тепловозов ТГМ4 и ТГМ23 эксплуатирующихся в депо Пермские моторы и Мотовилиха. На основании полученной систематизированной информации о наработках между отказами были построены объединенные процессы восстановления, характеризующие весь период наблюдения между обточками бандажей колесных пар. При этом особенностью анализа информации об отказах в настоящей работе является то, что анализ проводился с момента начала эксплуатации тепловозов, т.е. информация о наработках между отказами усечена только справа (в основном моментом поступления тепловозов на ТО-4).

Полной (исчерпывающей) характеристикой случайной величины является закон ее распределения, т.е. соотношение, которое устанавливает связь между возможными значениями случайной величины и соответствующими им вероятностями.

Для проверки соответствия теоретического и статистического распределения случайной величины служат так называемые критерии согласия. Одним из наиболее распространенных критериев является критерий Пирсона или критерий «хи-квадрат»  $\chi^2$ . Он позволяет определить вероятность того, что за счет случайных причин мера расхождения теоретического и статистического распределений будет больше, чем фактически наблюдаемая.

Завышение или занижение контролируемого параметра искажают зависимость его от пробега, так как скачкообразные изменения параметра, являясь внезапными отказами, нарушают процесс естественного износа. Поэтому, чтобы избежать искажений, необходимо исключить из общего числа исходных данных значения, которые резко отличаются от основной совокупности. Чтобы не отбросить вполне закономерные значения, а исключить именно те, которые имеют случайный характер, применяется критерий «грубых ошибок».

Границы, в свою очередь, выбираются так, чтобы вероятность превзойти их отвечала некоторому уровню значимости  $q$  %, т.е. вероятность того, что отброшенное число принадлежит данной совокупности, равна  $q$  %, а вероятность противоположной гипотезы о том, что отбрасываемое число случайно в данной выборке,  $\beta = 1 - q$ .

При  $q = 0,3$  %, вероятность  $\beta = 99,7$  %, что для практических расчетов обеспечивает необходимую точность.

Критические границы определяются по правилу  $3\sigma$ , т.е. отрезок  $m_i + 3\sigma$  считается участком практически возможных значений параметра.

Среднее значение контролируемого параметра  $X$  в  $i$ -ом сечении

$$m_i = 1 / N_i \sum_{j=1}^{N_i} X_{ij}, \quad (1)$$

где  $N_i$  — число значений контролируемого параметра на замер с данным номером  $i$  (в  $i$ -ом сечении);  $X_{ij}$  — контролируемый параметр в  $i$ -ом сечении.

Среднеквадратическое отклонение контролируемого параметра

$$\sigma_i = \sqrt{D_i} = \sqrt{1 / N_i \sum_{j=1}^{N_i} (X_{ij} - m_i)^2}, \quad (2)$$

где  $m_i$  — среднее значение контролируемого параметра  $X$  в  $i$ -ом сечении.

Исследованиями было доказано, что контролируемые параметры бандажей колесных пар локомотивов хорошо описываются нормальным законом, плотность распределения которого

$$f(X) = \frac{1}{\sigma_x(t)\sqrt{2\pi}} \exp\left\{-\frac{[X(t) - m_x(t)]^2}{2\sigma_x^2(t)}\right\}, \quad (3)$$

где  $m_x$  — математическое ожидание контролируемого параметра;  $\sigma_x$  — среднеквадратическое отклонение контролируемого параметра;  $X$  — текущее значение контролируемого параметра.

Для того чтобы осуществлять прогнозирование процесса изнашивания деталей и определить их ресурс, необходимо построить аналитические зависимости числовых характеристик среднего значения  $m_x$  и среднеквадратического отклонения  $\sigma_x$  от пробега [4].

На практике замеры значений контролируемых параметров изнашиваемых деталей производят не чаще, чем на ТР-1. Однако период приработки после восстановления бандажей на ремонте ТР-3 заканчивается уже к первому ТР-1. Кроме того, допуски на значения контролируемых параметров  $M_{доп}$  устанавливаются с таким расчетом, чтобы предупредить наступление периода усиленного изнашивания. Поэтому полученные значения контролируемых параметров представляют только второй участок — период нормальной эксплуатации, где зависимость контролируемых параметров от пробега близка к линейной. Об этом свидетельствует также анализ полей корреляции числовых характеристик контролируемых параметров.

При проведении сравнительного анализа изнашивания бандажей в ЗАО «Железнодорожник» было выявлено, что износ элементов пары «колесо — рельс» отражает приработочный период, нормальную работу и старение — интенсивный износ. С помощью стратегии ремонтов (переточек) колес попадание их в третий этап — старение, как правило, не допускается. Однако специфика работы колесной пары промышленного тепловоза такова, что при одном фиксированном элементе пары, второй — всегда переменный. Не включая в рассмотрение изменения, происходящие в поверхностном слое элементов колесной пары (наклеп, раскат и др.), указанный факт должен приводить к регулярной смене этапов: приработка — нормальная работа. В этом случае интенсивность износа рабочих поверхностей значительно уменьшается и для этого интервала становится практически постоянной. В этих условиях происходят благоприятные изменения в поверхностном слое элементов пары: раскат, наклеп, шлифовка, что в некоторый момент времени заметно уменьшает интенсивность

износа, которая на длительное время остается практически постоянной.

Зависимости величины проката и изменение толщины гребня от пробега можно определить с помощью методов регрессионного анализа, который позволил выявить основные закономерности износа. Эти зависимости были аппроксимированы линейными функциями

$$X = A + BL, \quad (4)$$

где  $X$  — значение контролируемого параметра (прокат, износ гребней бандажей);  $A$  — величина контролируемого параметра на начало рассмотрения;  $B$  — интенсивность нарастания проката, уменьшение толщины гребня бандажей;  $L$  — пробег.

В этом случае оценка полного ресурса  $T$  при известном значении  $B$  производится решением уравнения (1) при  $X = X_{max}$ :

$$T = \frac{X_{max} - A}{B}. \quad (5)$$

Величина предельного износа  $X_{max}$  определяется по условию прочности бандажей, требований нормативно-технической документации или исходя из требований безопасности [5].

На основании выполненных расчетов при помощи специализированных программ STATISTICA и SPSS построены зависимости среднего значения и среднеквадратического отклонения от пробега проката и износа гребня бандажей колесных пар тепловозов ТГМ4 и ТГМ23 двух локомотивных депо Пермские Моторы и Мотовилиха приписки ЗАО «Железнодорожник».

В качестве примера зависимости среднего значения проката бандажей колесных пар от пробега тепловозов ТГМ4 Пермские Моторы, обточенных по профилю ГОСТ 11018 — 2000, черт.2 и ДМетИ типа ЛР показаны на рис. 1 и 2.

Результаты расчета коэффициентов уравнений регрессий контролируемых параметров бандажей колесных пар тепловозов ТГМ4 и ТГМ23 сведены в табл. 1, в которой профиль ДМетИ типа ЛР — «ДМетИ», а ГОСТ 11018-2000, черт. 2 — «ГОСТ».

Значения всех коэффициентов корреляции составляют 0,757 — 0,988, что свидетельствует об адекватности линейной аппроксимации, то есть о достаточно тесной линейной связи контролируемых параметров с величиной пробега  $L$  в двух локомотивных депо ЗАО «Железнодорожник».

Выполненный анализ полученных данных (табл. 1) показал:

1) интенсивность нарастания проката (естественный износ) бандажей, обточенных по профилю ДМетИ типа ЛР в сравнении с колесными парами имеющими конфигурацию профиля поверхности катания по ГОСТ 11018 — 2000, черт. 2:

— в депо Пермские Моторы увеличилось на 20 % (с 0,161 до 0,194 мм/10<sup>4</sup> км);

— в депо Мотовилиха уменьшилась в 2,6 раза (с 0,346 до 0,131 мм/10<sup>4</sup> км).

2) интенсивность уменьшения толщины гребней бандажей колесных пар, обточенных по профилю ДМетИ типа ЛР в сравнении с профилем обточенных по ГОСТ 11018 — 2000, черт. 2:

— в депо Пермские Моторы уменьшилась в 2 раза (с 0,332 до 0,167 мм/10<sup>4</sup> км);

— в депо Мотовилиха увеличилась на 65 % (с 0,126 до 0,208 мм/10<sup>4</sup> км).

Результаты расчета коэффициентов уравнений регрессии среднего и среднеквадратического отклонения параметров колесных пар

| Контролируемый параметр | Локомотивное депо, серия теплового | Объем выборки, $N$ | Профиль | Зависимость   | Коэффициенты уравнений регрессии, $X = A + BL$ |                          | Коэффициент корреляции, $R_{xy}$ | Остаточная дисперсия, $S_0^2$ , мм <sup>2</sup> | 98%-ный ресурс бандажей до обточки, тыс. км |
|-------------------------|------------------------------------|--------------------|---------|---------------|--|--------------------------|----------------------------------|---|---|
|                         |                                    |                    |         |               | A, мм  | B, мм/10 <sup>4</sup> км |                                  |   |   |
| Прокат бандажей         | Пермские Моторы ТГМ4               | 572                | ГОСТ    | $M_x(L)$      | 0,190  | 0,161                    | 0,931                            | 0,0248  | 167   |
|                         |                                    |                    |         | $\sigma_x(L)$ | 0,098  | 0,187                    | 0,883                            | 0,0622  |   |
|                         |                                    |                    | ДМетИ   | $M_x(L)$      | 0,027  | 0,194                    | 0,988                            | 0,0016  | 189   |
|                         |                                    |                    |         | $\sigma_x(L)$ | 0,144  | 0,129                    | 0,887                            | 0,0083  |   |
|                         | Мотовилиха ТГМ23                   | 480                | ГОСТ    | $M_x(L)$      | 0,191  | 0,346                    | 0,963                            | 0,0678  | 137   |
|                         |                                    |                    |         | $\sigma_x(L)$ | 0,528  | 0,081                    | 0,935                            | 0,0069  |   |
|                         |                                    |                    | ДМетИ   | $M_x(L)$      | 0,971  | 0,131                    | 0,892                            | 0,0231  | 305   |
|                         |                                    |                    |         | $\sigma_x(L)$ | 0,904  | 0,022                    | 0,780                            | 0,0017  |   |
| Износ гребней бандажей  | Пермские Моторы ТГМ4               | 498                | ГОСТ    | $M_x(L)$      | 3,993  | 0,332                    | 0,757                            | 0,5393  | 132   |
|                         |                                    |                    |         | $\sigma_x(L)$ | 1,322  | 0,116                    | 0,965                            | 0,0065  |   |
|                         |                                    |                    | ДМетИ   | $M_x(L)$      | 3,410  | 0,167                    | 0,971                            | 0,1775  | 97  |
|                         |                                    |                    |         | $\sigma_x(L)$ | 1,329  | 0,283                    | 0,936                            | 0,0120  |   |
|                         | Мотовилиха ТГМ23                   | 444                | ГОСТ    | $M_x(L)$      | 2,015  | 0,126                    | 0,941                            | 0,0162  | 183   |
|                         |                                    |                    |         | $\sigma_x(L)$ | 0,887  | 0,109                    | 0,739                            | 0,0782  |   |
|                         |                                    |                    | ДМетИ   | $M_x(L)$      | 1,944  | 0,208                    | 0,904                            | 0,0349  | 178   |
|                         |                                    |                    |         | $\sigma_x(L)$ | 1,239  | 0,078                    | 0,868                            | 0,0106  |   |

На основании полученных зависимостей  $M_x(L)$  и  $\sigma_x(L)$  можно прогнозировать процесс изнашивания и определить ресурс бандажей колесных пар тепловозов.

Как видно из рис. 3, с ростом наработки  $L$  увеличивается вероятность того, что значение контролируемого параметра выйдет за пределы установленного допуска  $X_{доп}$  (заштрихованная часть площади, ограниченной кривой плотности распределения параметра).

Выход контролируемых параметров за установленный допуск классифицируется как отказ работы бандажа, предельный износ. Установленный допуск проката по кругу катания бандажей колесных пар тепловозов ТГМ4 и ТГМ23 – 7 мм, уменьшение толщины гребня (износ гребня) для тепловозов ТГМ4 и ТГМ23, бандажи колесных пар которых обточены по профилю ДМетИ типа ЛР – 5 мм, а имеющих конфигурацию профиля по ГОСТ 11018 – 2000, черт. 2 – 8 мм [5].

Выход контролируемого параметра за установленный допуск классифицируется как отказ детали, износ которой он характеризует. Таким образом, с увеличением наработки  $L$  возрастает вероятность отказа детали  $Q$  и, соответственно, уменьшается вероятность безотказной работы детали  $P$ .

Наработка, при которой вероятность безотказной работы детали равна заданному значению  $\gamma =$

$= (1 - Q) 100 \%$ , называется гамма-процентным ресурсом  $L_\gamma$ . Значение функции распределения ресурса при фиксированной наработке  $L$ , определяется как:

$$F(L) = \int_b^a f(x) dx, \quad (5)$$

где  $a$  и  $b$  – интервал изменения величины контролируемого параметра выходящей за установленный допуск.

По известной функции распределения ресурса  $F(L)$ , задаваясь требуемым уровнем вероятности безотказной работы  $\gamma$ , выраженным в процентах, определены соответствующий гамма-процентный ресурс колесных пар тепловозов ТГМ4 и ТГМ23 с различной конфигурацией профилей поверхности катания. Если производить восстановление изношенного бандажа, его замену при наработке (пробеге), не превышающей 98 %-ного ресурса ( $P = 0,02$ ), то вероятность отказа бандажа в межремонтном периоде не превысит 2 % и отклонение межремонтного пробега от установленной величины также окажется в пределах  $\pm 2 \%$ , то есть находится в соответствии с относительной погрешностью прибора КИП-05. Поэтому целесообразно ограничить межремонтные пробеги 98 %-ным ресурсом.

Результаты расчета 98 %-ного ресурса бандажей колесных пар до обточки приведены в табл. 1 и на рис. 4.

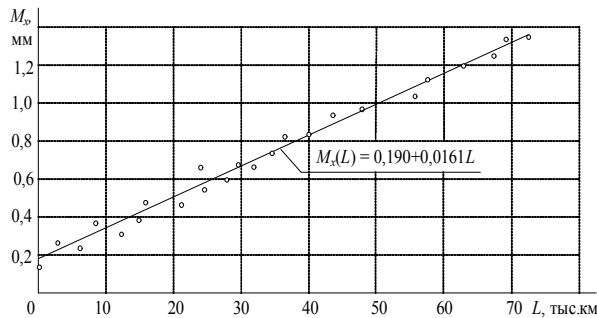


Рис. 1. Зависимость от наработки среднего значения проката бандажей колесных пар от пробега тепловозов ТГМ4 депо Пермские Моторы, обточенных по профилю ГОСТ 11018–2000, черт. 2

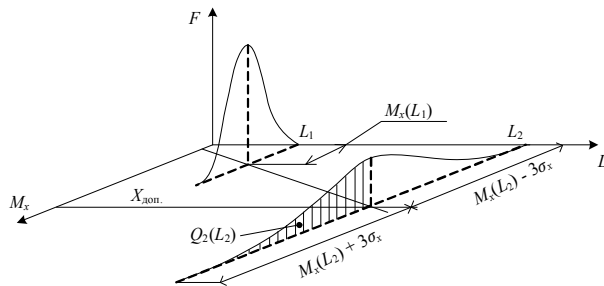


Рис. 3. Определение вероятности отказа детали  $Q$  при фиксированной наработке  $L$  для увеличивающегося контролируемого параметра

Ресурс до обточки бандажей колесных пар (см. рис. 4), обточенных по профилю ДМетИ типа ЛР по сравнению с профилем по ГОСТ 11018–2000, черт. 2 уменьшился в депо Пермские Моторы (тепловозы ТГМ4) на 36% (с 132 до 97 тыс. км), тогда как в депо Мотовилиха (тепловозы ТГМ23) при переходе на профиль ДМетИ типа ЛР — увеличился на 30% (с 137 до 178 тыс. км).

Таким образом, исходя из критерия максимального ресурса бандажей колесных пар до обточки для тепловозов ТГМ4 депо Пермские Моторы наиболее эффективной мерой является применение конфигурации профиля по ГОСТ 11018–2000, черт. 2, тогда как для бандажей колесных пар тепловозов ТГМ23 депо Мотовилиха — профиля ДМетИ типа ЛР.

#### Библиографический список

1. Буйносов, А. П. Основные причины интенсивного износа бандажей колесных пар подвижного состава и методы их устранения / А. П. Буйносов. — Екатеринбург : Изд-во УрГУПС, 2009. — 224 с.
2. Буйносов, А. П. Выбор оптимального остаточного проката бандажей колесных пар электровозов ВЛ11 / А. П. Буйносов // Транспорт Урала. — 2010. — № 2 (25). — С. 45–47.
3. Буйносов, А. П. Разработка и аппаратная реализация прибора для измерения геометрических параметров бандажей

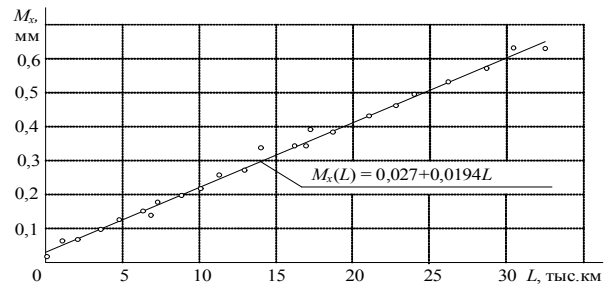


Рис. 2. Зависимость от наработки среднего значения проката бандажей колесных пар тепловозов ТГМ4 депо Пермские Моторы, обточенных по профилю ДМетИ типа ЛР

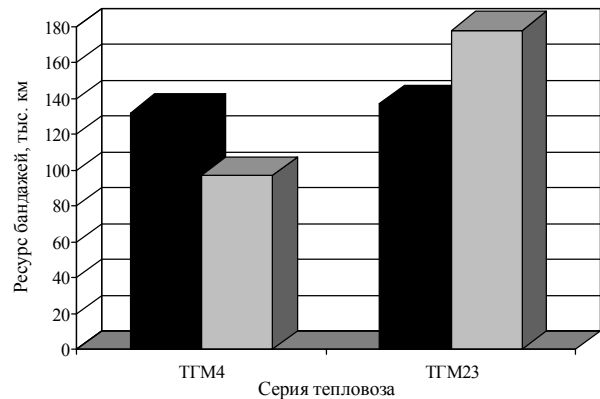


Рис. 4. 98%-ный ресурс до обточки бандажей колесных пар тепловозов ТГМ4 и ТГМ23:

■ — профиль ГОСТ 11018-2000, черт. 2

■ — профиль ДМетИ типа ЛР.

колесных пар / А. П. Буйносов // Транспорт Урала. — 2010. — № 3 (26). — С. 64–68.

4. Буйносов, А. П. Методы повышения ресурса колесных пар тягового подвижного состава : монография / А. П. Буйносов. — М. : ГОУ «УМЦ по образованию на железнодорожном транспорте, 2010. — 244 с.

5. Инструкция по формированию, ремонту и содержанию колесных пар тягового подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм. С изменениями и дополнениями, утвержденными указанием МПС России от 23.08.2000 г., № К-2273у: ЦТ-329. Утв. 14.06.1995. — М. : МПС РФ, 1995. — 48 с.

**БУЙНОСОВ Александр Петрович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Электрическая тяга».  
**ПЫШНЫЙ Игорь Михайлович**, аспирант кафедры «Электрическая тяга».

Адрес для переписки: e-mail: byinosov@mail.ru

Статья поступила в редакцию 23.05.2011 г.

© А. П. Буйносов, И. М. Пышный

## МОДЕЛИ ЭКСПЛУАТАЦИИ СИСТЕМ ЗАЩИТЫ ОТ ФАКТОРОВ РИСКА ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПРОЦЕССОВ

В работе предлагаются математические модели эксплуатации систем защиты от факторов риска производственных процессов при штатном режиме их функционирования. Основным результатом работы является построение алгоритма выбора оптимальной, с экономической точки зрения, стратегии проведения регламентного обслуживания и ремонтных работ при эксплуатации указанных систем защиты.

**Ключевые слова:** производственный процесс, модели эксплуатации систем защиты, алгоритм выбора для систем защиты оптимальной стратегии их эксплуатации.

Статья является продолжением работ [1, 2], в которых рассмотрен метод моделирования систем защиты от факторов риска производственных процессов.

Эксплуатация систем защиты в штатном режиме их функционирования предполагает проведение регламентного обслуживания и ремонтных работ.

При моделировании этой ситуации проведение любой такой процедуры будем считать актом вмешательства в функционирование систем защиты, проводимого за рамками производственного процесса. Следствием такого вмешательства является изменение коэффициентов снижения вероятностей  $p_{ij}(t)$  воздействия  $i$ -го фактора риска на  $j$ -ое рабочее место [2]. После проведения такой процедуры меняется карта уровней рисков  $P = (p_{ij}(t))$  (матрица размера  $m \times n$ , где  $m$  — количество факторов риска,  $n$  — количество рабочих мест) на временном промежутке  $[kT, N_jT]$ , где  $T$  — время рабочей смены,  $N_jT$  — время эксплуатации системы защиты [2].

В дальнейшем будем предполагать, что разности между элементами  $p_{ij}(t)$  старой и новой карт уровней рисков неотрицательны на  $[kT, N_jT]$ , то есть соответствующий акт вмешательства, по крайней мере, не увеличивает вероятности воздействия факторов рисков на рабочие места.

Эксплуатация системы защиты, сопровождаемая такими актами вмешательства в ее функционирование и снижающими уровни рисков, предполагает затраты определенных, порою довольно значительных, средств, которые зависят от того или иного вида регламентных и ремонтных работ, проводимых в различные моменты времени. Поэтому задача разработки стратегии определения регламента проведения ремонтных работ для системы защиты (регламента ее эксплуатации) представляется достаточно важной и одной из основных в рассматриваемой ситуации.

Пусть в некоторый фиксированный момент времени  $t_0$  действующая система защиты находится в состоянии, которое определяется картой уровней рисков  $P(t) = (p_{ij}(t))$  ( $i = 1, \dots, m; j = 1, \dots, n$ ) на  $[k_0T, N_jT]$ , где  $t_0 = k_0T$ .

По заданной таблице экспертных оценок экономических потерь  $C = (c_{ij})$  ( $i = 1, \dots, m; j = 1, \dots, n$ ) от воздействия факторов рисков  $f_1, \dots, f_m$  на рабочие места  $w_1, \dots, w_n$  на временном промежутке  $T$  можно оценить средние экономические потери на любом временном промежутке  $[k_1T, k_2T]$ , где  $k_0 \leq k_1 < k_2 \leq N_j$ , то есть содержащимся в  $[k_0T, N_jT]$ ,

$$\bar{X}(k_1, k_2) = \sum_{i=1}^m \sum_{k=k_1}^{k_2} \bar{X}_i(k) = \sum_{j=1}^n \sum_{k=k_1}^{k_2} \bar{Y}_j(k) = \bar{Y}(k_1, k_2),$$

где  $\bar{X}_i(k)$ ,  $\bar{Y}_j(k)$  — средние значения соответствующих случайных величин на  $k$ -ом временном промежутке длительности  $T$  [3].

Предположим, что в данный момент времени  $t_0$  в нашем распоряжении имеется совокупность  $\mathfrak{R}$  возможных процедур (актов воздействия) на функционирование подсистем защиты (различные виды профилактического обслуживания, ремонтных работ и так далее). Для каждой такой процедуры  $R$  из  $\mathfrak{R}$  обозначим через  $P_R(t) = (\tilde{p}_{ij}(t))$  ( $i = 1, \dots, m; j = 1, \dots, n$ ) — новую карту уровней рисков на  $[k_0T, N_jT]$ . Как уже отмечалось, будем считать, что

$$\tilde{p}_{ij}(t) \leq p_{ij}(t) \quad (1)$$

на  $[k_0T, N_jT]$ , так как проведение процедуры  $R$  не должно увеличивать вероятности воздействия факторов рисков на рабочие места.

По новой карте рисков  $P_R(t)$  можно вычислить изменившиеся при этом средние экономические потери

$$\bar{X}_R(k_1, k_2) = \sum_{i=1}^m \sum_{k=k_1}^{k_2} \bar{X}_i(k)_R = \sum_{j=1}^n \sum_{k=k_1}^{k_2} \bar{Y}_j(k)_R = \bar{Y}_R(k_1, k_2)$$

на любом временном промежутке  $[k_1T, k_2T]$ , где  $k_0 \leq k_1 < k_2 \leq N_j$ .

При этом, в силу неравенств (1), будут выполняться неравенства

$$\bar{X}_R(k_1, k_2) \leq \bar{X}(k_1, k_2).$$

Таким образом, разность

$$S^{(R)}(k_1, k_2) = \bar{X}(k_1, k_2) - \bar{X}_R(k_1, k_2) \quad (2)$$

естественным образом интерпретируется как определенный экономический выигрыш, полученный на временном промежутке  $[k_1 T, k_2 T]$  от проведения процедуры R. При этом, чем больше снижаются вероятности воздействия факторов рисков на рабочие места, то есть чем больше разности  $p_{ij}(t) - \tilde{p}_{ij}(t)$  в неравенствах (1), тем этот доход  $S^{(R)}(k_1, k_2)$  больше.

Приведенные рассуждения дают основание рассматривать затраты на эксплуатацию любой системы защиты, как некоторые инвестиции в производство, имеющие целью снижение производственных рисков и дающую вследствие этого определенную экономическую выгоду.

Рассмотрим задачу выбора в данный момент времени  $t_0$  процедуры R обслуживания данной системы защиты из некоторого множества возможных процедур  $\mathfrak{R}$  как задачу выбора наиболее экономически целесообразного инвестиционного проекта в указанном выше смысле.

Разобьем временной промежуток  $[k_0 T, N_s T]$  на одинаковые по длительности промежутки  $[k_0 T, k_1 T]$ ,  $[k_1 T, k_2 T], \dots, [k_{r-1} T, k_r T]$  где  $k_0 < k_1 < k_2 < \dots < k_r = N_s$ .

Для каждой процедуры R из  $\mathfrak{R}$  вычислим, согласно (2), разности

$$S_i^{(R)} = S^{(R)}(k_{i-1}, k_i) = \bar{X}(k_{i-1}, k_i) - \bar{X}_R(k_{i-1}, k_i), \quad i = 1, \dots, r.$$

Будем считать, что затраты  $S_R$  в момент времени  $t_0$  на проведение процедуры R и соответствующие условные доходы  $S_1^{(R)}, \dots, S_r^{(R)}$ , получаемые в моменты времени  $t_1 = k_1 T, \dots, t_r = k_r T$  выражены одним денежным эквивалентом. Тогда каждой процедуре R из  $\mathfrak{R}$  можно поставить в соответствие финансовый поток

$$(S_R, S_1^{(R)}, \dots, S_r^{(R)}), \quad (3)$$

где  $S_R$  — затраты на проведение процедуры R в момент времени  $t_0 = k_0 T$ , а — доходы, получаемые в момент времени  $t_1 = k_1 T, \dots, t_r = k_r T$ .

В качестве следствия такого подхода для анализа проблемы выбора регламента проведения ремонтных (регламентных) работ по обслуживанию системы защиты предлагается применить методы финансовой математики, а именно, теории процентных ставок.

Составим для финансового потока (3) уравнение доходности применения акта вмешательства R в функционирование подсистемы защиты

$$S_R = \sum_{i=1}^r S_i^{(R)} (1+d)^{-i}, \quad (4)$$

где неизвестное  $d$  интерпретируется как внутренняя норма доходности проведения процедуры R. Слагаемые в правой части этого уравнения — соответствующие доходы, дисконтированные к моменту времени  $t_0$  проведения процедуры R.

Уравнение (4), записанное в виде

$$S_R (1+d)^r - S_1^{(R)} (1+d)^{r-1} - \dots - S_r^{(R)} = 0, \quad (5)$$

где  $S_R > 0$ ,  $S_1, 0, \dots, S_r \geq 0$ , является алгебраическим уравнением степени  $r$ , коэффициенты которого име-

ют одну переменную знака. Как известно, в этом случае оно имеет единственное действительное решение  $d_R$  на промежутке  $0 \leq 1 + d_R \leq D$ ,

где  $D = 1 + \frac{\max_{1 \leq i \leq r} S_i^{(R)}}{S_R}$ , которое может быть найдено

с любой степенью точности, например, методом деления отрезка  $[0, D]$  пополам.

Сформулируем теперь алгоритм выбора в момент времени  $t_0 = k_0 T$  процедуры R проведения ремонтных (регламентных) работ из совокупности  $\mathfrak{R}$  возможных их видов.

1. Для каждой процедуры R из  $\mathfrak{R}$  оцениваются затраты  $S_R$  на ее реализацию и определяется временной промежуток (для градуировки интервала  $[k_0 T, N_s T]$ ), на каждом из которых вычисляются по формулам (2) оценки  $S_i^{(R)}$  ( $i = 1, \dots, r$ ) соответствующих доходов.

2. Составляется уравнение (5) экономической целесообразности проведения процедуры R и вычисляется единственное его решение  $d_R$  такое, что  $1 + d_R \geq 0$ .

3. Вычисляется  $d_R^* = \max_{R \in \mathfrak{R}} d_R$  и соответствующая

процедура  $R^*$ , на которой этот максимум достигается, объявляется наиболее экономически целесообразной для реализации в момент времени  $t_0$ , так как

число  $d_R^* \cdot 100\%$  определяет максимально возможный процент доходности вложения средств  $S_R$  на проведение процедуры R из всех возможных вариантов выбора.

Рассмотрим, наконец, варианты выбора моментов времени  $t_0$  на  $[0, T_s]$  для принятия соответствующих решений. Предлагается два возможных варианта:

— эти моменты фиксируются заранее с учетом особенностей производственного процесса, особенностей функционирования системы защиты, возможно, климатических особенностей, состояния финансовых средств и так далее (регламентация по времени);

— эти моменты выбираются на основании текущего значения разности  $\bar{P}(t) - \bar{P}_R(t)$  общих уровней рисков, где  $\bar{P}_R(t)$  — общий уровень риска относительно новой карты уровней рисков после проведения процедуры R, а  $\bar{P}(t)$  — общий уровень рисков до проведения процедуры R [2] (регламентация по текущему состоянию подсистемы защиты).

#### Библиографический список

1. К вопросам разработки общих моделей систем защиты от факторов рисков производственных процессов [Текст] / А. В. Горяга [и др.] // Россия молодая: передовые технологии — в промышленность : мат. III Всеросс. молодежн. науч.-техн. конф. — Омск : ОмГТУ. — 2010. — Кн. 2. — С. 280–282.
2. Математические модели систем защиты от факторов риска производственных процессов [Текст] / А. В. Горяга [и др.] // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. — 2011. — № 1 (97). — С. 96–98.
3. Горяга, А. В. Общие модели количественных оценок экономических потерь от воздействия опасных производственных факторов на рабочие места [Текст] / А. В. Горяга, А. М. Добренко, В. С. Сердюк // Динамика систем механизмов и машин : мат. VII Межд. науч.-техн. конф. — Омск : ОмГТУ. — 2009. — Кн. 3. — С. 356–358.

**ГОРЯГА Александр Васильевич**, кандидат физико-математических наук, доцент кафедры высшей математики.

**ДОБРЕНКО Александр Максимович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Безопасность жизнедеятельности».

**СЕРДЮК Виталий Степанович**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Безопасность жизнедеятельности».

**ЦОРИНА Ольга Александровна**, старший преподаватель кафедры «Безопасность жизнедеятельности».

Адрес для переписки: e-mail: bgd@mail.ru

Статья поступила в редакцию 30.05.2011 г.

© А. В. Горяга, А. М. Добренко, В. С. Сердюк, О. А. Цорина

**Поправка**

В статье И. Л. Рязанцевой «О профильной модификации тяжело нагруженных зубчатых колес» («ОНВ» №2 (100), 2011 г., раздел «Машиностроение и машиноведение») рис. 2 следует рассматривать в следующей редакции:

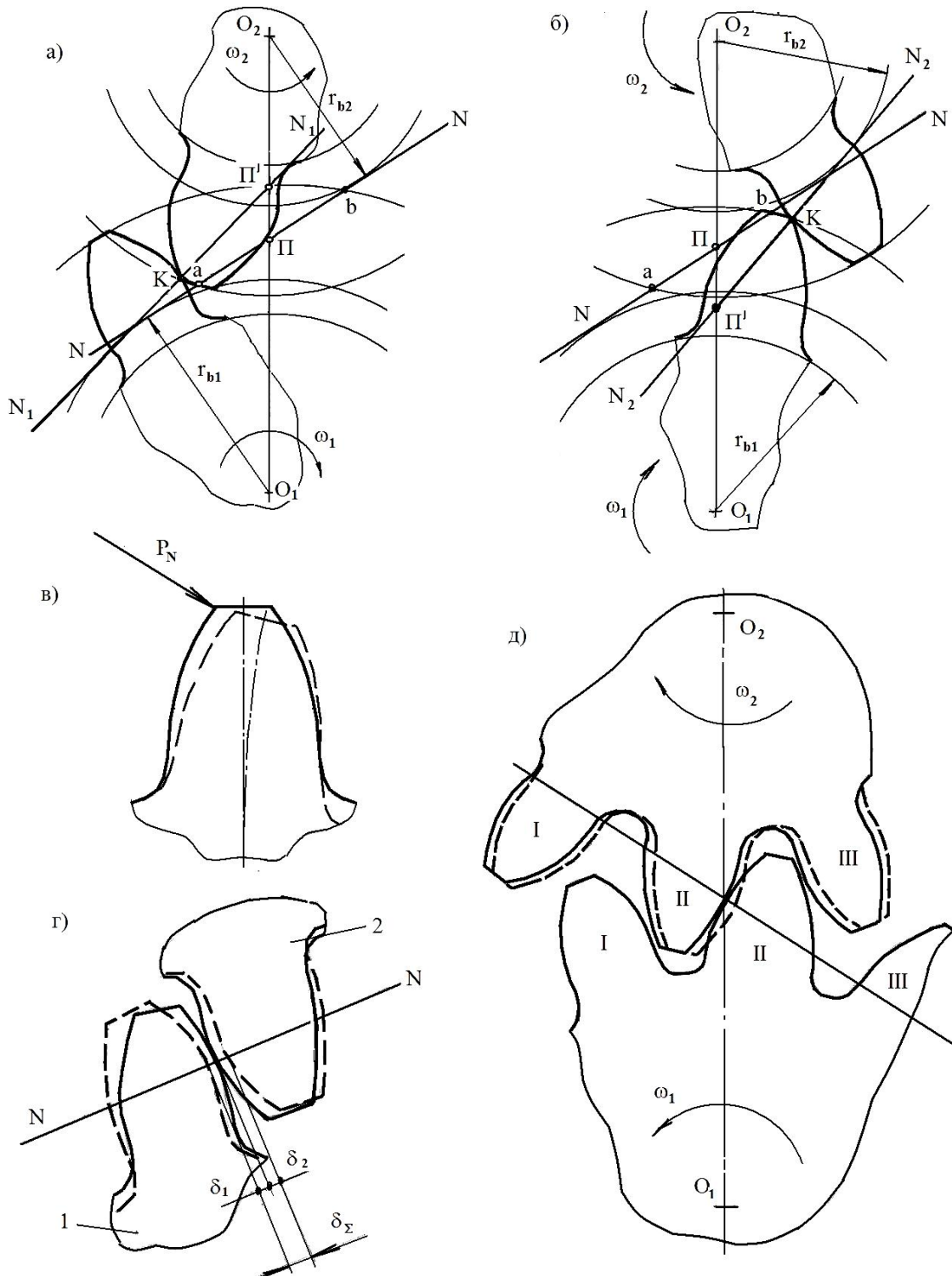


Рис. 2