
Рецензируемый научно-теоретический журнал • Выходит один раз в квартал

Редакционный совет

Б. А. Якимович, д-р техн. наук, проф. (главный редактор); *В. А. Алексеев*, д-р техн. наук, проф. (зам. главного редактора); *Ю. О. Михайлов*, д-р техн. наук, проф. (зам. главного редактора); *И. В. Абрамов*, д-р техн. наук, проф.; *В. З. Беленький*, д-р физ.-мат. наук, проф.; *А. В. Вахрушев*, д-р физ.-мат. наук; *В. И. Гольдфарб*, д-р техн. наук, проф.; *В. Б. Дементьев*, д-р техн. наук, проф.; *И. З. Климов*, д-р техн. наук, проф.; *А. Л. Кузнецов*, д-р экон. наук, проф.; *В. А. Кутергин*, д-р техн. наук, проф.; *В. И. Кодолов*, д-р хим. наук, проф.; *А. М. Липанов*, д-р техн. наук, проф., акад. РАН; *В. Е. Лялин*, д-р техн. наук, д-р экон. наук, проф.; *А. И. Нистюк*, д-р техн. наук, проф.; *М. В. Петрова*, д-р полит. наук; *Ф. А. Романюк*, д-р техн. наук, проф.; *О. И. Шаврин*, д-р техн. наук, проф.; *М. И. Шишкин*, д-р экон. наук, проф.

Редакционная коллегия

Машиностроение	<i>С. Н. Храмов</i> , д-р техн. наук, проф. <i>В. Н. Диденко</i> , д-р техн. наук, проф. <i>В. И. Добровольский</i> , д-р техн. наук, проф. <i>С. А. Писарев</i> , д-р техн. наук, проф.
Экономика	<i>Р. А. Галиахметов</i> , д-р экон. наук, проф. <i>Е. А. Полищук</i> , д-р экон. наук, проф. <i>Н. Л. Тарануха</i> , д-р экон. наук, проф.
Электроника, измерительная техника, радиотехника и связь	<i>В. В. Хворенков</i> , д-р техн. наук, проф. <i>О. В. Коробейникова</i> , д-р техн. наук, проф. <i>В. А. Куликов</i> , д-р техн. наук, проф.
Управление, вычислительная техника и информатика	<i>А. И. Мурынов</i> , д-р техн. наук, проф. <i>М. А. Сенилов</i> , д-р техн. наук, проф.
Математика	<i>А. В. Алиев</i> , д-р физ.-мат. наук, проф. <i>И. Г. Русяк</i> , д-р техн. наук, проф. <i>В. А. Тененёв</i> , д-р физ.-мат. наук, проф.
Педагогика и психология	<i>В. С. Черепанов</i> , д-р пед. наук, проф. <i>Е. В. Осмина</i> , канд. психол. наук, доц. <i>Ю. Н. Сёмин</i> , д-р пед. наук, проф.

Адрес редакции: 426069, Ижевск,
Студенческая, 7, тел./факс (3412)58-38-77
<http://www.istu.ru>. E-mail: izdat@istu.ru

© Ижевский государственный
технический университет, 2011
© Издательство ИжГТУ, 2011

Рецензируемый научно-теоретический журнал «Вестник Ижевского государственного технического университета» включен ВАК России в перечень ведущих научных журналов, в которых публикуются основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата и доктора наук.

Журнал зарегистрирован Управлением Федеральной службы по надзору в сфере связи и массовых коммуникаций по Удмуртской Республике. Свидетельство ПИ № ТУ 18-0063 от 17 апреля 2009 г.

СОДЕРЖАНИЕ

Машиностроение

<i>Шаврин О. И.</i> Формирование наноразмерной структуры в материале деталей машин	4
<i>Жиляев С. В., Копылов К. А., Кугультинов С. Д., Попов И. В.</i> Влияние режимов резания на температуру режущей кромки токарных резцов при обработке титановых сплавов	7
<i>Свирицёв В. И., Подборнов И. В., Зубаирова Л. Х.</i> Тепловой баланс при плоском торцовом планетарном шлифовании	11
<i>Дреманович С. С., Корякин Н. А.</i> Разработка и внедрение пресовых технологий изготовления корпусов, обеспечивающих равномерное деление на заданные части при разрушении	13
<i>Алипов А. А., Беляков В. В., Блохин А. Н., Зезюлин Д. В.</i> Распределение давлений в контакте шины с дорогой	15
<i>Хмелева А. В.</i> Управление критическими ситуациями по трещиностойкости в композиционных материалах элементов ракетной техники	18
<i>Ткачёв А. А.</i> Учебная версия САПР эвольвентных цилиндрических передач	23
<i>Сентяков Б. А., Тишкова Н. А.</i> Выбор геометрических параметров шнекового завихрителя при конструировании многофункциональных вихревых элементов	26
<i>Шаихов Р. Ф., Филькин Н. М.</i> Расчет оптимального угла наклона упругого элемента амортизационных опор	29
<i>Сентяков К. Б., Давыдов И. А., Шельяков А. Н.</i> Оперативная параметрическая идентификация динамического объекта	33
<i>Широбоков К. П.</i> Оценка влияния конструктивных и режимных факторов на работу устройства волоконообразования	35
<i>Музафаров Р. С., Мкртчян А. Ф.</i> Исследование тепловых явлений при шлифовании резины	38
<i>Копотев Д. А., Филькин Н. М.</i> Алгоритм управления комбинированной энергосиловой установкой легкового автомобиля	40
<i>Умняшкин В. А., Пономарёв В. М.</i> Инженерная методика выбора конструктивных параметров самоблокирующегося дифференциала легкового автомобиля	44

Экономика

<i>Лобанова Г. А., Колесникова А. А.</i> Разработка комплексной оценки уровня социальной ответственности бизнеса	48
<i>Первадчук В. П., Белецкий В. А.</i> Оценка эффективности инвестирования в информационную безопасность предприятия на основе нечетких множеств	51
<i>Лобанова Г. А., Гамбург К. А.</i> Анализ условий формирования кластеров в России	53
<i>Джумаева Р. А.</i> Использование кластерного подхода для решения задач модернизации региональной экономики на примере Республики Татарстан	56
<i>Краснобокая И. А.</i> Оптимизация производственных затрат на основе выбора эффективного парка технологического оборудования машиностроительных предприятий	59

<i>Груздева Т. В., Калинкина Г. Е.</i> Модульный подход и его применение при формировании сервиса в розничной торговле	62
<i>Безумова Л. В.</i> К вопросу о социально-экономических аспектах формирования трудовых ресурсов в городе с градообразующим предприятием (на примере МО «Город Воткинск» Удмуртской Республики)	66
<i>Коцеев В. А., Семёнова С. В.</i> Предпринимательские инициативы в государственном регулировании градостроительной деятельности	68
<i>Бирюков А. Н.</i> Концепция учета неопределенности в оценке отклонений показателей налогоплательщиков от эталонной поверхности на основе вероятностного и фрактального подходов	71
<i>Романов К. А., Пономарёв С. Б.</i> Организационно-экономический аспект реформирования материально-бытового и медицинского обеспечения колоний-поселений	74
<i>Сабирянова Ю. Ю.</i> Ресурсный потенциал промышленного предприятия: оценка и эффективность использования	76
<i>Орлова Н. Ю.</i> Стратегический потенциал муниципального хозяйственного комплекса и оценка эффективности его развития	78
<i>Ревенко Н. Ф., Беркутова Т. А.</i> Система показателей оценки эффективности маркетинговой деятельности хозяйствующих субъектов	82
<i>Беркутова Т. А.</i> Роль маркетинга в формировании трансакционных издержек экономических субъектов	87
<i>Понкратов В. В.</i> Горная рента в нефтедобывающей промышленности: экономическая сущность и инструменты изъятия	90

Электроника, измерительная техника, радиотехника и связь

<i>Корляков Е. С., Русских Е. В., Широбоков С. В.</i> Анализ возможных причин искажения фотозлектронного спектра, полученного с помощью рентгеновского времяпролетного фотозлектронного спектрометра	94
<i>Ревило О. А., Абилов А. В., Емельянов В. Н.</i> Влияние нагрузки в сети на характеристики качества передачи потоковых данных	97
<i>Коробейников В. В.</i> Модель дозвуковой акустической мишени	100
<i>Куликов В. А., Коновалов Е. А.</i> Микропроцессорный прибор для измерения давности наступления смерти по методу регулярного теплового режима	102

Управление, вычислительная техника и информатика

<i>Косников Ю. Н., Осокина Л. И.</i> Компьютерное моделирование перцептивной перспективы	107
<i>Ахтулов А. Л., Ахтулова Л. Н., Леонов Е. Н., Смирнов С. И.</i> Постановка задачи синтеза принципиальных схем промышленного электроснабжения средствами современных САПР	110

<i>Нагорных И. Л., Бурнышев И. Н., Бесогонов В. В.</i> О выборе потенциалов межатомного взаимодействия для системы Fe – N в приближении метода погруженного атома.....	114
<i>Макарова И. В., Хабибуллин Р. Г., Беляев А. И., Беляев Э. И., Буйвол П. А.</i> Применение современных методов моделирования и управления для повышения эффективности системы фирменного сервиса автомобилей.....	118
<i>Леготкина Т. С., Хижняков Ю. Н.</i> Модификация метода центраида.....	122
<i>Петухов И. В.</i> Исследование временных аспектов инерционности зрительного восприятия человека.....	125
<i>Севастьянов Б. В., Шадрин Р. О.</i> Прогнозирование числа пострадавших на производстве и коэффициента частоты травматизма работающих в Удмуртии.....	128
<i>Севастьянов Б. В., Салтыков А. М., Шадрин Р. О.</i> Прогнозирование числа дней нетрудоспособности у пострадавших на производстве в Удмуртской Республике.....	131
<i>Файзрахманов Р. А., Липатов И. Н.</i> Цифровое моделирование случайного процесса с использованием формирующего фильтра.....	135
<i>Соломенникова С. И.</i> Применение компетентного подхода для оценки персонала производств высокотехнологического сектора промышленности.....	139
<i>Сенилова Е. М.</i> Формирование FLEX-поверхностей из растровых текстурных изображений на базе тетраидной регулярной модели трехмерных пространственных объектов.....	141
Математика	
<i>Чан Тхань Туан.</i> Об одном методе построения решения линейной стационарной неоднородной системы управления.....	144

Педагогика и психология

<i>Попова А. И.</i> Мотивационные аспекты рейтинговых систем контроля успешности обучения.....	146
<i>Устинова Н. П., Девятериков С. А.</i> Студенческая олимпиада как средство реализации контекстного подхода к обучению при подготовке конкурентоспособного специалиста к творческой профессиональной деятельности.....	148
<i>Кощеев Г. В.</i> Циклический характер профессионального самоопределения.....	151
<i>Шихова О. Ф., Шаламова А. В., Шкляева А. А.</i> Системы заданий в тестовой форме.....	153
<i>Шихов Ю. А., Ушакова А. В.</i> Инновационные методы оценки качества подготовки обучающихся в вузе.....	155
<i>Караева И. А.</i> Граница валидности дидактических тестов.....	158
<i>Мальцева Э. А., Штенникова Е. Г., Штенников И. В.</i> Формирование гуманистических ценностей студентов, будущих профессиональных музыкантов, театрально-музыкального отделения УдГУ средствами учебной и внеучебной деятельности.....	161
<i>Любимова О. В.</i> Технологические знания: проблемы содержания и диагностики.....	165
<i>Шихов Ю. А., Юшкова В. В.</i> Квалиметрическая технология анкетирования в системе непрерывного профессионального образования.....	167
<i>Вагинова С. А.</i> К проблеме формирования педагогической коммуникативной компетентности будущих учителей физической культуры.....	170
<i>Бушмакина Т. В.</i> Функциональный конструкт в организации содержания профессионального образования.....	172
<i>Митриченко Р. Х., Новокрещенов В. В.</i> Причины негативной динамики показателей здоровья и физической подготовленности студентов за период их обучения в вузах.....	173
Сведения об авторах	177
Требования к оформлению статей	181

УДК 621.789

О. И. Шаврин, доктор технических наук, профессор, Ижевский государственный технический университет**ФОРМИРОВАНИЕ НАНОРАЗМЕРНОЙ СТРУКТУРЫ В МАТЕРИАЛЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

Проведен анализ возможных вариантов технологий формирования наноразмерной структуры в материалах деталей машин. Показано, что такая структура может быть получена целенаправленным управлением параметрами высокотемпературной термомеханической обработки.

Ключевые слова: детали машин, наноразмерная структура, высокотемпературная термомеханическая обработка.

Связь понятий «реальный материал» и «нано» в любом сочетании – нанотехнология, наноматериалы, наночастицы – не может быть отвлеченной, диктуемой только новизной и интересом, но иметь вполне прагматическую цель – получить не просто нанометалл, а реальную конструкцию, изделие машиностроения из такого металла. Известно, что получить металл с какими-либо особыми свойствами – это одно, а изготовить из него деталь и использовать ее в конструкции – это другое и не всегда удается.

В качестве примера можно вспомнить про термомеханическую обработку: получить металл с ВТМО, хотя и с большими трудностями, удавалось, а детали, конструкции – нет.

То же и с наноматериалами: связать понятия «нано» и «реальный металл» с научной точки зрения интересно и важно, а добавление к этой связке еще и возможности получения деталей – интересно вдвойне.

Рассматривая возможную связь понятий «реальный металл», «изделие из него» и «нано» можно предложить своеобразный алгоритм рассмотрения проблемы.

1. Цель, которую нужно добиться. Целью может быть повышение эксплуатационных характеристик. Многообразие вариантов понятия «эксплуатационные характеристики» диктует и соответствующий набор средств достижения целей. Если говорить о машиностроительных деталях, то можно ограничить набор эксплуатационных характеристик хотя бы конструктивной прочностью. Конструктивная прочность – это и характер нагрузок (статические, ударные, циклические), температурные условия эксплуатации, соотношение уровня рабочих напряжений и характеристик прочности металла, состояние поверхности детали – наличие концентраторов напряжений и т. д.

2. Структурные факторы, определяющие уровень эксплуатационных характеристик.

Роль структурных факторов определяется характером эксплуатационного нагружения, в зависимости

от которого структурные факторы, обеспечивающие необходимый уровень работоспособности изделия, будут различны.

Сказанное приводит к выводу, что разрабатываемая схема реализации или получения «нано» в реальных материалах и конструкциях должна быть направлена на получение какой-либо определенной особенности структуры материала, которая будет определять работоспособность детали в условиях эксплуатации. Рассмотрим, можно ли связать понятие «нано» и возможность получения каких-либо наноизменений структуры материала деталей, испытывающих циклические нагрузки, или, как говорят, работающих на усталость.

Для такого класса деталей из большого количества факторов, определяющих работоспособность деталей в условиях циклического нагружения, можно выделить два структурных самостоятельных фактора – размеры элементов структуры и карбидных частиц, которые формируются технологией.

В настоящее время активно исследуются процессы интенсивной пластической деформации для формирования наноразмерной структуры (ИПД). Но если связывать этот процесс с возможностью получения какой-то реальной конструкции, то проблем здесь еще очень много.

Есть другой путь получения наноразмерной структуры в конструкционных сталях – высокотемпературная термомеханическая обработка. В ходе многолетних исследований в научных школах под руководством академика Садовского В. Д., профессора Бернштейна М. Л. было доказано, что основная причина упрочнения стали при ВТМО – образование субструктуры полигонального типа вследствие перестройки дислокаций, сформировавшихся в ходе высокотемпературной деформации. Было установлено, что образующийся при ВТМО мартенсит наследует тонкое строение деформированного аустенита. Это принципиальный результат, предопределяющий связь свойств высокопрочной стали с параметрами тонкого строения аустенита, создаваемого деформацией при ВТМО. Было показано также, что полиго-

нальная структура сохраняется в феррите при отпуске, влияя и на изменение процессов карбидообразования.

Дальнейшие исследования влияния ВТМО на свойства сталей показали, что первоначальное представление о ВТМО как о последовательности нагрева, деформации (по возможности большой) и немедленного, резкого охлаждения чрезвычайно упрощено. При формировании структуры металлического сплава, имеющего повышенную плотность и соответствующее распределение несовершенств строения, созданных пластической деформацией, в зависимости от ее условий может образоваться очень широкая область структур, начиная от дислокационных структур горячего наклепа, полигонизации и заканчивая рекристаллизацией. Во всем этом диапазоне изменения структур получается повышенный комплекс прочностных характеристик сталей. Даже стали с частично рекристаллизованной при ВТМО структурой (до 50 %) имеют повышенную прочность (обычно $\sigma_{\text{вп}}$). Но уровень повышения свойств у сталей, диапазон их изменения зависят от очень большого набора факторов, влияющих на размерные параметры субструктуры и структуры и, соответственно, на уровень прочности. Не вызывает сомнения правильность сформировавшегося у исследователей убеждения, что прирост характеристик прочности зависит от их вида.

При исследовании влияния размеров субзерен на прочность было установлено, что эмпирическая зависимость Холла – Петча, найденная ими для размеров зерен в чистых металлах, не имеющих субструктуры,

$$\sigma_T = \sigma_0 + k_y D^{-1/2},$$

где σ_0 – напряжение, которое нужно приложить для преодоления трения решетки (сил Пайерлса – Набарро); k_y – величина, характеризующая степень блокировки и торможения дислокаций, работает и для металлов с развитой субструктурой при изменении размеров субзерен от 0,05 мкм (50 нм) до 70 мкм, когда в формулу вместо размеров зерен подставляются размеры субзерен. Это же было показано в работах М. Л. Бернштейна и других ученых при исследовании формирования субструктуры в процессе ВТМО на модельных сплавах, сохраняющих после охлаждения до комнатных температур аустенитное состояние с особенностями тонкого строения, сформировавшегося под влиянием высокотемпературной деформации. Результаты этих исследований показали, что полигональные субграницы могут давать вклад в упрочнение, превышающее упрочнение, вызываемое границами зерен. Существенное влияние на упрочнение оказывает плотность дислокаций, в разы увеличивающаяся при термомеханической обработке.

Это же показано в работе [1], где доказано, что кроме простой зависимости от зерна существует дополнительный эффект, связанный с субзернами, окруженными малоугловыми субграницами, которые являются препятствиями для дислокаций и способ-

ствуют увеличению напряжения течения. Малоугловые субграницы увеличивают трение при движении дислокаций внутри кристалла без соответствующего изменения размера зерна.

Сказанное о влиянии субструктуры на σ_T позволяет высказать сомнение в правильности утверждений, что с точки зрения влияния на прочность сталей необходимо рассматривать только наноразмерность зерен, имеющих большеугловые границы. Такие утверждения сегодня можно рассматривать как гипотезу, не подтвержденную результатами исследований, особенно применительно к реальным конструкциям и деталям. Оценка влияния границ зерен и субзерен на прочность не может быть однозначной, универсальной. Она будет разной для хрупких и вязких сталей, для характеристик сопротивления малым и большим пластическим деформациям. В работах профессора Рахштадта А. Г. убедительно показано, что сопротивление малым пластическим деформациям ($\tau_{\text{упр}}$) определяется размерами субзерен.

Особого рассмотрения с точки зрения влияния зерен и субзерен заслуживает сопротивление сталей циклическому нагружению – усталостная прочность – в связи с тем, что детали работают при напряжениях меньших предела упругости. В этих условиях субзерна способствуют более равномерному задействованию систем микроскольжения в объеме металла, а малоугловые субграницы становятся эффективными препятствиями для движения дислокаций, уменьшающими опасность критических скоплений дислокаций, являющимися причиной зарождения усталостных трещин.

Таким образом в общей постановке можно предположить, что в определенных условиях нагружения сталей элементы субструктуры, разделенные малоугловыми границами, оказывают упрочняющее воздействие на металл.

Можно полагать, что на действенность этого предположения размер элементов субструктуры, в том числе и их наноразмерность, влияния оказывать не будет.

Размерность полигональной субструктуры при ВТМО должна определяться параметрами всех этапов процесса – температуры и способа нагрева, степенью и схемой деформации, способом и схемой охлаждения. На тип конечной структуры накладывается влияние и длительности всех этапов процесса.

Взаимосвязанное влияние параметров процесса при ВТМО на формируемую структуру и сопротивление деформации хорошо иллюстрируют кривые горячего деформирования (рис. 1).

Исследование структуры [2] горячедеформированной стали показало, что участки диаграммы горячего деформирования соответствуют разным типам субструктур – от состояния горячего наклепа до рекристаллизации. На рис. 2 приведены свойства стали 60С2А, которые были получены при испытании на кручение образцов, процесс горячего деформирования которых был прерван на соответствующем участке горячей деформации с последующей немедленной закалкой (классическая схема ВТМО).

Графики показывают, что изменение сопротивления малым пластическим деформациям (измерялось $\tau_{пл}$) хорошо коррелирует с видом диаграммы горячего деформирования. Максимальные свойства получены при относительно небольших деформациях, соответствующих области вблизи пика диаграммы горячего деформирования, когда структура стали характеризуется признаками полигонизации.

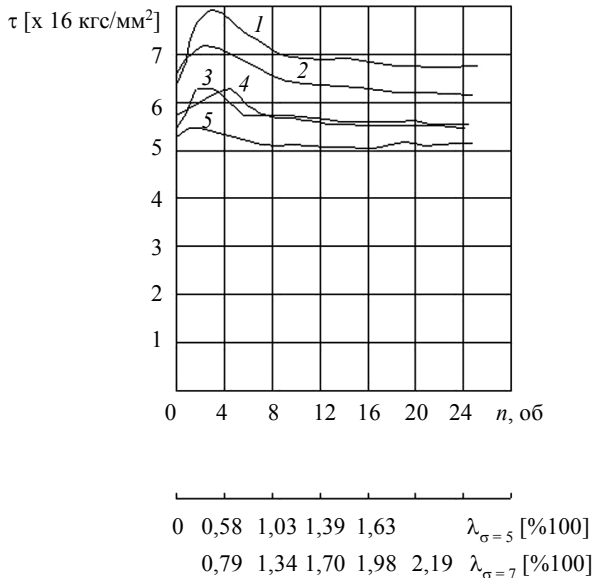


Рис. 1. Диаграммы горячего кручения:
1, 2, 3 – стали 60Н20, 65С2ВА, 60С2А, $T_{деф} = 900\text{ }^\circ\text{C}$;
4, 5 – стали 65С2ВА, 60С2А, $T_{деф} = 1000\text{ }^\circ\text{C}$

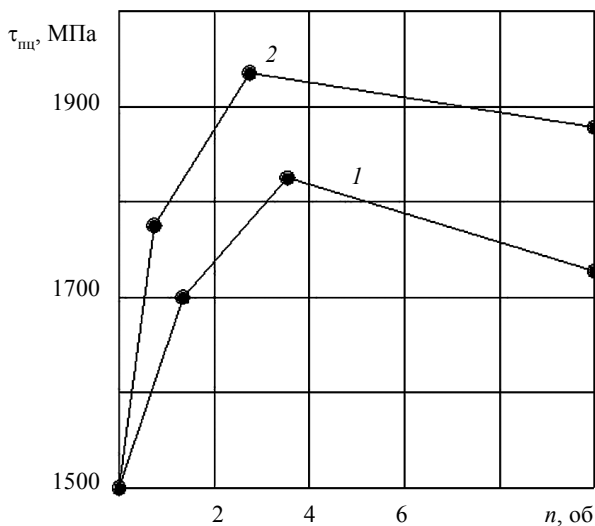


Рис. 2. Влияние ВТМО на свойства стали 60С2А:
 $T_{деф} = 1020\text{ }^\circ\text{C}$, $\omega = \text{об/мин}$, 1 – $\tau_{пл}$; 2 – $\tau_{0,3}$
(охлаждение без последеформационной выдержки)

Если изменить схему охлаждения – от немедленного перейти на охлаждение с последеформационной выдержкой – то это приведет к изменению сопротивления малым пластическим деформациям ($\tau_{пл}$) в результате перестройки структуры (рис. 3).

Влияние последеформационных выдержек на сопротивление малым пластическим деформациям ($\tau_{пл}$) стали 60С2А, подвергнутой ВТМО при деформации кручением, показано на (рис. 3).

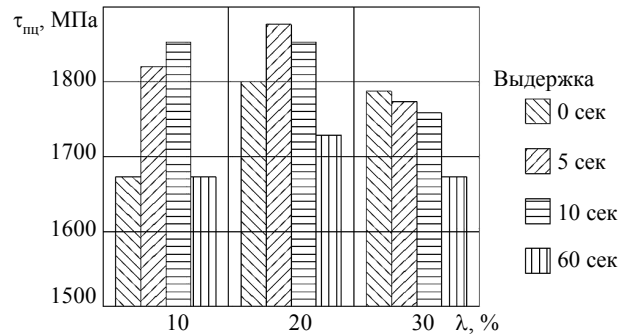


Рис. 3. Влияние степени деформации и последеформационной выдержки на сопротивление малым пластическим деформациям ($\tau_{пл}$). Сталь 60С2А, $T_{деф} = 1020\text{ }^\circ\text{C}$, ТВЧ

Из диаграммы видно, что последеформационная выдержка различно влияет на изменение сопротивления малым пластическим деформациям в зависимости от величины горячей деформации. При малых деформациях (10–20 %) изменение свойств проходит через пик, в то время как при больших степенях (30 %) происходит монотонное снижение свойств. Такой характер зависимости согласуется со сложившимися представлениями о характере перестройки структуры горячедеформированной стали – образование полигонизированной структуры, увеличение полигонов во времени и переход на стадию рекристаллизации.

Приведенные данные показали, что, изменяя условия осуществления термомеханической обработки, причем в направлении уменьшения напряженности величин параметров (уменьшения степеней деформации, смягчения процесса охлаждения), можно обеспечить получение структуры, имеющей наноразмеры, и, соответственно, повышенного уровня свойств.

Список литературы

1. Инглиш А. Т., Бакофен У. А. Влияние обработки металлов на разрушение. – М.: Металлургия, 1976.
2. Добаткин С. В. Полигонизация и построение карт структурных состояний для оптимизации режимов горячей деформации: автореф. дис. – М., 1990.

O. I. Shavrin, Doctor of Technical Sciences, Professor, Izhevsk State Technical University

Nanosized Structure Formation in Machine Part Material

Possible variants of technologies for the formation of nanosized structure in machine part materials are analyzed. It is shown that such structure can be produced with purposeful control of high-temperature thermal-mechanical treatment parameters.

Key words: machine elements, nanosized structure, high-temperature thermomechanical treatment.

УДК 621.91.01

С. В. Жилиев, кандидат технических наук, доцент, Ижевский государственный технический университет
К. А. Копылов, магистрант, Ижевский государственный технический университет
С. Д. Кугультинов, доктор технических наук, профессор, Ижевский государственный технический университет
И. В. Попов, аспирант, Ижевский государственный технический университет

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ НА ТЕМПЕРАТУРУ РЕЖУЩЕЙ КРОМКИ ТОКАРНЫХ РЕЗЦОВ ПРИ ОБРАБОТКЕ ТИТАНОВЫХ СПЛАВОВ

Приведены результаты математического моделирования и экспериментальных исследований по влиянию режимов обработки на температуру режущей кромки при точении титанового сплава ВТ-6.

Ключевые слова: температура, обработка резанием, температурное поле, титановые сплавы, математическое моделирование, экспериментальное исследование.

Среди конструкционных материалов в авиации, ракетостроении и ряде других отраслей промышленности значительное применение нашли титановые сплавы благодаря сочетанию высокой прочности и невысокого удельного веса, выгодно отличающих их от сплавов на основе железа, никеля, алюминия и других металлов. Высокая температура плавления титана обуславливает получение на его основе жаропрочных сплавов, а низкий коэффициент линейного расширения – высокую сопротивляемость титановых сплавов термической усталости. Высокая коррозионная стойкость титана позволяет использовать титановые сплавы для работы в различных агрессивных средах. Титановые сплавы используются для изготовления многих ответственных деталей ракетной техники, испытывающих значительные знакопеременные нагрузки при повышенных температурах.

Одним из наиболее широко используемых титановых сплавов в аэрокосмической промышленности является сплав марки ВТ-6.

Титановый сплав ВТ-6, получаемый путем легирования титана алюминием (5,5–7,0 %) и ванадием (4,2–6,0 %), относится к ($\alpha + \beta$)-сплавам. Эти сплавы более прочны, чем однофазные, хорошо куются и штампуются, поддаются термической обработке, охрупчиваются лишь при некоторых условиях термической обработки (появляется ω -фаза). Однако их обработка резанием имеет ряд особенностей, среди которых основными являются малая пластичность и высокая химическая активность, приводящая к активному взаимодействию с кислородом, азотом, водородом и углеродом. В результате они с Ti α и Ti β образуют твердые растворы замещения, резко снижающие пластичность.

Это вынуждает большинство машиностроительных предприятий, занимающихся обработкой титана и его сплавов, работать на очень низких режимах резания, что существенно снижает эффективность механической обработки. В частности одним из узких мест в производстве является растачивание отверстий больших диаметров в деталях из титанового сплава ВТ-6 типа фланец, обечайка и шпангоут боль-

ших диаметров на длину от 300 до 500 мм. При растачивании таких отверстий стойкости режущего инструмента недостаточно для обработки всей поверхности. В местах остановки резца для его замены наблюдается неровность в виде ступени, пределы которой 0,2...0,5 мм. Наличие таких дефектов на обработанной поверхности недопустимо, и поэтому требуются дополнительные технологические операции для их удаления, что увеличивает трудоемкость обработки.

Интенсивность изнашивания режущего инструмента возрастает по мере увеличения температуры резания, и поэтому ее знание весьма актуально.

В настоящей работе приведены результаты математического моделирования и экспериментальных исследований температуры в зоне резания при точении титанового сплава ВТ-6 в зависимости от режимов обработки, влияние которых, как показывает анализ литературных источников [1, 2], неодинаково. Так, температура резания в большей мере зависит от скорости резания, чем от подачи и глубины резания.

Для расчета температуры режущей кромки необходимо определить количество подводимой к резу тепло Q , возникающей в результате деформации обрабатываемого материала $Q_{\text{п}}$ и работы трения на контактных поверхностях инструмента $Q_{\text{тр}}$.

Количество теплоты, выделяемого в процессе деформации зависит от силы резания P_z зависимость которой от скорости резания V , величины подачи S и глубины резания t можно определить на основе экспериментальных данных, опубликованных в статье [3]. Интерполяция данных позволяет получить соответствующие степенные зависимости:

$$P_z(t) = 562,59t^{0,6572};$$

$$P_z(S) = 1322,4S^{0,3243};$$

$$P_z(V) = 1285V^{-0,143}.$$

Общая степенная зависимость примет вид

$$P_z = 1670,3t^{0,6572}S^{0,3243}V^{-0,143}.$$

Производимая работа в процессе резания определяется по формуле $A = P_z L$, где L – перемещение резца за анализируемый промежуток времени, которое зависит от скорости резания, $L = V\tau$, откуда $A = P_z V\tau$.

Для перехода к определению количества тепла, которое возникает в процессе резания, используем допущение, что все тепло преобразуется из работы механических сил в виде механической мощности процесса N в тепловую энергию, откуда $N = Q = A/\tau = P_z V$. Кроме того, дополнительным источником тепла является трение, характеризуемое силой:

$$P_{тр} = P_z f,$$

где f – коэффициент трения равный 0,3 (для пары трения карбид вольфрама – титан).

Таким образом, выражение для определения тепловой энергии с учетом всех преобразований примет вид

$$Q = 1,3 P_z V.$$

Расчеты будем производить без учета и с учетом вклада силы трения в общий процесс теплообмена с учетом ряда допущений:

1. Тепло, выделяемое в процессе резания, передается на резец по линии А – главной режущей кромки (рис. 1).

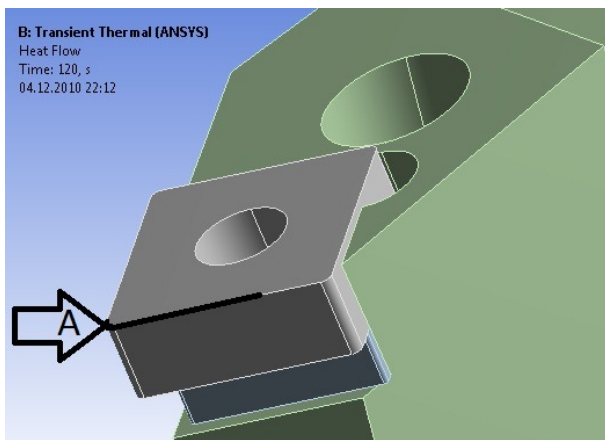


Рис. 1. Участок главной режущей кромки, воспринимающий основную часть тепловой энергии, возникающей в процессе резания за счет сил упругопластических деформаций

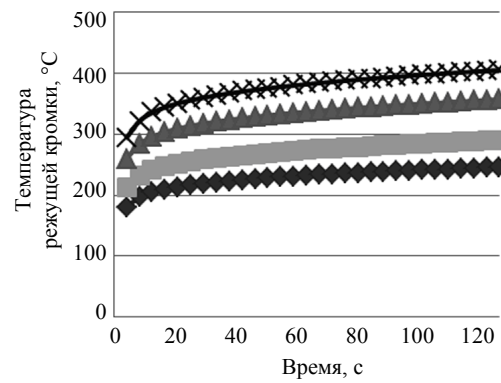
2. Сила трения возникает на передней поверхности резца.

3. Начальная температура всех элементов резца равна температуре окружающей среды (20 °С).

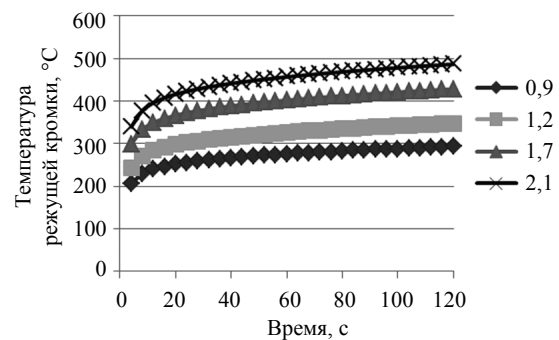
4. Теплообмен с окружающей средой происходит в виде излучения.

5. Теплофизические характеристики материалов постоянны и не зависят от температуры.

Численное моделирование температуры резания проводилось методом конечных элементов в системе ANSYS. Результаты моделирования в зависимости от режимов обработки представлены на рис. 2, 3 и 4.

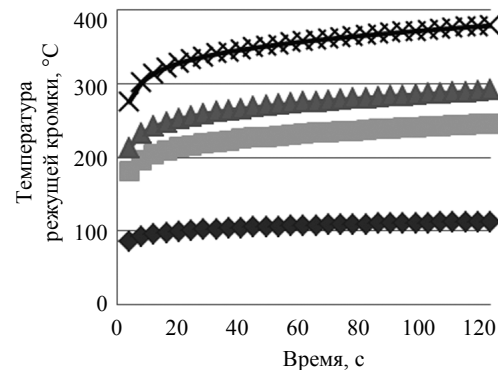


а

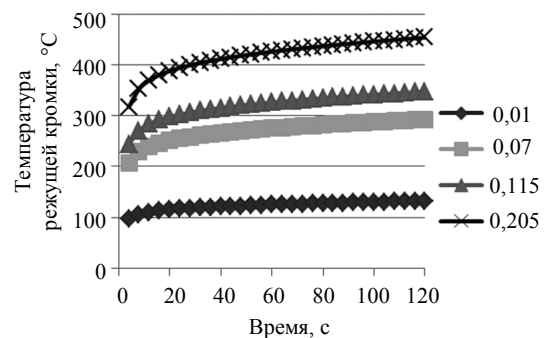


б

Рис. 2. Зависимость температуры режущей кромки от глубины резания и времени: а – без учета сил трения; б – с учетом сил трения при резании ($t = 1,5$ мм; $V = 18,84$ м/мин)



а



б

Рис. 3. Зависимость температуры режущей кромки от подачи и времени: а – без учета сил трения; б – с учетом сил трения при резании ($S = 0,15$ мм/об; $V = 18,84$ м/мин)

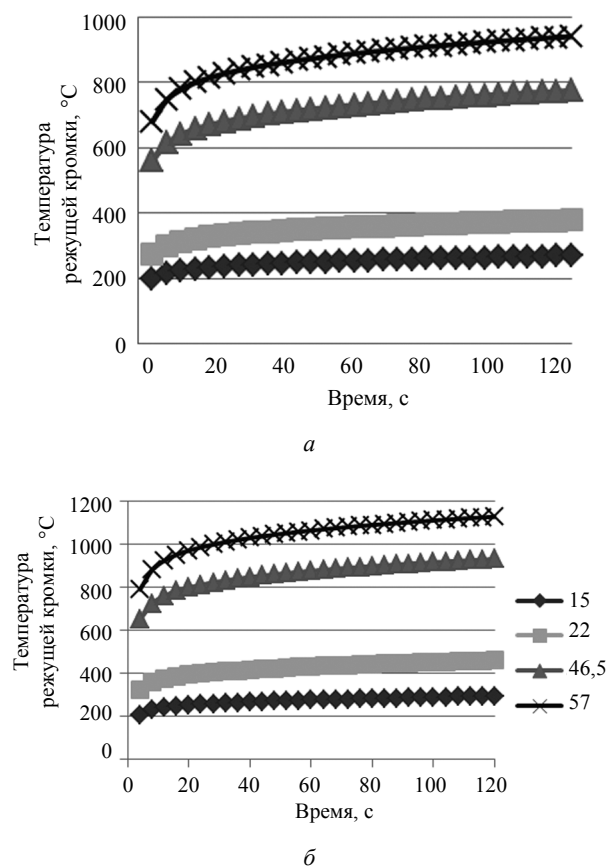


Рис. 4. Зависимость температуры режущей кромки от скорости резания и времени: *a* – без учета сил трения; *б* – с учетом сил трения при резании ($t = 1,5$ мм; $S = 0,15$ мм/об)

По результатам численного моделирования получены степенные зависимости температуры режущей кромки от режимов обработки без учета сил трения:

$$T = 31,3177t^{0,592}S^{0,3973}V^{0,9415};$$

с учетом силы трения:

$$T = 35,3177t^{0,5981}S^{0,4052}V^{0,9963}.$$

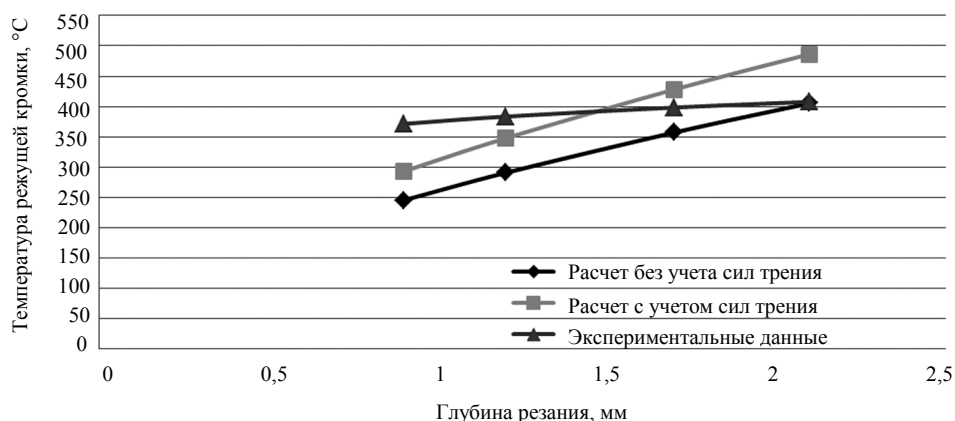


Рис. 5. Зависимость температуры режущей кромки пластинки резца от глубины резания ($S = 0,15$ мм/об; $V = 18,84$ м/мин)

Экспериментальные исследования проводились на токарно-винторезном станке ИБ11П.

Температура в зоне резания измерялась инфракрасным пирометром Raynger 3i 2ML2. С помощью специально изготовленного штатива пирометр закреплялся в резцедержателе под углом 45° к продольной оси заготовки на удалении 500 мм от режущей кромки резца. Точность установки пирометра контролировалась с помощью лазерного целеуказателя вмонтированного в его корпус.

В ходе проведения эксперимента отслеживалась температура в зоне резания. Пирометр в автоматическом режиме фиксировал ее максимальное значение, которое в дальнейшем использовалось при обработке результатов эксперимента.

Получение эмпирических зависимостей температуры от режимов резания проводилось два этапа. На первом этапе были получены частные зависимости температуры резания от скорости резания, глубины и подачи в степенном виде:

$$T = C_0V^x; T = C_0t^y; T = C_0S^z,$$

где C_0 – постоянная, зависящая от условий обработки; x , y и z – показатели степени.

Показатели степени x , y и z определяются как тангенс угла наклона прямой полученной в логарифмической системе координат зависимостей температуры резания от режимов обработки.

В результате были получены следующие частные эмпирические зависимости:

$$T = 396 \times t^{0,11}; T = 795 \times S^{0,16}; T = 173 \times V^{0,39}.$$

На следующем этапе, на базе полученных частных зависимостей, сделав ряд преобразований, была получена общая зависимость температуры резания от режимов обработки:

$$T = 162 \times t^{0,11} \times S^{0,16} \times V^{0,39}.$$

На рис. 5, 6 и 7 приведены результаты расчета температуры резания средствами математического моделирования и экспериментальные данные.

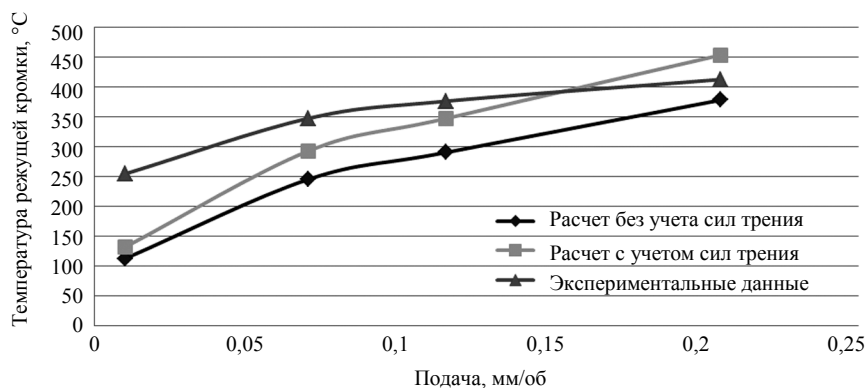


Рис. 6. Зависимость температуры режущей кромки пластинки реза от величины подачи ($t = 1,5$ мм; $V = 18,84$ м/мин)

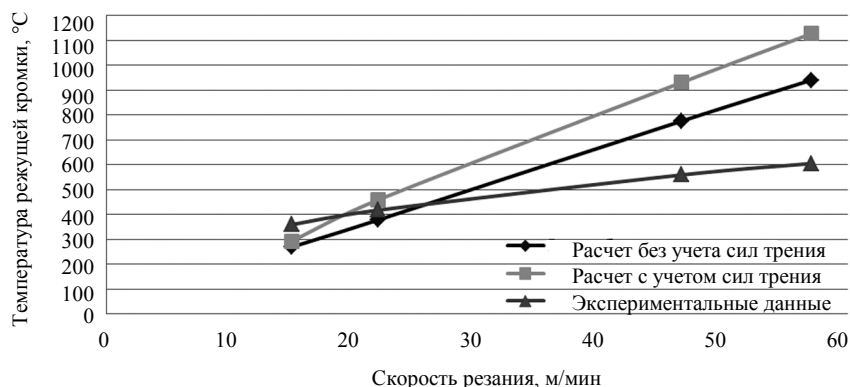


Рис. 7. Зависимость температуры режущей кромки пластинки реза от скорости резания ($t = 1,5$ мм; $S = 0,15$ мм/об)

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

- Скорость резания оказывает наиболее существенное влияние на температуру резания, следовательно, и на стойкость режущего инструмента, нежели глубина и подача.
- Для повышения производительности обработки титановых сплавов рациональнее увеличивать подачу, так как она оказывает наименьшее влияние на температуру резания по сравнению со скоростью резания.
- Среднее отклонение результатов математического моделирования от экспериментальных данных составило 24 %.

Список литературы

1. Кугультинов С. Д., Ковальчук А. К., Портнов И. И. Технология обработки конструкционных материалов. – М.: Изд-во ИжГТУ им Н. Э. Баумана, 2006. – 672 с.: ил.
2. Кривоухов В. А., Чубаров А. Д. Обработка резанием титановых сплавов. – М.: Машиностроение, 1970. – 180 с.
3. Жильев С. В., Кугультинов Д. С. Влияние режимов обработки на силу резания при точении титановых сплавов // Развитие местного самоуправления в городах России с градообразующими предприятиями: материалы межрегион. науч.-практ. конф. (Воткинск, 5 февр. 2010 г.). – Удм. науч. центр УрО РАН, Ин-т экономики УрО РАН, Ин-т философии и права УрО РАН [и др.]. – Ижевск: Удм. ун-т, 2010. – С. 161–163.

S. V. Zhilyayev, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Izhevsk State Technical University

K. A. Kopylov, Magstrand, Izhevsk State Technical University

S. D. Kugultinov, Doctor of Technical Sciences, Professor, Izhevsk State Technical University

I. V. Popov, Postgraduate Student, Izhevsk State Technical University

Influence of Cutting Speed on Temperature of Cutting Edge of Lathe Tool at Machining Titanium Alloys

The results of mathematical modeling and experimental research of cutting speed influence on temperature of cutting edge of lathe tool at machining titanium alloy Ti-Al-V-6 are presented.

Key words: temperature, machining, temperature field, titanium alloys, experimental research, mathematical modeling.

УДК 621.923

В. И. Свирщёв, доктор технических наук, профессор, Пермский государственный технический университет
И. В. Подборнов, аспирант, Пермский государственный технический университет
Л. Х. Зубаирова, Пермский государственный технический университет

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ПРИ ПЛОСКОМ ТОРЦОВОМ ПЛАНЕТАРНОМ ШЛИФОВАНИИ

Получено аналитическое выражение для расчета коэффициента тепловода в деталь при плоском торцовом планетарном шлифовании. Выполненный расчет коэффициента тепловода для конкретных параметров режима шлифования показал существенное его снижение при планетарном шлифовании по сравнению с обычным торцовым шлифованием.

Ключевые слова: планетарное шлифование, параметры режима шлифования, коэффициент тепловода.

Распределение тепла, образующегося в зоне резания при шлифовании, между компонентами технологической системы оказывает существенное влияние на формирование геометрических и физико-механических показателей качества шлифуемых поверхностей. Традиционные методы шлифования плоских поверхностей при варьировании сочетания управляемых параметров режима шлифования, обеспечивающих одинаковую производительность обработки, не дают существенного снижения тепловода в деталь вследствие небольших скоростей удаления шлифуемого материала [1]. Решение этой проблемы может быть обеспечено применением малоизученного теоретически и экспериментально процесса плоского торцового планетарного шлифования [2].

Рассмотрим тепловой баланс процесса плоского торцового планетарного шлифования. Общее количество тепла Q , образующегося в зоне резания при шлифовании, распределяется между контактирующими телами:

$$Q = Q_d + Q_k + Q_c + Q_j,$$

где Q_d , Q_k , Q_c , Q_j – доли тепла, идущие, соответственно, в деталь, круг, стружку, охлаждающую жидкость.

Большинство процессов планетарного шлифования выполняется без охлаждения, всухую, и поэтому доля тепла Q_j из формулы исключается. Расчетами, выполненными в [3] установлено, что доля тепла Q_k при шлифовании абразивными инструментами составляет не более 1 % и ею можно пренебречь. Таким образом, тепло, выделяемое при шлифовании, распространяется в основном между деталью и стружкой.

Сипайловым В. А. для условия безразмерной полусириности источника тепла $H = V_d h / (2a) > 10$ предложена формула безразмерного коэффициента β , который показывает, какая доля тепла Q_d от общего пойдет в деталь [3]:

$$\beta = \frac{1}{1 + \frac{2cta}{\pi \lambda V_d S} 2\sqrt{\pi H}}, \quad (1)$$

где c – удельная теплоемкость шлифуемого материала; m – масса металла, удаляемого с поверхности в единицу времени, $m = \nu V_d t l$; ν – плотность шлифуемого металла; V_d – скорость продольной подачи; t – глубина резания; l – длина зоны контакта; a – коэффициент температуропроводности шлифуемого металла, $a = \lambda / (c\nu)$; λ – коэффициент теплопроводности; S – площадь зоны контакта, $S = 2hl$; h – полусириность полосового источника тепла.

После преобразования (1) для обычного плоского торцового шлифования формула примет вид

$$\beta = 1 / \left(1 + t \sqrt{\frac{2V_d}{\pi a h}} \right). \quad (2)$$

Необходимо отметить, что в формуле массы металла, удаляемого с поверхности в единицу времени, скорость V_d при обычном и планетарном торцовом шлифовании имеет разные значения. При обычном торцовом шлифовании скорость V_d – это скорость продольной подачи детали, а при планетарном шлифовании – это результирующая скорость V_d' продольной подачи детали и движения круга планетарной головки относительно детали, определяемая по формуле (см. рисунок) [4]

$$V_d' = \sqrt{V_d^2 + (a + b + a_1)^2 \omega_b^2 - 2V_d (a + b + a_1) \omega_b \cos\left(\frac{\pi}{2} \pm \varphi\right)}, \quad (3)$$

где a , b – радиусы делительной окружности, соответственно, сателлита и неподвижного зубчатого колеса планетарной головки; a_1 – радиус шлифовального круга; ω_b – угловая частота вращения водила планетарной головки; φ – угол, определяющий положение центра сателлита относительно оси X ; \pm – соответствует положению круга ниже и выше оси X .

Следовательно, для плоского торцового планетарного шлифования выражение для коэффициента β после подстановки в формулу (1) H и m будет иметь вид

$$\beta = \frac{1}{1 + \frac{2cvV'_d t l a}{\pi \lambda V'_d S} 2 \sqrt{\pi \frac{V'_d h}{2a}}} = \frac{1}{1 + V'_d t \sqrt{\frac{2}{\pi a h V'_d}}} \quad (4)$$

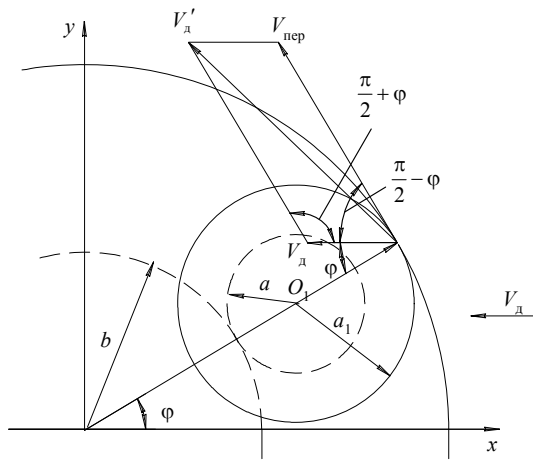


Схема для определения скорости V'_d

При одинаковых глубине шлифования t и продольной подаче детали V_d и, следовательно, одинаковой производительности обработки, равные объемы металла снимаются при обычном шлифовании непрерывно одним чашечным кругом диаметром 0,15 м, а при планетарном шлифовании – четырьмя чашечными кругами диаметром 0,05 м планетарной головки, поочередно вступающими в контакт с деталью. То есть один круг планетарной головки сошлифовывает четвертую часть общего объема металла.

Рассмотрим пример расчета коэффициента β при следующих условиях плоского планетарного шлифования: материал детали – сталь P18; круги – тип 6 50×25×13 24A25CM27K5; $t = 2 \cdot 10^{-5}$ м; $a = 5,7 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $V_d = 0,05$ м/с; $a = 1,3125 \cdot 10^{-2}$ м; $b = 3,875 \cdot 10^{-2}$ м; $\omega_b = 150,72$ 1/с; $\phi = 10^\circ$; $V'_d = 11,59$ м/с; $h = 0,002021$ м. Подставив в (4), получим:

$$\beta = \frac{1}{1 + 11,59 \cdot 2 \cdot 10^{-5} \sqrt{\frac{2}{3,14 \cdot 5,7 \cdot 10^{-6} \cdot 0,002021 \cdot 0,05}}} = 0,11.$$

При заданных условиях планетарного шлифования в деталь уходит 11 % тепла, выделившегося в зоне шлифования. Доля тепла, поступившего в стружку, составляет около 89 %.

Для обычного торцового шлифования при тех же значениях глубины шлифования, скорости продольной подачи и ширине торцовой части круга по (2) получим:

$$\beta = \frac{1}{1 + 2 \cdot 10^{-5} \sqrt{\frac{2 \cdot 0,05}{3,14 \cdot 5,7 \cdot 10^{-6} \cdot 0,0025}}} = 0,97.$$

Доля тепла, поступающая в деталь при обычном плоском торцовом шлифовании, при заданных условиях составляет 97 %, в стружку – 3 %.

Таким образом, использование кинематических особенностей плоского торцового планетарного шлифования при заданных условиях позволяет уменьшить долю тепла, отводимую в деталь, с 97 до 11 %.

Анализ формулы (4) показывает, что при заданном значении результирующей скорости V'_d , характеризующего параметрами планетарной головки, на величину коэффициента β влияют глубина шлифования t и скорость продольной подачи V_d . Увеличение глубины шлифования уменьшает долю тепла, идущую в деталь, и увеличивает теплоотвод через стружку. Увеличение скорости продольной подачи оказывает противоположное действие.

Список литературы

1. Ермаков Ю. М., Степанов Ю. С. Современные тенденции развития абразивной обработки. – М., 1991. (Машиностр. пр-во. Сер. «Технология и оборудование обработки материалов резанием»: Обзор. Информ. // ВНИИТЭМР. Вып. 3).
2. Степанов Ю. Н. Повышение эффективности торцового шлифования инструментальных материалов // СТИН. – 1998. – № 1. – С. 27–30.
3. Сипайлов В. А. Тепловые процессы при шлифовании и управление качеством поверхности. – М.: Машиностроение, 1978. – 167 с.
4. Подборнов И. В., Свирицев В. И. Аналитическое описание теплонапряженности процесса плоского торцового планетарного шлифования // Тр. 15-й Междунар. науч.-технич. конф. «Физические и компьютерные технологии». – Харьков, 2009. – С. 309–311.

V. I. Swirshchev, Doctor of Technical Sciences, Professor, Perm State Technical University

I. V. Podbornov, Postgraduate Student, Perm State Technical University

L. Kh. Zubairova, Associate Professor, Perm State Technical University

Thermal Balance of the Flat Face Planetary Grinding

An analytical expression for calculation of thermal input factor in a part at flat face planetary grinding is received. The executed calculation of the thermal input factor for specific parameters of a grinding mode has shown its considerable decrease at planetary grinding in comparison with usual face grinding.

Key words: planetary grinding, grinding parameters, thermal input factor.

УДК 539.3

С. С. Дреманивич, ФГУП «Ижевский механический завод»

Н. А. Корякин, доктор технических наук, профессор, Ижевский государственный технический университет

РАЗРАБОТКА И ВНЕДРЕНИЕ ПРЕССОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ИЗГОТОВЛЕНИЯ КОРПУСОВ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ РАВНОМЕРНОЕ ДЕЛЕНИЕ НА ЗАДАННЫЕ ЧАСТИ ПРИ РАЗРУШЕНИИ

Приведен пример конструкции стального корпуса изделия, обеспечивающего равномерное деление при разрушении от воздействия внутреннего давления, имеющий внутренние спиральные канавки.

Рассмотрены варианты технологических процессов, обеспечивающих требуемое деление. Проведен сравнительный анализ, рассмотрены недостатки известных технологических процессов получения таких корпусов. Предложен разработанный вариант технологического процесса, приведены схемы, указан объем теоретических и практических задач. Приведены результаты внедрения разработанного варианта технологического процесса.

Ключевые слова: прессовая технология, равномерное деление при разрушении, внутренние спиральные канавки.

При решении задачи деления разрушением корпусных деталей на заданные части на практике часто применяются корпуса специальной конструкции.

Обычно такой корпус имеет цилиндрическую форму и изготовлен из стали. На внутренней поверхности корпуса нанесены взаимопересекающиеся (левые и правые) винтовые канавки глубиной до 0,25–0,55 толщины стенки корпуса.

Сетка многозаходных канавок корпуса обеспечивает требуемое его равномерное деление на заданные части от действия внутреннего давления при срабатывании изделия по ослабленным спиральным сечениям. Также корпус имеет конусную часть и резьбовые поверхности внутри. Внешний вид корпуса (сечение) представлен на рис. 1.

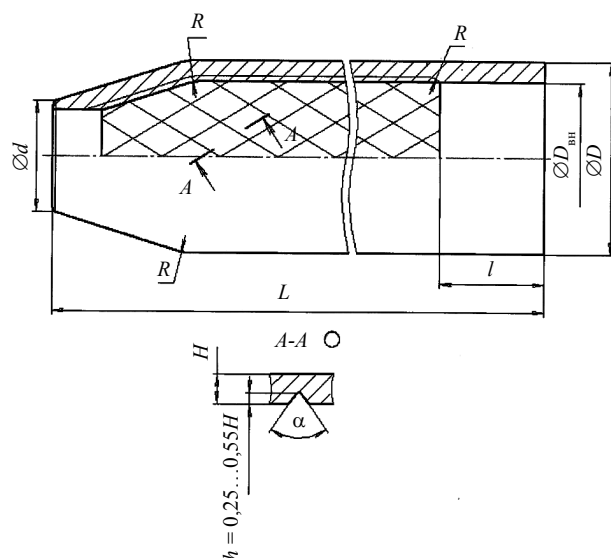


Рис. 1. Внешний вид (сечение) корпуса. Заготовка корпуса для механической обработки до нарезания резьбы

Применявшаяся длительное время технология получения таких корпусов литьем очень трудоемка

и не всегда гарантирует обеспечение требований к равномерному делению из-за присущих ей дефектов литья.

Известна прессовая технология изготовления подобных корпусов с внутренними рифлениями малого калибра и небольшой длины. Попытки ряда предприятий применить такую технологию для изготовления корпусов указанной конструкции не привели к положительному результату.

Недостатком известных способов изготовления корпусов является частая поломка длинных (на всю длину корпуса) винтовых пуансонов за счет накопления односторонней внеконтактной деформации и вызванного этим прогрессирующего изгибающего момента, воспринимаемого винтовым пуансоном из-за исходной разностенности трубной заготовки. Кроме того, усилие выпрессовки винтового пуансона из корпуса ограничивается смятием (потерей устойчивости) опорной торцевой поверхности корпуса. Невозможно также получение конического корпуса без удаления рифлений на заходной части.

Таким образом, основными проблемами при разработке и внедрении прессовой технологии изготовления длинномерных корпусов с внутренними нарезами калибром 120 мм и больше явились сложность изготовления длинных винтовых пуансонов и их выпрессовки из корпусов (усилие выпрессовки пуансона значительно превышает усилие прессования корпуса при формировании внутренних винтовых поверхностей и формирование конической части без разрушения).

Главной задачей, поставленной в предложенной прессовой технологии получения длинномерных и больших по диаметру корпусов, является расширение технологических возможностей и обеспечение стойкости инструмента.

Сущность предложенной прессовой технологии изготовления заготовок корпусов поясняются чертежами, которые служат для иллюстрации и приведены на рис. 2, 3.

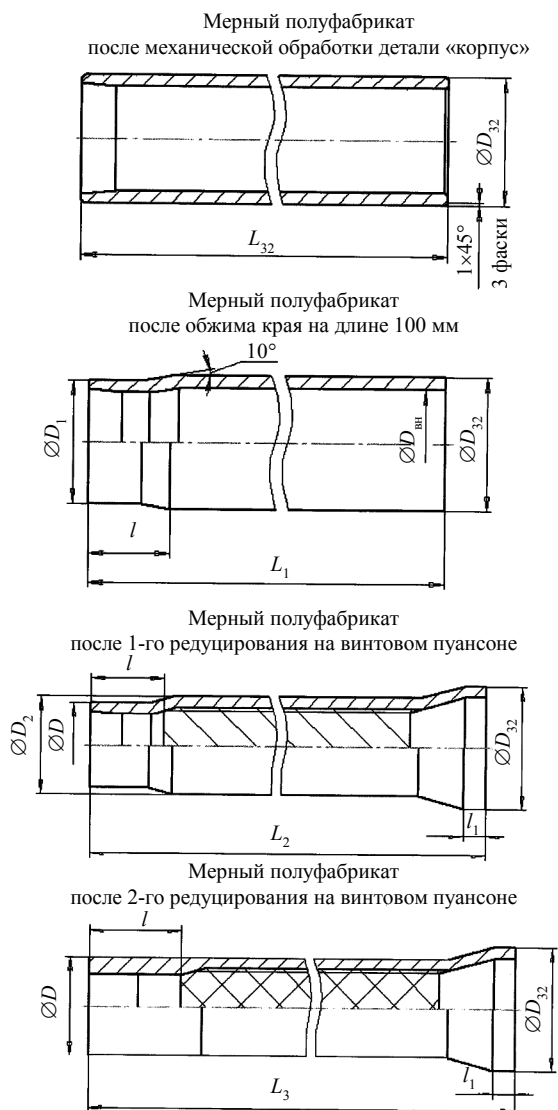


Рис. 2. Схема прессовой технологии изготовления заготовки корпуса по технологическим переходам

При внедрении разработанной прессовой технологии изготовления длинномерных корпусов были решены следующие задачи.

1. Определены характеристики и установлены причинно-следственные связи процесса холодного пластического деформирования металла, обеспечения устойчивости заготовок в процессе прессования при наличии внутренних спиральных поверхностей.

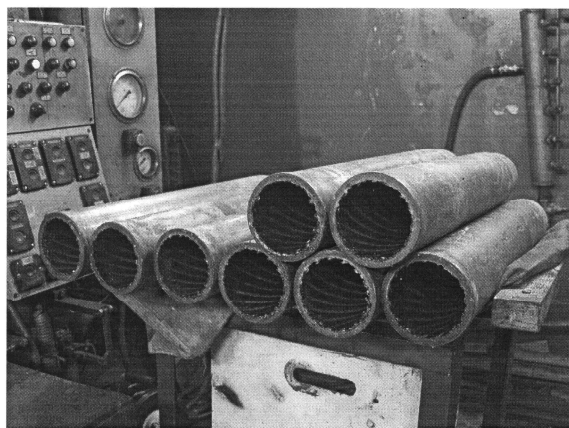


Рис. 3. Вид внутренних спиральных канавок на корпусах после первого редуцирования на пуансоне

2. Определена оптимальная длина винтовых пуансонов, позволяющая сравнять усилия прессования и выпрессовки.

3. Определены технологические параметры процессов изготовления корпусов, промежуточной химической и термической обработки.

4. Обеспечено совпадение начала нарезов, как правого, так и левого.

5. Определены условия формирования концевой части без образования внутренних трещин в корпусе.

Внедренная по разработанному варианту прессовая технологии изготовления длинномерных корпусов, обеспечивающих разрушением равномерное деление на части, позволяющих получать изделия, полностью соответствующие заданным требованиям документации и расширяет технологические возможности по их производству.

Решена проблема обеспечения высокой стойкости дорогостоящей оснастки. Например, после изготовления одним комплектом пуансонов свыше 1000 деталей комплект пригоден для дальнейшего использования.

Список литературы

1. Кугультинов С. Д., Ковальчук А. К., Портнов И. И. Технология обработки конструкционных материалов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. – 671 с.
2. Патент RU 2205356 С2. Способ изготовления выступов на поверхности корпуса боеприпаса. – 2003 г.

S. S. Dremanovich, Izhevsk Mechanical Plant

N. A. Koryakin, Doctor of Technical Sciences, Professor, Izhevsk State Technical University

Development and Application of Cases Press Technologies which Provide Equal Part Partition at Fracturing

An example of steel case design with inner spiral grooves providing equal part partition at fracturing is given. The variants of technological processes providing required pressure are considered. A comparative analysis is carried out; the shortcomings of the known technological processes of the cases production are examined. The elaborated version of technological process is suggested, the schemes are given, and scope of theoretical and practical tasks is stated. The results of the technological process application are presented.

Key words: press technology, uniform partition at fracturing, inner spiral grooves.

УДК 629.113

А. А. Алипов, кандидат технических наук, доцент, Нижегородский государственный технический университет им. Р. Е. Алексеева

В. В. Беляков, доктор технических наук, профессор, Нижегородский государственный технический университет им. Р. Е. Алексеева

А. Н. Блохин, кандидат технических наук, доцент, Нижегородский государственный технический университет им. Р. Е. Алексеева

Д. В. Зезюлин, аспирант, Нижегородский государственный технический университет им. Р. Е. Алексеева

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ В КОНТАКТЕ ШИНЫ С ДОРОГОЙ*

Представлены новые результаты экспериментальных исследований контактного взаимодействия бескамерной пневматической шины сверхнизкого давления с опорной поверхностью, полученные с помощью комплекта метрологических поверенных приборов и устройств, предложен новый критерий оценки энергоэффективности колесных движителей.

Ключевые слова: энергоэффективность, проходимость, подвижность, вездеходные транспортные средства, шины сверхнизкого давления, колесный движитель, распределение давлений.

Развитие сегментов экономики России, связанных с природоохранными, экологически безопасными технологиями, а также с технологиями жизнеобеспечения и безопасности населения ряда районов страны, открывает серьезные перспективы перед производителями специальных вездеходных транспортных средств. Среди известных транспортных средств высокой проходимости колесные машины обладают наибольшей универсальностью и экономической эффективностью. В то же время они недостаточно приспособлены для передвижения по слабонесущим опорным поверхностям. Поэтому применение колесных транспортных средств на пневматических шинах сверхнизкого давления является эффективным средством повышения проходимости и экологичности при выполнении транспортных функций.

В настоящее время накоплен значительный материал по исследованию системы «колесный движитель – деформируемая опорная поверхность» [1–7]. Однако вопросы передвижения колесных машин на бескамерных пневматических шинах сверхнизкого давления с внутренним давлением воздуха 0,02...0,07 МПа требуют уточнения и пересмотра ряда положений.

Анализ научно-технической литературы по вопросу работы машин на различных поверхностях движения показывает, что величина и характер распределения нормальных давлений по площади контакта оказывают большое влияние на движения автомобиля и на работу шины [1–4], поэтому в работе они были экспериментально проанализированы. Для этого рассматривалось равномерное прямолинейное движение транспортного средства по ровной горизонтальной поверхности (рис. 1).

Объектом исследований являлось специальное вездеходное транспортное средство (ВТС) с колесной формулой 6×6 (рис. 2), полной массой 1,5 т, движитель которого представляет собой бескамерные пневматические шины сверхнизкого давления 1300×600-533 модели «Трэкол».



Рис. 1. Фрагменты проведенных испытаний

В соответствии с методикой проведения испытаний структурно-функциональная схема соединения измерительно-регистрающей метрологически поверенной аппаратуры (рис. 3) состоит из следующих компонентов: 1 – аккумуляторная батарея; 2 – инвертер напряжения; 3 – генератор сигналов; 4 – пневматическая шина низкого давления; 5 – датчики определения давления в зоне контакта колеса с опорной поверхностью; 6 – блок усилителя сигнала; 7 – сигнальный процессор; 8 – персональный компьютер

© Алипов А. А., Беляков В. В., Блохин А. Н., Зезюлин Д. В., 2011

Получено 26.09.10

* Данная поисковая научно-исследовательская работа проводилась в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы.

с установленной программной оболочкой «Анализатор сигналов».



Рис. 2. Испытываемое вездеходное транспортное средство

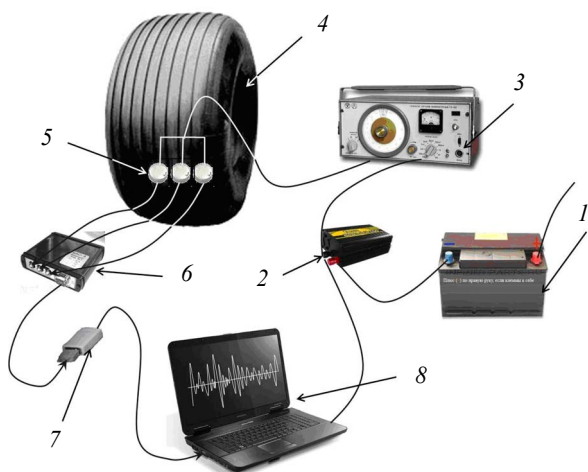
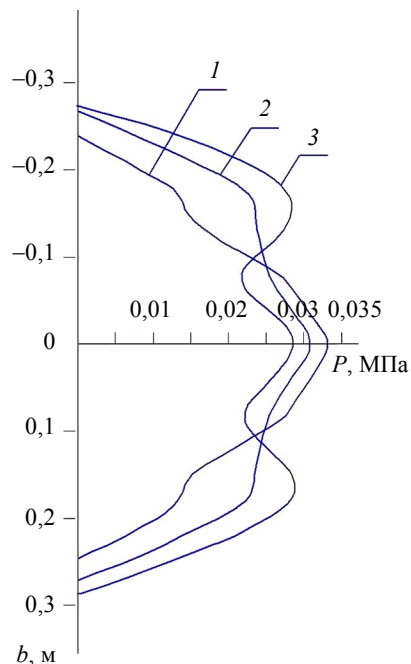


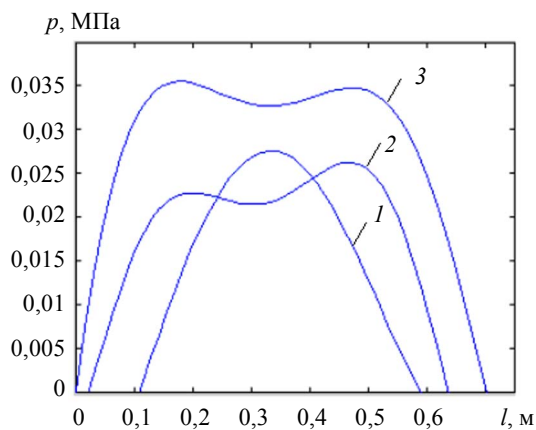
Рис. 3. Структурно-функциональная схема соединения измерительно-регистрающей аппаратуры

На основе проведенных испытаний установлено, что при статическом (движение с малой скоростью) взаимодействии колеса с жесткой опорной поверхностью характер распределения нормальных давлений в контакте соответствует эпюрам, изображенным на рис. 4, 5.

Кривые 1, 2, 3 (рис. 4, а) характеризуют распределение нормальных давлений в разных по длине сечениях: 1 – 280 мм от оси симметрии в поперечной плоскости; 2 – 140 мм от оси симметрии в поперечной плоскости; 3 – вдоль поперечной оси симметрии. Кривые 1, 2, 3 (рис. 4, б) характеризуют распределение нормальных давлений в продольных сечениях контакта, расположенных, соответственно, на расстоянии 200, 100 мм от средней линии, а также на средней линии.



а



б

Рис. 4. Распределение нормальных давлений в контакте бескамерной пневматической шины сверхнизкого давления 1300×600-533 модели «Трэкол» при движении по дороге с твердым покрытием с нагрузкой 250 кгс: а – в разных по длине сечениях; б – в разных по ширине сечениях

В направлении продольной оси контакта эпюра распределения нормальных давлений может иметь как трапецевидную, так и параболическую форму.

При значительных вертикальных деформациях шины эпюра нормальных давлений на продольной оси контакта имеет явно выраженную впадину; нормальные давления возрастают в зоне, близкой к контурной линии контакта, и уменьшаются по направлению к его центру. Это происходит, во-первых, потому, что с возрастанием деформации шины возрастает нормальная жесткость ее в зоне, близкой к контурной линии контакта, во-вторых, потому, что в плечевых зонах протектора шина жестче, чем к середине контакта. Боковины шины, деформируясь, стремятся, опираясь на более жесткие ее точки, вывернуть среднюю часть протектора внутрь шины.

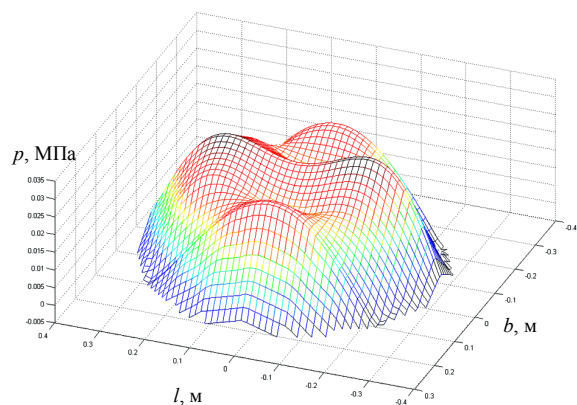
В направлении поперечной оси контакта нормальные давления вначале возрастают, а затем несколько уменьшаются в направлении к центру контакта. В сечениях контакта, расположенных на расстоянии от поперечной оси, происходит нарастание давления от периферии к центру контакта.

Таким образом, результаты проведенных исследований не противоречат данным других работ, описывающих контактное взаимодействие эластичных движителей колесных машин с опорной поверхностью [1–7]. Использование полученных результатов позволит увеличить объем знаний для более глубокого понимания процессов взаимодействия вездеходных транспортных средств на шинах сверхнизкого давления с полотном пути и выявления новых закономерностей.

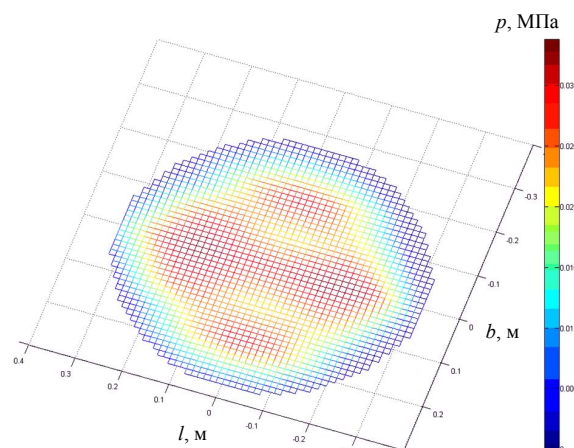
Из анализа распределенных нормальных давлений (рис. 5) следует, что при внутреннем давлении воздуха $p_0 = 0,05$ МПа в колесе исследуемого ВТС жесткость боковин шины становится больше ее нормальной жесткости на уровне беговой дорожки, что приводит к «арочному эффекту» (наличию в контакте движителя с грунтом зон с обратной кривизной). В этом случае максимальные давления расположены по границам зоны контакта. При такой форме сечения происходит значительное упрочнение материала поверхности движения, так как шина погружается в грунт не как клин, а поджимает под среднюю часть грунт, уплотняя его. Этим объясняется более высокая проходимость вездеходных транспортных средств на шинах сверхнизкого давления.

Таким образом, для поддержания высокой степени подвижности необходимо, чтобы ВТС на шинах сверхнизкого давления были оборудованы системой централизованной подкачки воздуха, позволяющей требуемым образом распределять давления по колесам и иметь оптимальное распределение давлений в пятне контакта шин с опорной поверхностью в конкретных дорожных условиях.

Для решения практических задач, связанных с созданием машин повышенной и высокой проходимости, часто на начальной стадии проектирования требуется экспертное определение ответа на вопрос: как изменится суммарное сопротивление движению от перераспределения нормальных давлений, возникающих в зоне контакта колес с опорной поверхностью, или движитель с какими характеристиками является более энергоэффективным?



а



б

Рис. 5. Отображения полученного распределения нормальных напряжений в плоскости контакта шины 1300×600-533 модели ТРЭКОЛ

Основываясь на результатах данного исследования, авторы предлагают собственный подход к решению этой задачи. Для этого предлагается оценить распределение нормальных давлений (эпюру) в зоне контакта колес с опорной поверхностью. Геометрический объем ограниченный этой эпюрой и осями координат пропорционален работе $A_{ш1}$, затрачиваемой на деформацию резинокордной оболочки за один оборот шины в вертикальной плоскости

$$A_{ш1} = \frac{2\pi r p_0 \Psi_1}{p_b + p_0} \int_0^{h_z} p_{ш} b_{шп} dh_z,$$

на которую затрачивает до 75 % общего количества потерь в шине. Следовательно, по объему эпюры нормальных давлений можно судить об энергоэффективности движителя. На основе этого предложен новый критерий энергоэффективности, сформулировать который можно следующим образом: энергоэффективность движителя тем выше, чем меньше объем эпюры нормальных давлений.

Таким образом, в рамках данной работы получен закон распределения нормальных давлений в зоне контакта колес на шинах сверхнизкого давления с опорной поверхностью для специального вездехода.

ходного транспортного средства с колесной формулой 6×6; установлено, что в шинах низкого давления наблюдается большая неравномерность распределения нормальных давлений, имеющая седлообразную форму как в продольных, так и поперечных сечениях, а также предложен новый критерий энергоэффективности.

Список литературы

1. Работа автомобильной шины / под ред. В. И. Кнорова. – М. : Транспорт, 1976. – 238 с.
2. Транспортные средства на высокоэластичных движителях / Н. Ф. Бочаров [и др.]. – М. : Машиностроение, 1974. – 208 с.
3. Бархатанов Л. В., Беляков В. В., Кравец В. Н. Пройдемость автомобиля. – Н. Новгород : НГТУ, 1996. – 200 с.

4. Котляренко В. И. Научное обоснование создания и разработка ходовых систем на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления : дис. ... д-ра техн. наук. – Москва, 2009. – 280 с.

5. Расчет проходимости колесных машин при криволинейном движении по снегу / В. В. Беляков [и др.] // Вестник Ижевского государственного технического университета. – 2010. – № 3(47). – С. 35–38.

6. Гончаров К. О., Макаров В. С., Беляков В. В. Влияние экскавационно-бульдозерных эффектов, возникающих при криволинейном движении колеса, на сопротивление качению // Наука и образование. – 2010. – № 6.

7. Влияние бульдозерных эффектов, возникающих при криволинейном движении колесных машин, на нагруженность элементов трансмиссии / В. С. Макаров [и др.] // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2008. – № 9. – С. 47–51.

A. A. Alipov, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Nizhny Novgorod State Technical University after R. E. Alekseev
V. V. Belyakov, Doctor of Technical Sciences, Professor, Nizhny Novgorod State Technical University after R. E. Alekseev
A. N. Blokhin, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Nizhny Novgorod State Technical University after R. E. Alekseev
D. V. Zezulin, Post-Graduate Student, Nizhny Novgorod State Technical University after R. E. Alekseev

Pressure Distribution in Road Tire Contact

New experimental results of tubeless pneumatic extra-low pressure tire to road contact interaction are presented. These results were received with use of instruments which passed metrological examination. A new energy efficiency estimation criterion for wheeled running gear tests is proposed.

Key words: energy efficiency, passability, moveability, cross-country vehicle, extra-low pressure tyre, wheeled running gear, pressure distribution.

УДК 629.76.03

А. В. Хмелева, кандидат технических наук, Воткинский филиал Ижевского государственного технического университета

УПРАВЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКИМИ СИТУАЦИЯМИ ПО ТРЕЩИНОСТОЙКОСТИ В КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛАХ ЭЛЕМЕНТОВ РАКЕТНОЙ ТЕХНИКИ*

Показана возможность управления критическими ситуациями, возникающими при эксплуатации стеклопластиковых элементов воспламенительного устройства, транспортно-пускового контейнера с помощью математического моделирования.

Ключевые слова: трещиностойкость, критические ситуации, математическая модель.

Широкое применение композиционных материалов в ракетной технике вызвано их хорошими конструкционными, теплозащитными свойствами. Например, стеклопластики применяются при изготовлении корпусов камер сгорания РДТТ, воспламенительных устройств, растробов сопел, несущих элементов транспортно-пускового контейнера.

По сравнению с другими материалами стеклопластики обладают следующими существенными преимуществами:

– высокая удельная прочность, которая обеспечивает сопротивляемость силовым и температурным нагрузкам при малой массе;

– хорошие теплоизолирующие, звукоизолирующие, демпфирующие и диэлектрические свойства;

– при небольшом удельном весе имеют высокие физико-механические характеристики;

– высокая коррозионная стойкость;

– стойкость к вибрационным нагрузкам;

– значительная усталостная прочность при воздействии переменных нагрузок.

Но, несмотря на вышеуказанные достоинства композиционных материалов, при их длительной эксплуатации происходят процессы старения, что приводит к ухудшению физических, механических, теплофизических характеристик материалов.

© Хмелева А. В., 2011

Получено 08.10.10

* Научно-исследовательская работа проводилась в рамках реализации ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 гг.

Перечислим факторы, влияющие на изменение свойств стеклопластиков:

- снижение механических свойств и процессы диффузии воды способствуют ослаблению адгезионной прочности стекловолокон с полимерным связующим, в результате чего происходит обнажение волокна, т. е. верхний тканевый слой отслаивается;

- стеклопластики при силовых воздействиях имеют тенденцию к прогрессирующим и необратимым повреждениям в виде отслаивания волокон от матрицы вплоть до полного разрушения;

- влияние абразивных частиц, и, как результат, появление абразивной эрозии, которая вызывается ударами механических частиц, взвешенных в воде или в воздухе.

Таким образом, старение композиционного материала со временем необходимо учитывать при оценке состояния конструктивных элементов ракетной техники после длительного срока эксплуатации.

Результатом атмосферного воздействия на элементы узлов из композиционных материалов является в конечном итоге уменьшение несущей способности элементов; тогда в какой-то момент времени количество и размеры дефектов превысят допустимый уровень, и возникнет критическая ситуация [1]. Она связана с проявлением в элементах конструкции свойства трещиностойкости.

В [2] разработаны нормы дефектности, основанные на принципах линейной механики разрушения (ЛМР). С помощью ЛМР процедура определения роста трещин сводится к расчету коэффициентов интенсивности напряжений вдоль контура трещин при заданных нагрузках. Затем экспериментально определяются характеристики трещиностойкости материала и проводится их сравнение на основе критериев ЛМР. В итоге определяются предельные размеры трещин.

Допустим, что микротрещина распределяется по поверхности стеклопластиковой цилиндрической оболочки и создает дополнительные нормальные – σ_x, σ_y – и касательные – $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$ – напряжения (рис. 1).

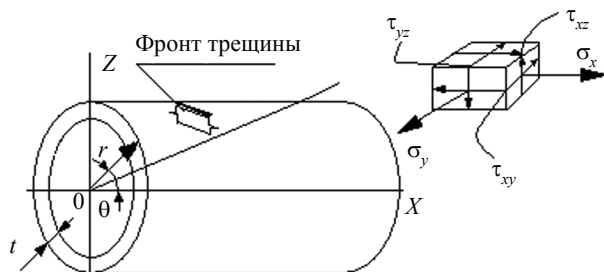


Рис. 1. Напряжения в элементе оболочки в окрестности фронта трещины

Наибольшие значения напряжений достигаются вблизи фронтов трещины. При достижении трещиной критических размеров происходит разрушение цилиндрической оболочки. Этот случай и принимаем за критическую ситуацию (КС). Момент возникно-

вения КС зависит от геометрических размеров трещин, от их количества, местоположения на оболочке, а также вида и величины внешних нагрузок.

Математическая модель представляется в виде множества показателей:

$$Y_i(t) = \{ \bar{y}_{i,j}(t, Z, X), j = \overline{1, n} \}, \quad (1)$$

каждый из которых оценивает определенную КС.

Показатели, оценивающие возникновение КС по свойству трещиностойкости для несущих цилиндрических оболочек, составляют вектор:

$$\bar{y}_{li} = k_{\text{корр},j} \sigma_i(t) / \sigma_{\text{инр}}(t),$$

или

$$\bar{y}_{li}(t) = k_{\text{корр},j} h_{yi}(t) / h_{\text{укр}}(t). \quad (2)$$

Здесь $\sigma_i(t), \sigma_{\text{инр}}(t)$ – эквивалентное и предельное напряжения, возникающие в оболочке; $h_{yi}(t), h_{\text{укр}}(t)$ – текущее и допустимое значения дефекта в оболочке; $k_{\text{корр},j}$ – коэффициент коррекции, учитывающий расхождение расчетных и экспериментальных данных.

Все эти показатели зависят от параметров, входящих в векторы состояния системы $X(t)$, воздействия внешней среды $Z(t)$ и времени эксплуатации оболочки t . Для сравнения моментов возникновения критических ситуаций все показатели отнормированы. Значения их находятся в диапазоне $0 \leq y_i \leq 1,0$, так что при достижении любым из них верхнего предела считается, что наступила критическая ситуация.

На рис. 2 представлена классификация трещин, которые могут появиться в исследуемых композиционных цилиндрических оболочках.

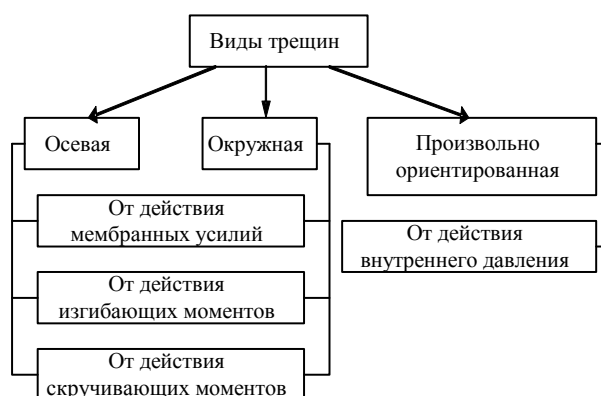


Рис. 2. Классификация трещин

Разработана структура показателей, оценивающих возникновение различных критических ситуаций по трещиностойкости: от неровностей, складок на поверхности – $\bar{y}_{1,1}$; от количества отслоений, забоин, раковин, царапин, осевых и кольцевых рисок на поверхности элемента – $\bar{y}_{1,2}$; от числа посторонних включений на поверхности – $\bar{y}_{1,3}$; от площади побелений и отслоений на поверхности – $\bar{y}_{1,4}$; оцен-

ки местных трещин клевого шва в стыке – $\bar{y}_{1,5}$ и расслоений в структуре стенки – $\bar{y}_{1,6}$ оболочки; связанных с появлением окружных – $\bar{y}_{1,10}$ и осевых – $\bar{y}_{1,7}$, трещин от действия мембранных усилий; от распространения осевой трещины под действием изгибающих моментов – $\bar{y}_{1,8}$; при произвольно ориентированной трещине – $\bar{y}_{1,9}$ и с одним закрепленным торцом – $\bar{y}_{1,11}$ под действия внутреннего давления.

Каждый из показателей является функцией параметров внешнего или внутреннего фактора системы.

В качестве примеров рассмотрим показатели:

– $\bar{y}_{1,6}$, учитывающий КС от расслоений в структуре стенки стеклопластиковой цилиндрической оболочки;

– $\bar{y}_{1,7}$, определяющий КС по трещиностойкости в случае действия мембранных усилий на оболочку, которая является несущей конструкцией из состава корпуса транспортно-пускового контейнера ракеты (ТПК) (рис. 3).

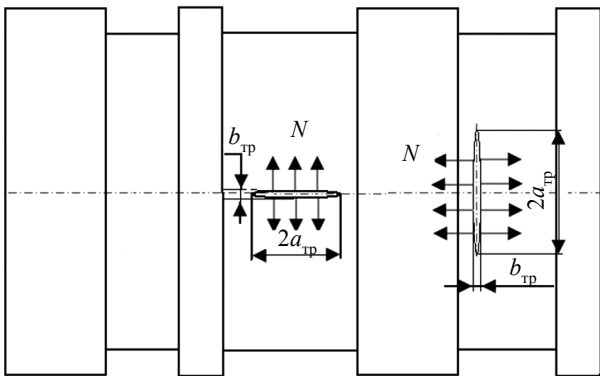


Рис. 3. Оболочка с дефектами – осевой и окружной трещиной

При длительной эксплуатации оболочки происходит образование местных трещин клевого шва в структуре стенки. Увеличение размеров этих трещин с течением времени приведет к КС по показателю

$$\{\bar{y}_{1,6}\} = \frac{C_{\Sigma\phi}}{C_{\Sigma\text{тп}}} k_{\text{кор}1,6}, \quad (3)$$

где $C_{\Sigma\phi}$, $C_{\Sigma\text{тп}}$ – суммарная и предельная площади расслоения в структуре стенки оболочки; $k_{\text{кор}1,6}$ – коэффициент коррекции.

При появлении трещины оболочка будет находиться в напряженно-деформированном состоянии. Дальнейшее увеличение размеров трещины приведет к КС и разрушению оболочки. Выражение показателя КС для цилиндрической оболочки с осевой трещиной от действия мембранных усилий имеет вид

$$\{\bar{y}_{1,7}\} = \frac{\sigma_{\text{эк}}}{[\sigma_{\text{тп}}]} k_{\text{кор}1,7}, \quad (4)$$

где $\sigma_{\text{эк}} = \max\{\sigma_{\text{эк}1}, \sigma_{\text{эк}2}\}$; $[\sigma_{\text{тп}}]$ – эквивалентное и предельно допустимое напряжения, возникающие в оболочке; $k_{\text{кор}1,7}$ – коэффициент коррекции; $\sigma_{\text{эк}1} = \sqrt{\sigma_{\text{в}y1}^2 + 3\tau_{\text{макс}1}^2}$, $\sigma_{\text{эк}2} = \sqrt{\sigma_{\text{в}y2}^2 + 3\tau_{\text{макс}2}^2}$ – эквивалентные напряжения от действия мембранных усилий и изгибных напряжений;

$$\sigma_{i,xy1}(t) = \frac{\sigma_x^m + \sigma_y^m}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x^m - \sigma_y^m)^2 + 4(\tau_{xy}^m)^2},$$

$$\tau_{\text{макс}1}(t) = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x^m - \sigma_y^m)^2 + 4(\tau_{xy}^m)^2},$$

$$\sigma_{i,xy2}(t) = \frac{\sigma_x^b + \sigma_y^b}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x^b - \sigma_y^b)^2 + 4(\tau_{xy}^b)^2},$$

$$\tau_{\text{макс}2}(t) = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x^b - \sigma_y^b)^2 + 4(\tau_{xy}^b)^2},$$

$$\sigma_x^m(r, \theta) = \frac{k_1^m}{(2r)^{1/2}} \cos \frac{\theta}{2} \left[1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right],$$

$$\sigma_y^m(r, \theta) = \frac{k_1^m}{(2r)^{1/2}} \cos \frac{\theta}{2} \left[1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right],$$

$$\tau_{xy}^m(r, \theta) = \frac{k_1^m}{(2r)^{1/2}} \cos \frac{\theta}{2} \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} - \text{мембранные}$$

нормальные и касательные напряжения в продольном и окружном направлениях;

$$\sigma_x^b(r, \theta, z) = \frac{k_2^b}{(2r)^{1/2}} \frac{z}{2vt} \left[\sin \frac{5\theta}{2} - \frac{9+7\mu}{1-\mu} \sin \frac{\theta}{2} \right],$$

$$\sigma_y^b(r, \theta, z) = \frac{k_2^b}{(2r)^{1/2}} \frac{z}{2\mu t} \left[\sin \frac{\theta}{2} - \sin \frac{5\theta}{2} \right],$$

$$\tau_{xy}^b(r, \theta, z) = \frac{k_2^b}{(2r)^{1/2}} \frac{z}{2vt} \left[\frac{5+3\mu}{1-\mu} \cos \frac{\theta}{2} - \cos \frac{5\theta}{2} \right] - \text{изгибные}$$

напряжения от действия нормальных и касательных сил; $v = \frac{(3+\mu)}{(1-\mu)}$ – модуль сдвига.

$$k_1^m = F^m \sigma_m \sqrt{a_{\text{тп}}}; \quad k_1^b = \frac{3+\mu}{[(1-\mu^2)/3]^{1/2}} F^b \sigma_m \sqrt{a_{\text{тп}}};$$

$$\sigma_m = \frac{N_x}{t}; \quad \lambda = \frac{[12(1-\mu^2)]^{1/4} a_{\text{тп}}}{(Rt)^{1/2}}; \quad N_x = \frac{1,9P_x}{\pi 2a_{\text{тп}}},$$

где t – толщина оболочки; R – радиус оболочки; $a_{\text{тп}}$ – длина трещины; z – глубина трещины; μ – коэффициент Пуассона; N_x – погонное напряжение, возникающее по длине осевой трещины; P_x – осевая сила; $b_{\text{тп}}$ – ширина трещины; λ – гибкость; k_1^m , k_1^b – коэффициенты интенсивности напряжений; $F^m = f(\lambda, \mu)$ – коэффициент интенсивности мембранных напряжений; $F^b = f(\lambda, \mu)$ – коэффициент интенсивности изгибных напряжений [2].

Изменение механических характеристик стеклопластика учтено функциональными зависимостями от времени предела прочности, модуля упругости [3]:

$$\sigma_p = \sigma_{p\max}^0 - 15 \lg \frac{\tau_i}{\tau_0}, \quad E_p = E_{p\max}^0 - 0,045 \cdot 10^4 \lg \frac{\tau_i}{\tau_0}, \quad (5)$$

где σ_p, E_p – разрушающее напряжение и модуль упругости при растяжении после воздействия атмосферы на стеклопластик, МПа; $\sigma_{p\max}^0, E_{p\max}^0$ – начальные значения напряжения и модуля упругости при растяжении, МПа; τ_i – время воздействия атмосферных факторов на стеклопластик; $\tau_0 = 0,1$ года.

Для показателя $\bar{y}_{1,7}$ параметрами, характеризующими внешние воздействия, является осевая сила P_x .

Параметры состояния определяются механическими свойствами материала пределом прочности, модулем упругости – $\sigma_b(t), E(t)$, нормальными и касательными напряжениями – $\sigma_{ixy1}(t), \sigma_{ixy2}(t), \tau_{max1}(t), \tau_{max2}(t)$, возникающими в оболочке, а также геометрическими параметрами – $R, t, a_{тр}, z_{тр}, b_{тр}$.

Рассмотрим стеклопластиковую цилиндрическую оболочку ТПК, которая имеет следующие геометрические, механические и физические параметры.

Толщина стенки t , м	0,070
Длина L , м	8,020
Радиус R , м	0,990
Начальные параметры трещины,	
$(a_{тр} \times b_{тр} \times z_{тр})$, м	$(0,005 \times 0,005 \times 0,006)$
Материал	стеклопластик 27-63С
Давление q_b , МПа:	
внешнее	0,101325
внутреннее	0,100325
Осевая сила P_x , кН	800
Температура, К:	
режим хранения	[223–323]

расчетная 293

Коэффициент коррекции k_k 1,0

При эксплуатации оболочки значения параметров состояния и воздействия внешней среды изменяются.

Изменения претерпевают: внутреннее давление при хранении q_b , модуль упругости $E(t)$, предел прочности материала σ_b , нормальные и касательные изгибные и мембранные напряжения – $\sigma_{ixy1}(t), \sigma_{ixy2}(t), \tau_{max1}(t), \tau_{max2}(t)$. Также происходит увеличение размеров и количества дефектов оболочки. Изменениями в зависимости от времени хранения t_{xp} остальных параметров пренебрегли.

В разработанном программном комплексе в среде Delphi 7.0 для решения задачи оценки КС [4], возникающих при эксплуатации стеклопластиковой оболочки по свойству трещиностойкости, использовались в качестве исходных данных геометрические параметры, физико-механические характеристики материала и действующие нагрузки.

Проведенное компьютерное моделирование процесса эксплуатации оболочки позволило установить первую критическую ситуацию, которая возникнет после $20,5 \pm 0,2$ лет эксплуатации оболочки из-за расслоений в структуре стенки оболочки $\bar{y}_{1,6}$ (рис. 4).

Критические ситуации по показателям $\bar{y}_{1,9}, \bar{y}_{1,11}$ возможны при заданном уровне дефектов, в случае действия на оболочку внутреннего давления 0,3 МПа.

Показатель трещиностойкости $\bar{y}_{1,7}$ достигает предельного значения при длине трещины 0,054 м, ширине 0,001 м, глубине 0,0603 м.

В этом случае, момент возникновения критической ситуации существенно зависит от размеров дефектов – $a_{тр}, b_{тр}, z_{тр}$. При варьировании этими параметрами можно отодвинуть момент наступления КС для оболочки (рис. 5).

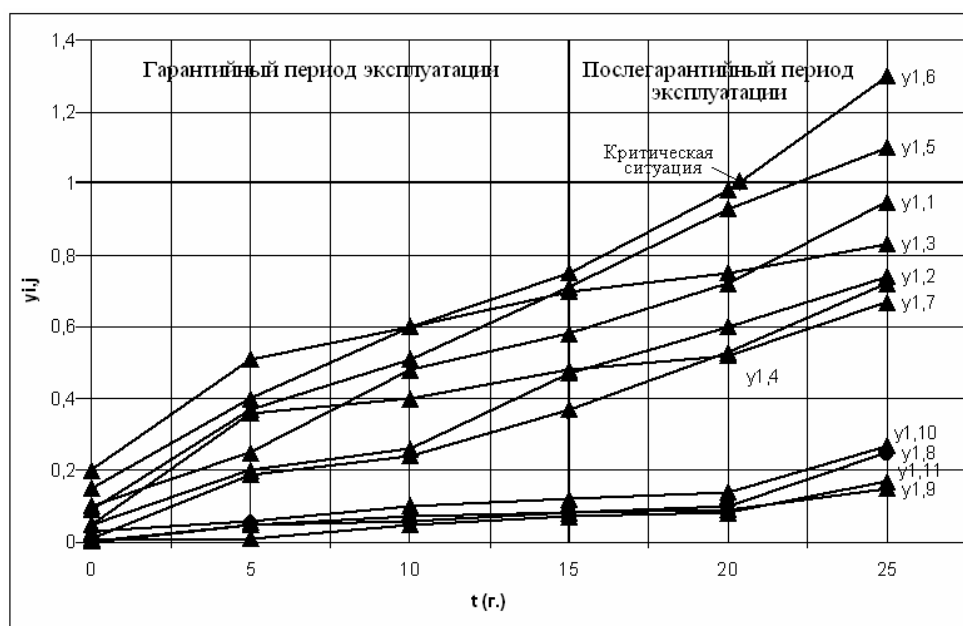


Рис. 4. Изменение показателей трещиностойкости оболочки во времени

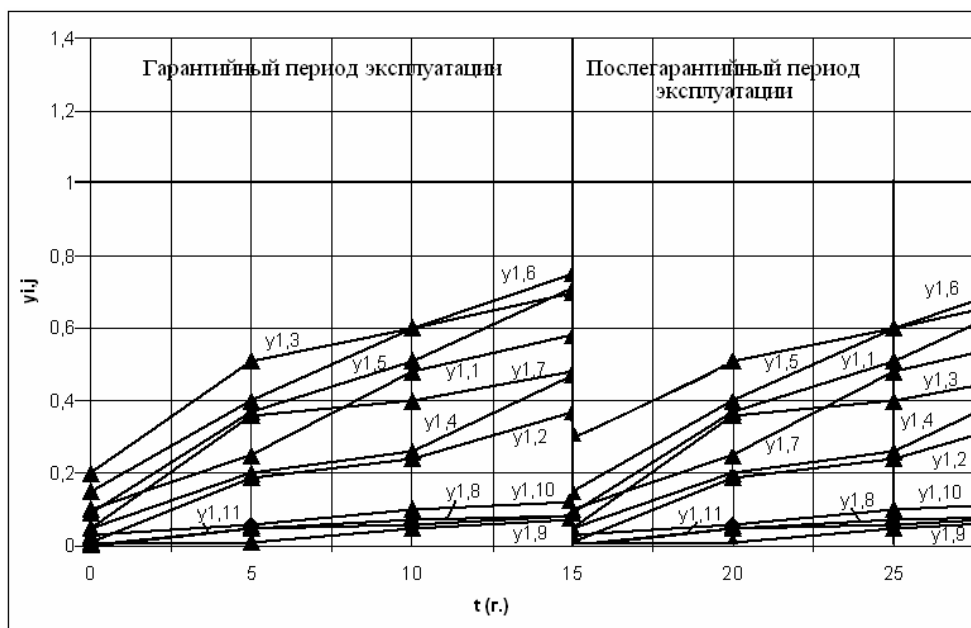


Рис. 5. Изменение проявления свойства трещиностойкости после проведения ремонта

На практике это управление сводится к заделке дефектов. Моделирование показало, для того чтобы предотвратить возникновение критической ситуации по показателю – $\bar{y}_{1,6}$, оценивающему расслоения в структуре стенки оболочки, необходимо после пятнадцати лет эксплуатации произвести ремонт дефектных мест. Тогда показатель $\bar{y}_{1,6}$ не превысит предельного значения. Таким образом, предотвращение критических ситуаций сводится к снижению уровня влияния трещин на напряженно-деформированное состояние оболочки.

Данную методологию определения КС можно применить и к другому объекту, например для оценки трещиностойкости корпуса воспламенительного устройства РДТТ, с соответствующей корректировкой исходных данных моделирования.

Достоверность значений показателей КС, полученных при моделировании, достигается за счет применения методов статистической обработки, экспериментальных данных, достаточно точных средств измерений, а также использования современных вычислительных средств и принятыми исходными данными.

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Эксплуатация стеклопластиковых элементов сопровождается критическими ситуациями, связанными с недостаточной интенсивностью проявления свойства трещиностойкости конструкции.

2. Причиной возникновения первой критической ситуации является появление расслоений в структуре стенки оболочки, на что указывает показатель трещиностойкости $y_{1,6}$.

3. Моделирование критических ситуаций позволяет определять параметры, с помощью которых можно управлять состоянием оболочки при эксплуатации.

Список литературы

1. Проектирование технических систем на основе анализа упорядоченных во времени критических состояний : учеб. пособие / В. Н. Репко [и др.]. – Ижевск : ИжГТУ, 1999. – 268 с.
2. Мураками Ю. Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений : справочное пособие в 2 т. ; пер. с англ. – М. : Мир, 1990. – 1016 с.
3. Альперин В. И., Корольков Н. В. Конструкционные стеклопластики. – М. : Химия, 1979. – 360 с.
4. Хмелева А. В., Уразбахтин Ф. А. Определение действительного срока эксплуатации транспортно-пускового контейнера ракеты // Вестник ИжГТУ. – 2008. – № 1. – С. 15–23.

A. V. Khmeleva, Candidate of Technical Sciences, Votkinsk Branch of the Izhevsk State Technical University

Control of Critical Situations Based on Crack-Resistance in Rocketry Elements Composites

The possibility to control the critical situations occurred in exploiting the fiberglass plastic elements of a rocket solid-fuel igniter and transport-launch rocket containers by means of the mathematical modelling is shown.

Key words: crack-resistance, critical situation, mathematical model.

УДК 621.833.1

А. А. Ткачѐв, кандидат технических наук, Ижевский государственный технический университет

УЧЕБНАЯ ВЕРСИЯ САПР ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Излагаются принципы применения разработанной САПР эвольвентных цилиндрических передач (ЭЦП) в учебном процессе. САПР создана на основе оригинальной концепции и позволяет существенно повысить эффективность автоматизированного проектирования ЭЦП. Рассматриваются особенности системы, позволяющие повысить степень усвоения материала и качество учебного процесса.

Ключевые слова: зубчатая передача, автоматизированное проектирование, блокирующий контур.

На основе созданной ранее САПР эвольвентных цилиндрических передач разработан учебный вариант системы, ориентированный на использование для учебных целей при изучении как теории цилиндрических зубчатых передач, так и некоторых аспектов их практического проектирования. Основной отличительной особенностью системы является применение так называемых блокирующих контуров [1, 3] для рационального выбора коэффициентов смещения шестерни x_1 и колеса x_2 . Блокирующий контур рассчитывается по исходным данным передачи, которые считаются известными в момент начала проектирования. К этим данным относятся: число зубьев шестерни и колеса z_1 и z_2 ; параметры исходного контура – угол профиля α , коэффициент высоты головки зуба h_a^* , коэффициент радиального зазора c^* , а также (для косозубых передач) угол наклона зуба β . По завершении расчета блокирующий контур отображается на экране дисплея. Выбор коэффициентов смещения производится в диалоговом режиме с возможностью оперативной оценки параметров проектируемой передачи в зависимости от выбранных значений этих коэффициентов. Рассматриваемая версия системы рассчитана на передачи внешнего зацепления, нарезаемые инструментом реечного типа (например, червячные фрезы). Предполагается также, что параметры исходного контура одинаковы для шестерни и колеса (в общем случае они, как известно, могут быть различны).

Общие принципы автоматизации проектирования передач рассматриваемого класса на основе метода блокирующих контуров, а также методика работы с созданной на его основе САПР «Контур» с достаточной полнотой изложены в работе [2].

При разработке системы учитывалось то обстоятельство, что максимальная наглядность представления результатов как на промежуточных, так и на окончательном этапе проектирования является одним из важных условий, повышающих эффективность как процесса автоматизированного проектирования, так и процесса обучения. Поэтому система обладает следующими особенностями, облегчающими ее применение в учебных целях.

1. Возможность отображения на экране дисплея профилей зубьев шестерни и колеса (в торцовом сечении), рассчитанных в соответствии с выбранными коэффициентами смещения (рис. 1). Соответствующий

программный модуль предназначен главным образом для визуальной оценки зацепления и не предоставляет пользователю каких-либо дополнительных количественных параметров проектируемой передачи. Для облегчения визуального восприятия и оценки зацепления пользователю предоставляются следующие возможности:

– приведение элементов зацепления – шестерни и колеса – во вращение, имитирующее реальную работу зубчатой пары (эффект анимации), что дает представление о кинематике ее функционирования; при этом скорость и дискретность вращения (угловой шаг поворота) могут регулироваться пользователем;

– оснащение элементов зацепления вспомогательными линиями, также облегчающими визуальное восприятие и анализ зацепления: дугами окружностей (основной, делительной, вершин, впадин) и линией зацепления с отмеченными на ней полюсом зацепления, границами активного участка и зонами одно- и дупарного зацепления (рис. 2). При этом на рабочих сторонах профилей зубьев шестерни и колеса также визуально выделяются участки, соответствующие одно- и дупарному зацеплению. Это позволяет в первом приближении оценить, какие участки профилей зубьев испытывают в процессе работы передачи относительно большую нагрузку (когда вращающий момент передается от ведущего колеса к ведомому одной парой зубьев), а какие – меньшую (когда нагрузка передается двумя либо большим количеством пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении);

– изменение масштаба изображения для удобства визуализации профилей.

2. Моделирование процесса нарезания шестерни и колеса инструментом реечного типа (рис. 3). При этом заготовка «нарезаемого» колеса неподвижна, а производящая рейка обкатывается вокруг нее, причем взаимное положение рейки и заготовки определяется с учетом заданного коэффициента смещения. Параметры нарезаемого колеса (представлены в находящихся друг под другом окнах справа на рис. 3) выбираются пользователем по своему усмотрению; это позволяет смоделировать процесс нарезания не только шестерни и колеса проектируемой передачи, но и любого зубчатого колеса с произвольными значениями исходных параметров.

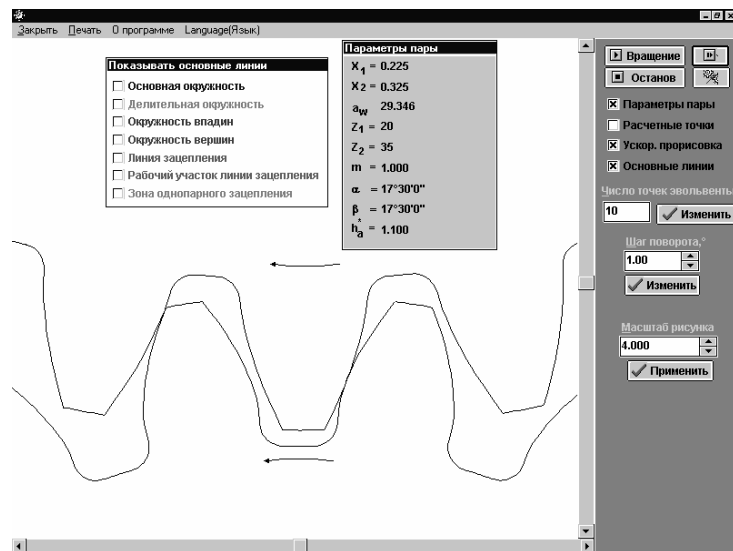


Рис. 1. Общий вид зацепления в торцовом сечении (снизу – шестерня, сверху – колесо; стрелками показано направление вращения)

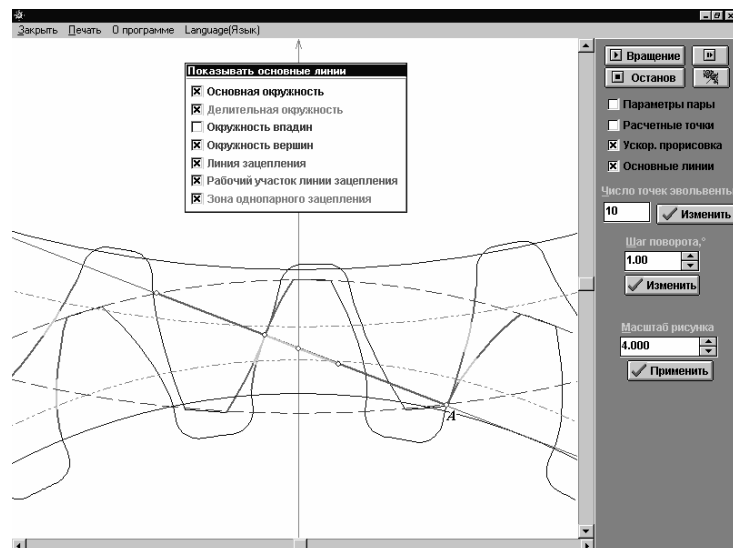


Рис. 2. Вид зацепления со вспомогательными элементами в начальной фазе контакта очередной пары зубьев (точка А)

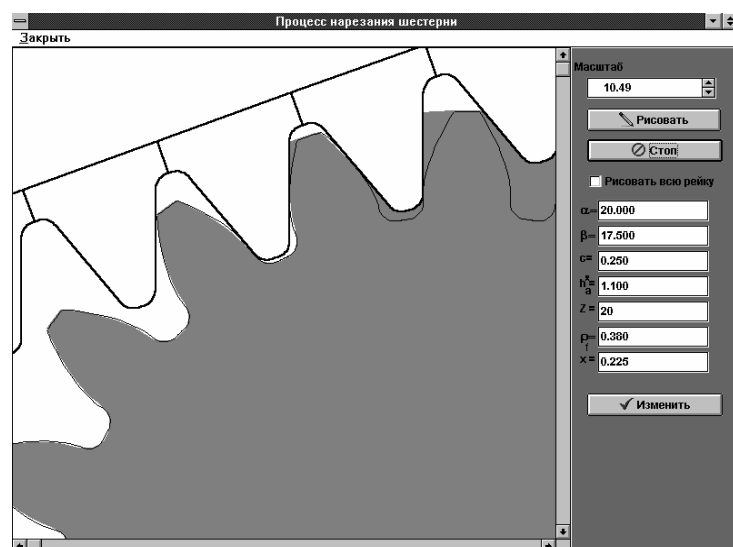


Рис. 3. Моделирование процесса нарезания зубчатого колеса рейкой

При комплексном использовании указанных возможностей можно получить достаточно полное представление о геометрии передачи и кинематике ее работы с выбранными коэффициентами смещения.

В настоящее время учебная версия системы «Контур» применяется в процессе обучения на кафедре «Конструкторско-технологическая подготовка машиностроительных производств» (новое название кафедры «ТРИ»). На базе этой системы проводятся лабораторные занятия по дисциплине «Системы автоматизации инженерных расчетов» (САИР) для студентов 3-го курса факультета «Современные технологии и автомобили». Предполагается, что студенты владеют знаниями основ геометрии и кинематики эвольвентных цилиндрических передач, которые излагались в курсе «Детали машин». Поэтому при проведении занятий акцент делается на изложение и изучение основных принципов выбора рациональных коэффициентов смещения шестерни и колеса с помощью блокирующего контура. Далее излагаются принципы геометрического и прочностного расчета передач с выбранными коэффициентами смещения, а также основы разработанной нами концепции динамического блокирующего контура (ДБК), позволяющей выбирать коэффициенты смещения с учетом ряда дополнительных факторов. Поскольку занятия проводятся в формате лабораторных работ, все излагаемые сведения незамедлительно осваиваются на практике с помощью предлагаемых преподавателем примеров, сложность которых возрастает по мере усвоения излагаемого материала. В итоге к концу второго лабораторного занятия (то есть за восемь академических часов) студенты должны научиться уверенно проектировать цилиндрическую передачу с выбором рациональных значений коэффициентов смещения и последующим расчетом всего комплекса ее геометрических, кинематических и прочностных параметров, определение которых предусмотрено системой, с учетом различных критериев, привносимых в процесс проектирования, как идеей блокирующего контура, так и ее усовершенствованным вариантом – концепцией ДБК. При этом в процессе сдачи лабораторных работ по данной теме, а также в последующем при сдаче зачета по дисциплине «САИР» они должны, например, знать следующие темы (1, 2 в приводимом ниже перечне) и уверенно решать следующие задачи (3, 4):

1. Концепция динамического блокирующего контура (ДБК). Линии и параметры передачи, выражающие эту концепцию в системе «Контур».

2. Принципы расчета прочностных параметров зубчатых передач в системе «Контур»; основные исходные данные, необходимые для расчета. Критерии, по которым оценивается контактная и изгибная выносливость зубчатой передачи.

3. Заданы исходные данные косозубой передачи. При конкретном значении межосевого расстояния (определяется преподавателем) найти коэффициенты смещения, соответствующие а) максимальному значению коэффициента торцового перекрытия ε_{α} ;

б) выравнению удельных скольжений в зубчатой паре. Объяснить преимущества выбора коэффициентов смещения для обоих вариантов. Проиллюстрировать концепцию динамического блокирующего контура для коэффициента ε_{α} .

4. Заданы исходные данные косозубой передачи. Найти коэффициенты смещения, обеспечивающие достижение наибольшего и наименьшего межосевого расстояния в пределах данного блокирующего контура. Для каждого из этих случаев выполнить прочностный расчет (исходные данные выполняются студентом; вид термообработки – нитроцементация). При неудовлетворительных результатах прочностного расчета изменением исходных данных добиться выполнения условий контактной и изгибной выносливости передачи.

Следует еще раз подчеркнуть, что акцент при проведении занятий делается на практическое освоение излагаемых принципов проектирования эвольвентных цилиндрических передач, что повышает степень их усвояемости и позволяет надеяться, что студенты, конечно, при соответствующем отношении к изучению данного материала, смогут применить полученные конкретные практические навыки и знание основных теоретических принципов автоматизированного проектирования в своей будущей профессиональной деятельности.

Таким образом, применение системы «Контур – учебная версия» (рабочее название версии системы, предназначенной для учебных целей) в учебном процессе позволяет ознакомить студентов с современными принципами автоматизированного проектирования эвольвентных цилиндрических передач, которые, вообще говоря, могут быть распространены и на проектирование других объектов машиностроения. В настоящее время ведется разработка методического пособия по данной тематике, в котором предусматривается разбиение материала на следующие основные разделы:

– понятие блокирующего контура; основные линии, формирующие его, и линии дополнительных показателей качества эвольвентной цилиндрической передачи. Выбор коэффициентов смещения шестерни и колеса с помощью блокирующего контура на основе различных критериев;

– расчет комплекса геометрических, кинематических и прочностных параметров передачи с выбранными коэффициентами смещения;

– концепция динамического блокирующего контура и основные принципы выбора коэффициентов смещения на ее основе.

В настоящее время работа по совершенствованию системы «Контур» продолжается; естественно, что и в учебной версии системы все усовершенствования найдут свое отражение. Можно надеяться, что это позволит повысить качество учебного процесса в плане ознакомления студентов с современными тенденциями в области автоматизированного проектирования и овладения соответствующими практическими знаниями и навыками на примере конкретной САПР.

Список литературы

1. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / И. А. Болотовский [и др.] ; под ред. И. А. Болотовского. – 2-е изд. – М. : Машиностроение, 1986. – 448 с.

2. Гольдфарб В. И., Ткачев А. А. Проектирование эвольвентных цилиндрических передач. Новый подход. – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2004. – 94 с.

3. Громан М. Б. О блокирующих контурах эвольвентного зацепления // Вестник машиностроения. – 1962. – № 12. – С. 12–17.

A. A. Tkachev, Candidate of Technical Sciences, Izhevsk State Technical University

Educational Version of CAD-System for Spur and Helical Gears

The article describes the main principles of application of CAD-system for spur and helical gears in educational process. The system has been created on the base of an original conception and allows making the process of computerized gear design much more effective. Some features of the system increasing the understanding of the material being studied and the quality of educational process are also described.

Key words: gear, computerized design, blocking contour.

УДК 621.9.06-229

Б. А. Сентяков, доктор технических наук, профессор, Воткинский филиал Ижевского государственного технического университета

Н. А. Тишкова, аспирант, Воткинский филиал Ижевского государственного технического университета

ВЫБОР ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ШНЕКОВОГО ЗАВИХРИТЕЛЯ ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ВИХРЕВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Рассмотрены многофункциональные пневматические вихревые элементы и определены их основные геометрические параметры, методика их расчета. Методика расчета геометрических параметров шнекового завихрителя позволяет облегчить работу конструктора при выборе и проектировании многофункциональных пневматических вихревых элементов.

Ключевые слова: вихревой элемент, вращающийся шнек, диаметр, угол подъема винтовой линии.

Многофункциональные пневматические вихревые элементы, рассмотренные в работах [1, 2], предназначены для совершенствования станочных приспособлений, используемых на станках с программным управлением, работающих в условиях гибкого автоматизированного производства. Такие элементы, встроенные в конструкции стандартных опорных пластин или штыревых опор с плоской рабочей поверхностью, позволяют удалять с них перед установкой обрабатываемых деталей стружку закрученным потоком сжатого воздуха и проверять правильность базирования деталей в приспособлениях. Экспериментально доказано, что эффективность удаления стружки с установочных элементов повышается при использовании в конструкциях таких элементов свободно установленных и вращающихся при истечении из них потоков воздуха шнековых завихрителей.

Схема одного из вариантов многофункционального пневматического вихревого элемента показана на рис. 1. Элемент представляет собой стандартную штыревую опору 2 с плоской рабочей частью, в которой выполнена расточка диаметром 6...12 мм и два радиальных канала: к одному через радиальные каналы, выполненные в корпусе приспособления 1, подводится сжатый воздух давлением 0,01...0,1 МПа, а дру-

гой через дроссель 5 сообщен с атмосферой. В расточке свободно размещен шнековый завихритель 3 с кольцевой проточкой и цилиндрическим участком. В нижней части опоры размещен установочный винт 4, на который опирается завихритель. Полость А между нижним торцом завихрителя и установочным винтом соединен с прибором для измерения давления.

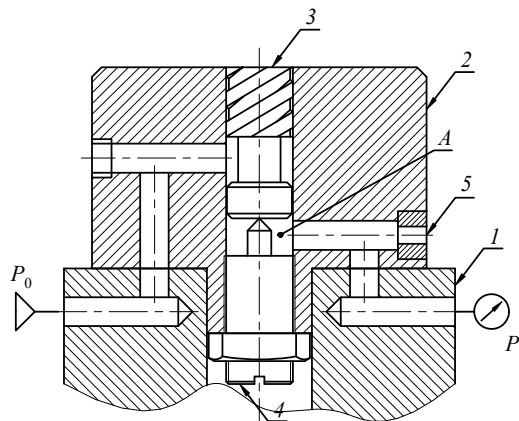


Рис. 1. Многофункциональный пневматический вихревой элемент: 1 – корпус приспособления; 2 – штыревая опора; 3 – шнековый завихритель; 4 – установочный винт; 5 – дроссель

Вихревой элемент работает следующим образом. После подключения питания элемента сжатым воздухом, последний, заполнив кольцевую проточку, через винтовые каналы завихрителя свободно истекает в атмосферу. При этом благодаря эффекту Коанда [3] струи, истекающие из каналов завихрителя, «прилипают» к рабочей поверхности штыревой опоры и, продолжая движение, удаляют с нее стружку (на схеме не показано). Под действием горизонтальных проекций реактивных сил, направленных тангенциально наружной поверхности завихрителя, последний вращается вокруг своей оси, создавая на поверхности опоры непрерывный веерный поток, обеспечивающий эффективное удаление с нее стружки. После установки на опору обрабатываемой детали, давление воздуха в полости *A* повышается. Это свидетельствует о правильном базировании детали в приспособлении.

При проектировании шнекового завихрителя для многофункциональных пневматических вихревых элементов требуется установить зависимости угла подъема винтовой линии шнека γ и площади сечения его каналов *s*, которые определяют эффективность работы таких элементов, от геометрических параметров резьбы, образующей эти каналы. Требуется также определить рациональную длину *L* резьбовой части завихрителя. Резьба шнека может быть нестандартной (прямоугольного сечения) или стандартной (трапецидальной сечения) по ГОСТ 24739–81 «Резьба трапецидальная многозаходная» с центральным углом профиля 30 град. Приемлемые для рассматриваемой задачи геометрические параметры стандартной трапецидальной резьбы, профиль которой показан на рис. 2, представлены в табл. 1. Заметим, что резьбы диаметром менее 10 мм стандартом не предусмотрено, а вихревой элемент с завихрителем, имеющим диаметр резьбы более 20 мм, в конструкциях станочных приспособлений неприемлем ввиду больших габаритов. Резьбы с числом заходов больше четырех не рассматриваются, потому что они имеют угол подъема винтовой линии больше угла, при котором обеспечивается «прилипание» струи воздуха, истекающего из каналов завихрителя к рабочей поверхности установочного элемента. А именно это явление обеспечивает возможность удаления стружки с поверхности установочного элемента.

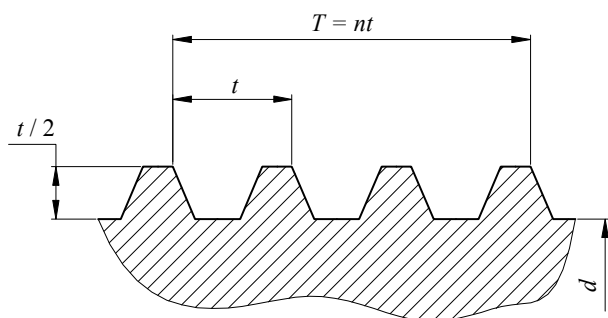


Рис. 2. Профиль трехзаходной трапецидальной резьбы шнекового завихрителя

Таблица 1. Параметры стандартной трапецидальной резьбы по ГОСТ 24739–81

Наружный диаметр <i>d</i> , мм	Шаг резьбы, <i>t</i> , мм	Число заходов, <i>n</i>		
		2	3	4
		Ход резьбы <i>T = nt</i> , мм		
10	1,5	3	4,5	6
	2	4	6	8
12	2	4	6	8
	3	6	9	12
16	2	4	6	8
	4	8	12	16
20	2	4	6	8
	4	8	12	16

Угол подъема винтовой линии шнека независимо от профиля резьбы определяется по формуле

$$\gamma = \arctg(T / \pi d). \quad (1)$$

Площадь сечения каждого канала, образованного внутренней поверхностью цилиндрической расточки и винтовыми канавками установленного в нее шнека с трапецидальной резьбой при глубине профиля в соответствии с ГОСТ 24739–81 равной половине шага резьбы *t*, определяется по формуле

$$s = t^2 / 4. \quad (2)$$

Длина каналов шнека *l_k* для создания сформированного профиля скорости потока воздуха на выходе его в атмосферу должна составлять 4...6 диаметров *d_y* его условного проходного сечения и определяется по известной из геометрии формуле

$$l_k = \sqrt{T^2 + \pi^2 d^2} \frac{L}{T}. \quad (3)$$

Выразив диаметр условного проходного сечения канала шнека через его площадь и приняв *l_k / d_y = 5*, имеем:

$$10 \sqrt{\frac{s}{\pi}} = \sqrt{T^2 + \pi^2 d^2} \frac{L}{T}, \quad (4)$$

откуда определяется длина резьбовой части завихрителя *L*:

$$L = 10T \sqrt{\frac{s}{\pi(T^2 + \pi^2 d^2)}}. \quad (5)$$

Результаты расчета угла подъема винтовой линии завихрителя, площади сечения его каналов и длины резьбовой части представлены в табл. 2. В обозначении резьбы, например Tr 10-4,5(P1,5)-7e, первое число – диаметр шнека в мм (10), второе число – ход резьбы (4,5), третье – шаг резьбы (1,5), четвертое – степень точности (7e).

Как следует из табл. 2, при использовании стандартной трапецидальной резьбы (рис. 2) для конструирования шнекового завихрителя площадь сечения его каналов весьма мала – при работе вихревого элемента это может приводить к засорению каналов и нарушению его работоспособности. Расчетные значения длины резьбовой части завихрителя *L* также

оказываются весьма малыми. При конструировании завихрителей возникает необходимость увеличения их длины по крайней мере до нескольких миллиметров. Это приведет к увеличению длины каналов завихрителя, повышению вероятности их засорения при недостаточном качестве очистки сжатого воздуха и увеличению сопротивления истечению струй воздуха, что снижает коэффициент полезного действия вихревого элемента.

Таблица 2. Геометрические параметры шнековых завихрителей с трапецидальной резьбой

Обозначение резьбы	Угол подъема винтовой линии γ , град	Площадь сечения каналов s , мм ²	Длина резьбовой части завихрителя L , мм
Tr 10-3(P1,5)-7e	6	0,56	1,26
Tr 10-4,5(P1,5)-7e	8	0,56	1,88
Tr 10-6(P1,5)-7e	11	0,56	2,49
Tr 10-4(P2)-7e	7	1,0	2,2
Tr 10-6(P2)-7e	11	1,0	3,3
Tr 10-8(P2)-7e	14	1,0	4,4
Tr 12-4(P2)-7e	6	1,0	1,9
Tr 12-6(P2)-7e	9	1,0	2,8
Tr 12-8(P2)-7e	12	1,0	3,7
Tr 12-6(P3)-7e	9	2,25	4,2
Tr 12-9(P3)-7e	14	2,25	6,2
Tr 12-12(P3)-7e	18	2,25	8,1
Tr 16-8(P4)-7e	9	4,0	5,57
Tr 16-12(P4)-7e	14	4,0	8,2
Tr 20-12(P4)-7e	11	4,0	6,65

Большую площадь сечения каналов при конструктивно приемлемых значениях длины резьбовой части завихрителя можно получить при использовании нестандартного профиля прямоугольного сечения с разными значениями ширины канавок и выступов, как показано на рис. 3. Глубина канавки может быть принята, по аналогии со стандарт-

ными резьбами, равной половине шага t резьбы. Ширина канавки a принимается больше, чем ширина выступа b . Минимальная ширина выступа может быть определена из условия прочности этого элемента резьбы при обработке завихрителя. В процессе вращения завихрителя под действием подводящего к вихревому элементу воздуха он не испытывает существенных напряжений, поэтому ширина выступа может быть принята конструктивно в пределах $b = 0,6 \dots 2$ мм.

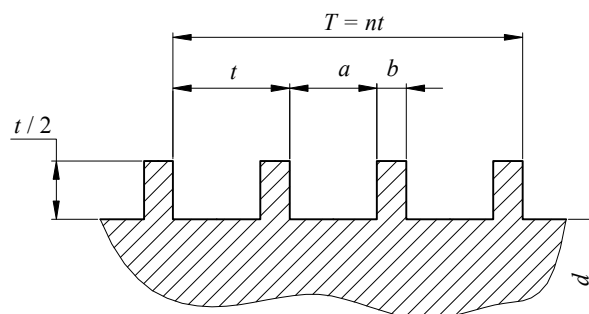


Рис. 3. Профиль трехзаходной прямоугольной резьбы шнекового завихрителя

Примеры результатов расчета геометрических параметров шнековых завихрителей с прямоугольным профилем резьбы представлены в табл. 3.

Экспериментальные исследования вихревого элемента с трехзаходным шнековым завихрителем диаметром 8,8 мм с указанными в табл. 3 расчетными параметрами подтвердили эффективность удаления элементной стальной стружки со средним размером $b = 3,5$ мм с макета штыревой опоры с плоской рабочей поверхностью. При давлении питания элемента сжатым воздухом $p_0 = 0,04$ МПа радиус очищенной от стружки поверхности составляет 40 мм, а максимальное удаление некоторых элементов стружки от оси опоры – 150 мм.

Таблица 3. Геометрические параметры шнековых завихрителей с прямоугольной резьбой

Диаметр шнека d , мм	Шаг резьбы t , мм	Число заходов n	Ширина впадины a , мм	Ширина выступа b , мм	Угол подъема винтовой линии γ , град	Площадь сечения каналов s , мм ²	Длина резьбовой части завихрителя L , мм
8	2	2	1,2	0,8	9	1,2	3,05
8	2	3	1,2	0,8	13	1,2	4,5
8	3	2	2	1	13	3	7,1
8	3	3	2	1	20	3	10,4
8,8	2,5	3	1,5	1	15	1,87	6,35
10	2	2	1,2	0,8	7	1,2	2,45
10	2	3	1,2	0,8	11	1,2	3,64
10	3	2	2	1	11	3	5,8
10	3	3	2	1	16	3	8,46
12	2	2	1,2	0,8	6	1,2	2,05
12	2	3	1,2	0,8	9	1,2	3,05
12	3	2	2	1	9	3	4,83
12	3	3	2	1	13	3	7,1

Таким образом, представленные выше рекомендации по конструированию multifunctional пневматических вихревых элементов и расчету геометрических характеристик шнековых завихрителей

могут быть использованы при расчете и конструировании станочных приспособлений, предназначенных для эксплуатации в условиях гибкого автоматизированного производства в тех случаях, когда требуется

автоматически удалять стружку с установочных элементов и проверять правильность базирования обрабатываемых заготовок.

Список литературы

1. Б. А. Сентяков, Н. А. Тишкова. Автоматизация удаления стружки с установочных элементов приспособлений. «МК-91-95» Приволжский Дом знаний : сб. тр. науч.-метод. конф. (Пенза, 2005 г.). – Пенза : Знание, 2005. – 330 с.

2. Вологжанина Н. А. Пневматические вихревые элементы как средство автоматизации удаления стружки с установочных элементов приспособлений // Значение научной работы в процессе подготовки конкурентоспособных специалистов для предприятий Удмуртской Республики : сб. тр. науч.-метод. конф. Воткинского филиала ИжГТУ (10–11 мая 2006 г.). – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2006. – 324 с.

3. Фабер Т. Е. Гидроаэродинамика : учеб. пособие ; пер. с англ. – Постмаркет, 2001. – 543 с.

B. A. Sentyakov, Doctor of Technical Sciences, Professor, Votkinsk Branch of Izhevsk State Technical University
N. A. Tishkova, Postgraduate Student, Votkinsk Branch of Izhevsk State Technical University

A Method of Calculating the Basic Parameters of Screw Swirler in Designing Multifunction Air Vortex Elements

The multi-functional pneumatic vortex elements, their basic geometrical parameters, as well as their calculation are considered. The proposed screw swirler calculation method can facilitate the designer work in selecting and designing multifunction air vortex elements.

Key words: vortex element, rotating auger, diameter, helix angle.

УДК 629.3.024

Р. Ф. Шаихов, аспирант, Ижевский государственный технический университет

Н. М. Филькин, доктор технических наук, профессор, Ижевский государственный технический университет

РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОГО УГЛА НАКЛОНА УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА АМОРТИЗАЦИОННЫХ ОПОР

Представлен подход к повышению технико-эксплуатационных характеристик верхней опоры амортизаторной стойки легкового автомобиля. Получены графические зависимости фактора формы упругого элемента от его угла наклона для различных материалов и условий закрепления опорных поверхностей, позволяющие упростить расчет упругого элемента подвески.

Ключевые слова: автомобиль, расчет, подвеска, опора.

Амортизационные опоры работают как правило при действии на них комбинированных нагрузок. К таким опорам относятся верхние опоры амортизаторных стоек подвесок автомобилей, которые воспринимают статические и динамические вертикальные нагрузки от веса автомобиля, а также горизонтальные динамические инерционные нагрузки при его разгоне и торможении.

На рис. 1 изображена верхняя опора стойки амортизаторной легкового автомобиля, конструкция которой широко применяется в автомобилестроении, например, на автомобилях производства ОАО «АвтоВАЗ», ОАО «ИжАвто» и др. Опора состоит из верхней 1 и внутренней 2 конических металлических обойм, между которыми расположен упругий (резиновый) демпфирующий элемент 3. Для данного типа амортизационных деталей, испытывающих одновременное действие сил сжатия $P_{сж}$ и сдвига $P_{сд}$ от действия осевой силы P в результате наклона демпфирующего элемента, в ряде работ рекомендуется при проектировании выбирать угол наклона B° (см. выносной элемент A на рис. 1) в пределах 29° , например работа [1]. Эта рекомендация приближенная и не

учитывает ряд факторов, влияющих на работу амортизационных опор, таких как конфигурация (размеры) упругих элементов (УЭ), условия закрепления опорных поверхностей и параметры применяемых материалов.

Поэтому на практике угол наклона УЭ выбирается экспериментально, что является дорогостоящей работой, так как требуется доработка прессформ, участвующих в изготовлении УЭ.

Условия работы конструкций УЭ амортизационных опор данного типа разнообразны. Существуют конструкции, в которых УЭ работает только на сжатие или на сдвиг [2]. Работая на сжатие, т. е. когда сила P по направлению совпадает с силой $P_{сж}$, опора имеет жесткую, монотонно прогрессирующую характеристику. Работая же только на сдвиг (сила P по направлению совпадает с силой $P_{сд}$) опора имеет мягкую, монотонно регрессирующую характеристику. В связи с этим можно предположить, что при действии на одинаковые конфигурации таких опор одной и той же силой опора, имеющая жесткую характеристику, выполняет меньшую работу, чем опора, имеющая мягкую характеристику, т. е. опора,

работающая на сжатие, менее эффективна при демпфировании воспринимаемых нагрузок, чем опора, работающая на сдвиг.

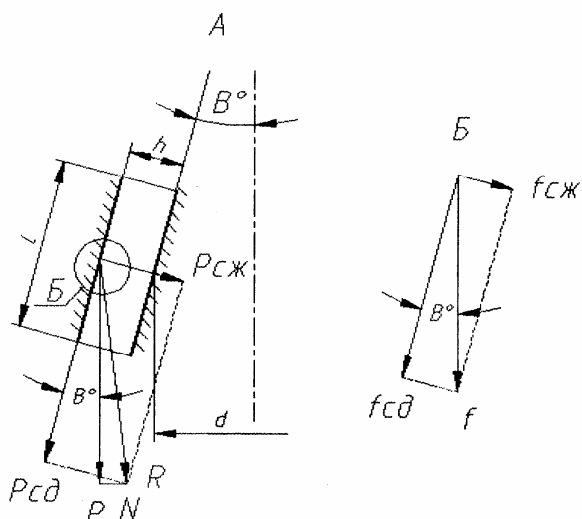
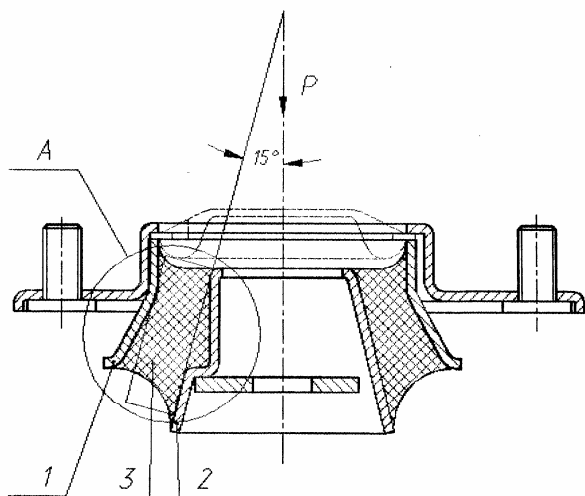


Рис. 1. Верхняя опора стойки амортизаторной и схема действия сил на ее упругие элементы (обозначения, не упомянутые в тексте: N – горизонтальная сила, вызванная конфигурацией и наклоном упругого элемента; R – результирующая сил P и N , одновременно являющаяся результирующей для сил $P_{сж}$ и $P_{сд}$; f – прогиб верхней опоры от действия осевого усилия P ; $f_{сж}$ и $f_{сд}$ – перемещения опорных поверхностей под действием сил, соответственно, $P_{сж}$ и $P_{сд}$; d – средний диаметр внутренней обоймы опоры)

Следует также учесть, что без учета различий в свойствах материалов УЭ (материалы одинаковы) опора с жесткой силовой характеристикой имеет меньшую площадь петли гистерезиса в сравнении с опорой, имеющей мягкую характеристику. В этих случаях «жесткая» опора при работе имеет меньший нагрев в сравнении с «мягкой» опорой. Следовательно «жесткая» опора будет более долговечна.

Из сказанного следует, что в целях улучшения работоспособности опор необходимо определять такой угол наклона УЭ B° , при котором в зависимости от конфигурации и свойств материала УЭ удовлетворял бы оптимальным условиям по эффективности демпфирования и долговечности работы кон-

рукции, т. е. при проектировании опоры следует конструктивно уравнивать за счет угла наклона УЭ действующие нагрузки сжатия и сдвига по предельно допускаемым нормальным и касательным напряжениям выбранного материала $[Q]_{сж}$ и $[T]_{сд}$.

Формула расчета угла B° для различных конфигураций опор, работающих при действии на них комбинированных нагрузок и отсутствии скольжения УЭ относительно обойм (привулканизированы), была получена и обоснована ранее в [3]:

$$B^\circ = \arctg \left[\frac{1}{3(1+4,67\Phi)} \frac{[Q]_{сж}}{[T]_{сд}} \right], \quad (1)$$

где Φ – фактор формы УЭ (отношение площади опорной поверхности к сумме площадей свободных поверхностей).

Из формулы (1) видно, что важными параметрами, влияющими на величину угла B° , а значит, и на работоспособность опор, и требующими своего оптимального (рационального) выбора, являются фактор формы Φ и характеристики материала УЭ, определяющие напряжения $[Q]_{сж}$ и $[T]_{сд}$. При этом следует учитывать изменение $[Q]_{сж}$ и $[T]_{сд}$ в зависимости от условий закрепления опорных поверхностей УЭ в опорах и видов нагрузок (статических или динамических) на УЭ, так как динамические касательные напряжения разных марок резин одной твердости отличаются друг от друга.

По различным опубликованным работам значения модулей упругости и напряжений для одних и тех же марок материалов, применяемых для изготовления УЭ опор, значительно отличаются друг от друга. Результаты проведенного анализа и обоснования этих параметров представлены в таблице. Табличные значения получены следующим образом. Сначала на основании ГОСТ 20403–75 определены модули упругости сжатия E по отношению к выбранным параметрам твердости резины H (JRHD). По известной формуле $E = 3G$ для каждого значения твердости найдены модули сдвига. Известно, что эта формула справедлива для стандартных образцов с незакрепленными торцами (скольжение резины при сжатии образцов по опорным поверхностям). При жестком же закреплении торцов стандартных образцов (без скольжения резины) модуль упругости на сжатие рассчитывался по приближенной формуле $E' = 6,5G$, хорошо согласующейся с экспериментальными данными.

Далее по известным формулам определялись:

– допускаемое статическое (динамическое) нормальное напряжение резиновых образцов, относящихся к деталям со свободными опорными поверхностями УЭ (прокладки, манжеты, буфера и т. п.):

$$[Q]_{ст(дин)} = [e]_{ст(дин)} * E,$$

где $[e]_{ст} = 0,5$ и $[e]_{дин} = 0,25$ – допускаемые, соответственно, статическая и динамическая относительные деформации сжатия резины у деталей со свободными опорными поверхностями УЭ;

– допускаемое статическое (динамическое) нормальное напряжение резиновых образцов, относящихся к деталям с закрепленными опорными поверхностями УЭ, т. е. привулканизированные к арматуре (подушки подвесок колес, сидений и т. п.):

$$[Q]'_{ст(дин)} = [e]'_{ст(дин)} * E',$$

где $[e]'_{ст} = 0,2$ и $[e]'_{дин} = 0,1$ – допускаемые, соответственно, статическая и динамическая относительные деформации сжатия резины у деталей с закрепленными опорными поверхностями УЭ;

– допускаемое статическое (динамическое) касательное напряжение, возникающее при сдвиге резины в деталях, изготовленных из синтетического сильнонаполненного каучука (индекс «т») или из синтетического малонаполненного (индекс «м») и натурального

каучуков (индекс «н») (резинометаллические шарниры, резиновые рессоры и т. п.):

$$[T]_{ст(дин)}^{т(м, н)} = [y]_{ст(дин)}^{т(м, н)} G,$$

где $[y]_{ст} = 0,5$ – допускаемая статическая деформация сдвига; $[y]_{дин}^т = 0,1$ – допускаемая динамическая деформация сдвига в деталях, изготовленных из сильнонаполненных резин синтетического каучука (твердость резины более 55 единиц JRHD) и $[y]_{дин}^{м, н} = 0,15$ – допускаемая динамическая деформация сдвига в деталях, изготовленных из малонаполненных резин синтетического каучука с твердостью менее 55 единиц JRHD или из резин натурального каучука любой твердости.

Параметры модулей упругости и допускаемых напряжений относительно показателей твердости резины

Параметр, МПа	Твердость Н(JRHD)					
	30	40	50	60	70	80
E	1,0	1,6	2,4	3,6	5,4	8,6
G	0,33	0,53	0,8	1,2	1,8	2,87
E'	2,15	3,45	5,2	7,8	11,7	18,7
$[Q]_{ст}$	0,5	0,8	1,2	1,8	2,7	4,3
$[Q]_{дин}$	0,25	0,4	0,6	0,9	1,35	2,15
$[Q]'_{ст}$	0,43	0,69	1,04	1,56	2,34	3,74
$[Q]'_{дин}$	0,22	0,35	0,52	0,78	1,17	1,87
$[T]_{ст}$	0,17	0,27	0,4	0,6	0,9	1,44
$[T]_{дин}^т$	0,03	0,05	0,08	0,12	0,18	0,29
$[T]_{дин}^{м, н}$	0,05	0,08	0,12	0,18	0,27	0,43

С помощью табличных данных по формуле (1) можно рассчитать оптимальные углы наклона УЭ для амортизационных деталей, работающих при комбинированных нагрузках. Табличные данные могут быть также пригодны на практике и для расчета по известным формулам других резинотехнических изделий: втулок, прокладок и др. Независимо от изменения резины по твердости отношения предельных напряжений сжатия $[Q]$ к сдвигу $[T]$ постоянны для одинаковых видов статических или динамических нагрузок. Следовательно, формулу (1) можно записать как

$$B^\circ = \arctg \left[\frac{K_n^i}{3(1 + 4,67\Phi)} \right], \quad (2)$$

где K_n^i – коэффициенты отношений предельных напряжений в деталях, которые работают при комбинированных только статических или только динамических нагрузках; n – индекс, характеризующий вид нагрузки; i – индекс, характеризующий условия соединения УЭ с арматурой и физико-химические показатели резины.

Для наглядности и облегчения нахождения угла наклона B° по заданному значению фактора формы УЭ были построены графические зависимости (рис. 2). При этом фактор формы варьировался от 0,25 до 4,0. Графические зависимости соответствуют: 1 – резиновые детали с незакрепленными опорными по-

верхностями УЭ, работающие при статических нагрузках, $K_{ст} = [Q]_{ст} / [T]_{ст} = 3$; 2 – детали с жестко закрепленными поверхностями, работающие при статических нагрузках, $K'_{ст} = [Q]'_{ст} / [T]_{ст} = 2,6$; 3 – детали, изготавливаемые из синтетических твердых резин (твердость более 55 единиц) с незакрепленными УЭ, работающие при динамических нагрузках, $K_{дин}^т = [Q]_{дин} / [T]_{дин}^т = 7,5$; 4 – детали из синтетических мягких (твердость менее 55 единиц) или натуральных (любой твердости) резин с незакрепленными УЭ, работающие при динамических нагрузках, $K_{дин}^м = [Q]_{дин} / [T]_{дин}^м = 5$; 5 – детали из синтетических твердых резин с закрепленными УЭ, работающие при динамических нагрузках, $K'^т_{дин} = [Q]'_{дин} / [T]_{дин}^т = 6,5$; 6 – детали из синтетических мягких или натуральных резин с закрепленными УЭ, работающие при динамических нагрузках, $K'^м_{дин} = [Q]'_{дин} / [T]_{дин}^м = 4,4$.

На графических зависимостях видно, что каждому значению фактора формы Φ соответствует определенный угол наклона УЭ, зависящий от параметров применяемых материалов и условий закрепления опорных поверхностей; для значений Φ более 3,5 в амортизационных резиновых деталях угол B° изме-

няется незначительно, т. е. детали работают практически на чистый сдвиг; для значений Φ менее 0,25 угол B° быстро возрастает (предельная величина наклона УЭ составляет примерно 60°), т. е. детали работают в основном на сжатие. Наиболее рациональные расчетные величины углов наклона УЭ существенно отличаются от рекомендуемого значения $B^\circ = 29^\circ$, упомянутого в начале статьи. Спроектированные и изготовленные с таким углом опоры могут работать с перенапряжением УЭ от сжимающих или сдвигающих сил, что проявится в дальнейшем при эксплуатации в недостаточной эффективности или долговечности их работы. Для устранения данных «скрытых» дефектов необходимо будет увеличивать размеры УЭ, что, в свою очередь, приведет к необоснованному увеличению материалоемкости всей конструкции.

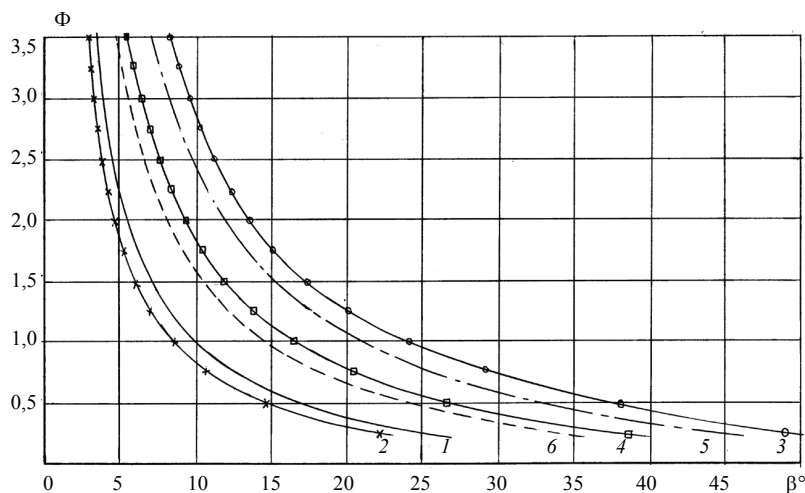


Рис. 2. Зависимости фактора формы упругого элемента от ее угла наклона для различных материалов и условий закрепления опорных поверхностей

Результаты теоретических и расчетных исследований были применены при проектировании верхней опоры легкового автомобиля ИЖ-2126. Первоначально при проектировании этой опоры в качестве прототипа была выбрана конструкция верхней опоры стойки амортизаторной автомобиля фирмы «Datsun». В качестве материала для изготовления УЭ была выбрана резина марки 7-ИРП-1346, имеющая твердость 45 единиц JRHD. Фактор формы такого вида УЭ опоры определялся по формуле $\Phi = l / (2h) = 0,93$, где $l = 45$ мм – ширина УЭ, $h = 24$ мм – высота УЭ. Опора работает при статических и динамических нагрузках. В связи с этим для нахождения угла B° на рис. 2 выбрана кривая 6 и по ней для $\Phi = 0,93$ определен угол $B^\circ = 14,5^\circ$. У реальной детали угол равен 12° . У изготавливаемых из этой мягкой резины с углом 12° опор вибропоглощающие свойства и долговечность при испытании в дорожных условиях в составе автомобиля оказались хорошими, но эта конструкция имеет существенный недостаток: из-за невысокой прочности резины и неправильного выбора угла наклона УЭ опора получилась громоздкой и тяжелой.

В дальнейшем в целях уменьшения массы узлов конструкции подвески была спроектирована новая опора. Для изготовления УЭ был выбран более прочный материал – резина марки 51-3060 (СКИ-3) твердостью 67 ± 3 единиц по JRHD. Высота и ширина УЭ

были выбраны из условия наиболее рациональной компоновки ($l = 40$ мм, $h = 13$ мм), что соответствует $\Phi = 1,54$. Новая опора стала иметь угол наклона УЭ $B^\circ = 15^\circ$, а по габаритам она получилась значительно меньших размеров ранее изготавливаемых опор типа «Datsun».

Изготовленные опытные образцы новых верхних опор показали хорошие результаты по демпфирующим свойствам, прочности и долговечности работы при стендовых и дорожных испытаниях. На основании изложенного можно рекомендовать использовать приведенные в статье результаты для практического их применения, т. е. использовать в расчетах при проектировании новых резинотехнических изделий и в частности для определения оптимальных углов наклона УЭ в силовых (амортизационных) деталях легковых автомобилей, работающих при действии на них комбинированных нагрузок.

Список литературы

1. Яворский Ю. Резина в автомобилях. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд., 1980. – 360 с.
2. Раймпель Й. Шасси автомобиля : Элементы подвески / пер. с нем. А. Л. Карпухина ; под ред. Г. Г. Гридасова. – М. : Машиностроение, 1987. – 288 с.
3. Касаткин Ю. В. Методика нахождения угла наклона упругого элемента амортизационных опор автомобилей // Каучук и резина. – 1994. – № 6. – С. 40–43.

Optimum Angle Calculation of Amortization Support Elastic Element Inclination

An approach to the operational characteristics increase of a car strut upper support is presented. The dependence of the elastic element configuration factor upon its inclination angle for various materials and conditions of fastening of the basic surfaces, allowing simplifying calculation of the suspension elastic element has been derived.

Key words: car, calculation, suspension, support.

УДК 681.5.015

К. Б. Сентяков, кандидат технических наук, Воткинский филиал Ижевского государственного технического университета
И. А. Давыдов, аспирант, Воткинский филиал Ижевского государственного технического университета
А. Н. Шельпяков, кандидат технических наук, Воткинский филиал Ижевского государственного технического университета

ОПЕРАТИВНАЯ ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ИДЕНТИФИКАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКОГО ОБЪЕКТА

Рассмотрен метод реализации параметрической идентификации объекта управления по известным состояниям при ступенчатом воздействии. Приводятся некоторые результаты вычислительных экспериментов, реализующих данный метод.

Ключевые слова: идентификация объекта управления, вычислительный эксперимент.

Современные системы автоматического управления используют самые разнообразные принципы и алгоритмы управления. Во многих промышленных автоматических устройствах реализуется ПИД-закон регулирования с широтно-импульсной модуляцией управляющего воздействия. При этом имеется возможность проведения предварительной самонастройки для каждого конкретного объекта управления, которая заключается в определении оптимальных коэффициентов П-, И- и Д-составляющих регулятора. Эта процедура по своей сути является ничем иным как параметрической идентификацией динамического объекта. По идентифицированным параметрам объекта и вычисляются коэффициенты регулятора. При такой самонастройке на объект подается ступенчатый управляющий сигнал, и по завершении довольно длительного переходного процесса система вычисляет значения коэффициентов ПИД-регулятора. В теории автоматического управления такой метод называется методом временных характеристик [1, 2] – по переходной или импульсной характеристике. Часто самонастройка проходит в повторяющемся итерационном режиме, что еще больше увеличивает ее время.

Существуют ситуации, в которых необходимо идентифицировать объект управления до завершения переходного процесса или даже на самом начальном этапе переходного процесса. В некоторых адаптивных системах управления нестационарными объектами идентификация должна повторяться периодически для оперативной коррекции параметров регулятора.

Здесь рассматривается реализация параметрической идентификации динамического объекта при воздействии ступенчатым сигналом. При этом начальные условия, то есть «положение» и «скорость»

объекта на момент подачи воздействия могут быть любыми. Также необязательно завершение переходного процесса и достижение установившегося режима.

Предполагается наличие следующей априорной информации об объекте управления. Это одномерная линейная пропорциональная система, описываемая линейным неоднородным дифференциальным уравнением второго порядка такого вида [3]:

$$T_1 T_2 \frac{d^2 y(t)}{dt^2} + (T_1 + T_2) \frac{dy(t)}{dt} + y(t) = kx(t), \quad (1)$$

где t – время; $y(t)$ – функция от времени выходного сигнала – отклик объекта; $x(t)$ – функция от времени входного воздействия на объект; k – коэффициент пропорциональности; T_1 и T_2 – постоянные времени, определяющие инерционные свойства объекта.

Начальные условия предполагаются известными:

$$\begin{cases} y(0) = y_0, \\ y'(0) = y_{01}. \end{cases} \quad (2)$$

Решение такого уравнения при известном ступенчатом входном воздействии, равном некоторой условной единице, определяется как

$$y(t) = \frac{T_1(y_0 + T_2 y_{01} - k)e^{-\frac{t}{T_1}} - T_2(y_0 + T_1 y_{01} - k)e^{-\frac{t}{T_2}}}{T_1 - T_2} + k. \quad (3)$$

Задача идентификации формализуется в задачу аппроксимации участка экспериментальной динамической кривой функцией (3) и сводится к отысканию трех неизвестных параметров:

$$\left. \begin{matrix} k \\ T_1 \\ T_2 \end{matrix} \right\} \quad (4)$$

Для решения задачи достаточно иметь три значения состояния объекта при трех соответствующих моментах времени на некотором участке экспериментальной динамической кривой:

$$\left\{ \begin{matrix} y(t_1) = y_1, \\ y(t_2) = y_2, \\ y(t_3) = y_3. \end{matrix} \right. \quad (5)$$

Для состояний (5) составляется система трех нелинейных уравнений (6), которая может быть решена относительно трех неизвестных (4):

$$\left\{ \begin{matrix} y_1 = \frac{T_1(y_0 + T_2 y_{01} - k)e^{-\frac{t_1}{T_1}} - T_2(y_0 + T_1 y_{01} - k)e^{-\frac{t_1}{T_2}}}{T_1 - T_2} + k, \\ y_2 = \frac{T_1(y_0 + T_2 y_{01} - k)e^{-\frac{t_2}{T_1}} - T_2(y_0 + T_1 y_{01} - k)e^{-\frac{t_2}{T_2}}}{T_1 - T_2} + k, \\ y_3 = \frac{T_1(y_0 + T_2 y_{01} - k)e^{-\frac{t_3}{T_1}} - T_2(y_0 + T_1 y_{01} - k)e^{-\frac{t_3}{T_2}}}{T_1 - T_2} + k. \end{matrix} \right. \quad (6)$$

Для проверки возможности реализации такого метода идентификации разработано специальное программное обеспечение, позволяющее проводить вычислительные эксперименты с виртуальным динамическим объектом. Математическая модель объекта соответствует уравнению (1), постоянные параметры которого могут задаваться пользователем. Имитация динамического процесса происходит по функции (3) при заданных пользователем начальных условиях (2).

Имитационный алгоритм работы программы включает следующие основные моменты:

1. Изначально на объект не действуют внешние возмущения.
2. Пользователь задает начальные условия (2), постоянное значение ступенчатого воздействия и параметры (4), которые программе требуется идентифицировать.
3. Пользователь определяет три момента времени динамического процесса, а программа по ним рассчитывает три состояния (5) объекта, по которым необходимо провести идентификацию.
4. Программа решает систему (6), используя численный метод Ньютона для систем нелинейных уравнений и прямой метод Гаусса – Жордана для систем линейных уравнений.
5. Для визуализации результата выводится график динамического процесса заданного объекта, отмеченные на нем три точки – состояния, по которым

проведена идентификация, и накладываемый на это график динамического процесса идентифицированного программой объекта (рис. 1 и 2).

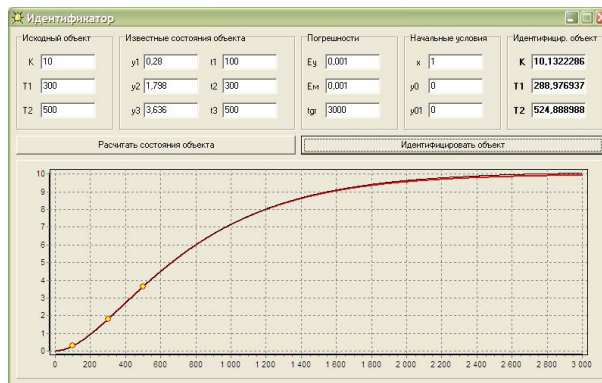


Рис. 1. Идентификация объекта при нулевых начальных условиях

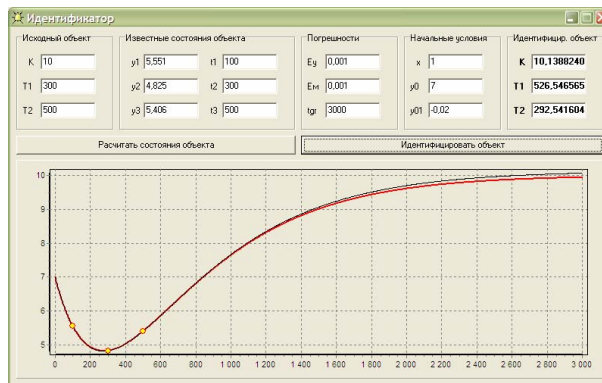


Рис. 2. Идентификация объекта при ненулевых начальных условиях

На рис. 1 и 2 представлено рабочее окно программы с результатами идентификации объекта при разных начальных условиях. В данном случае моделировался процесс идентификации довольно инерционного объекта, переходной процесс которого занимает порядка 3000 сек (50 мин). Объект был идентифицирован на 500-й сек без полной переходной характеристики на начальном этапе динамического разгона. Ошибка в определении параметров (4) составила 1–5 %. Очевидно, что чем дальше по времени три идентифицирующих состояния находятся друг от друга и чем ближе последнее из них к установившемуся состоянию, тем ошибка будет меньше. Вопрос оптимального выбора идентифицирующих состояний требует дополнительного исследования. Предварительно можно рекомендовать выбирать первое из них не ранее точки максимальной кривизны, а последнее – не ранее точки перегиба графика переходной характеристики.

Таким образом, представленный метод может с достаточной точностью применяться для оперативной идентификации динамического объекта в системах автоматического управления с самонастройкой параметров регулятора.

Список литературы

1. Справочник по теории автоматического управления / под ред. А. А. Красовского. – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. – 172 с.
2. Льюнг Л. Идентификация систем. Теория для пользователя ; пер. с англ. / под ред. Я. З. Цыпкина. – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1991. – 432 с.

3. Макаров И. М., Менский Б. М. Линейные автоматические системы (элементы теории, методы расчета и справочный материал). – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1982. – 504 с. : ил.

K. B. Sentyakov, Candidate of Technical Sciences, Votkinsk Branch of Izhevsk State Technical University
I. A. Davydov, Postgraduate Student, Votkinsk Branch of Izhevsk State Technical University
A. N. Shelpyakov, Candidate of Technical Sciences, Votkinsk Branch of Izhevsk State Technical University

Operative Parametrical Identification of a Dynamic Object

A method of realization of controlled member parametrical identification under step input is considered. The results of the computational experiments using the given method are presented.

Key words: identification of controlled member, computational experiment.

УДК 621.002.5

К. П. Ширококов, кандидат технических наук, доцент, Воткинский филиал Ижевского государственного технического университета

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ И РЕЖИМНЫХ ФАКТОРОВ НА РАБОТУ УСТРОЙСТВА ВОЛОКНООБРАЗОВАНИЯ

Работа посвящена экспериментальному исследованию характеристик волокнообразующего устройства, оценке влияния конструктивных и режимных факторов на его работу. Приводится конструкция волокнообразующего устройства и результаты исследований.

Ключевые слова: устройство, характеристика, воздушный поток, волокно.

Развитие различных отраслей промышленности связано с созданием и использованием новых видов волокон и волокнистых материалов. Без таких материалов невозможно было бы создание новых композиционных материалов, обладающих высокой прочностью и термостойкостью при малой плотности, которые применяются в ракетной и космической технике, в автотранспорте и судостроении [1]. Сегодня актуальной задачей является разработка технологий и создание высокопроизводительного оборудования для производства волокнистых материалов высокого качества.

Известный традиционный технологический процесс получения волокнистых изделий из термопластичного сырья заключается в экструзии расплава полимера через тонкие отверстия фильеры в шахту, где происходит вытягивание струи до заданного диаметра и охлаждение ее до температуры, отвечающей твердообразному состоянию нити. Отвержденная нить наматывается на приемное приспособление и подвергается растяжению и гофрировке. На следующем этапе технологического процесса происходит резка жгута на элементарные штапельные волокна [2]. Традиционная технология получения штапельных волокон – достаточно сложное и энергоемкое производство, предполагающее использование

дорогостоящего технологического оборудования на всех стадиях получения готового волокна.

Актуальной задачей технологии получения волокнистых материалов из термопластичного сырья с производственной точки зрения является создание линии, объединяющей технологические операции формования и вытягивания элементарных нитей, позволяющей сократить число трудоемких технологических операций и переходов при переработке волокон, обеспечивая при этом требуемые физико-механические свойства получаемых изделий. Это обстоятельство является основным направлением повышения технико-экономической эффективности технологического процесса получения волокнистых материалов из термопластичных материалов.

Целью исследований являлось определение характеристик волокнообразующего устройства, оценка влияния различных конструктивных и режимных факторов на его работу, позволяющих проводить процесс вытяжки элементарных штапельных волокон в едином технологическом цикле.

Практический интерес представляет способ вертикального раздува струи расплавленного материала воздушным потоком, организованно направленным волокнообразующим устройством. Предлагаемый способ принципиально отличается от традиционных

методов получения элементарных штапельных волокон и является наиболее перспективным по своим технико-экономическим показателям. Такой технологический процесс позволяет объединить операции формирования и вытягивания элементарных волокон, сокращает число трудоемких технологических операций и переходов при переработке волокон, что существенно позволяет снизить себестоимость производства [3, 4, 5].

Эффективность технологии получения волокнистых материалов рассматриваемым способом в значительной мере зависит от работы волокнообразующего устройства, осуществляющего процесс взаимодействия струи расплавленного материала с воздушным потоком. Отличительная особенность устройства заключается в том, что усилие вытяжки элементарных волокон создается воздушным потоком, организованно направленным и определяющим во многом производительность и качество получаемых изделий. При этом основными факторами в работе устройства являются параметры воздушного потока, которые существенно зависят от конструктивных особенностей самого устройства [3, 5].

На данном этапе исследования поставлена задача определения характеристик волокнообразующего устройства, оценки влияния различных конструктивных и режимных факторов на его работу.

Устройство для получения волокнистых материалов (рис. 1) состоит из верхнего 1 и нижнего 2 элементов, которые образуют внутреннюю кольцевую полость 3 для подвода сжатого воздуха, кольцевой зазор шириной h и диффузор 4, зафиксированный прижимным кольцом 10. Ширина h кольцевого зазора зависит от толщины регулировочной шайбы 5. Подводящий канал 6 выполнен тангенциальным к внутренней кольцевой полости, канал 7 – радиальным, что позволяет создавать на выходе из кольцевой полости устройства воздушный вихревой поток. При необходимости канал можно закрыть пробкой 8.

Устройство работает следующим образом. Воздушный поток давлением p_k через тангенциальный 6 или радиальный 7 каналы поступает в кольцевую полость 3, где происходит его значительное сжатие. Сжатый воздух, пройдя через кольцевой зазор, поступает в диффузор 4 и продолжает двигаться вдоль его стенок, создавая разрежение p_v в центральном отверстии 9. В результате этого через центральное отверстие инжектируется дополнительный воздушный поток с расходом Q_v , увлекающий струю расплавленного материала и транспортирующий ее к основному высокоскоростному потоку воздуха, истекающему из кольцевого зазора. Под действием аэродинамических сил воздушного потока происходит расщепление струи расплавленного материала на множество струй с последующей их вытяжкой в штапельные волокна.

На первом этапе исследований определялась величина разрежения p_v в центральном отверстии устройства, определяющая во многом характер процесса волокнообразования. Эксперимент проводился с постоянными параметрами: $d_r = 0,009$ м, $L = 0,04$ м,

$\beta = 10^\circ$, $d_d = 0,0118$ м и варьируемыми параметрами: $K = 0,0062-0,0069$ м, $h = 0,0003-0,0006$ м при $p_k = 10\ 000-200\ 000$ Па.

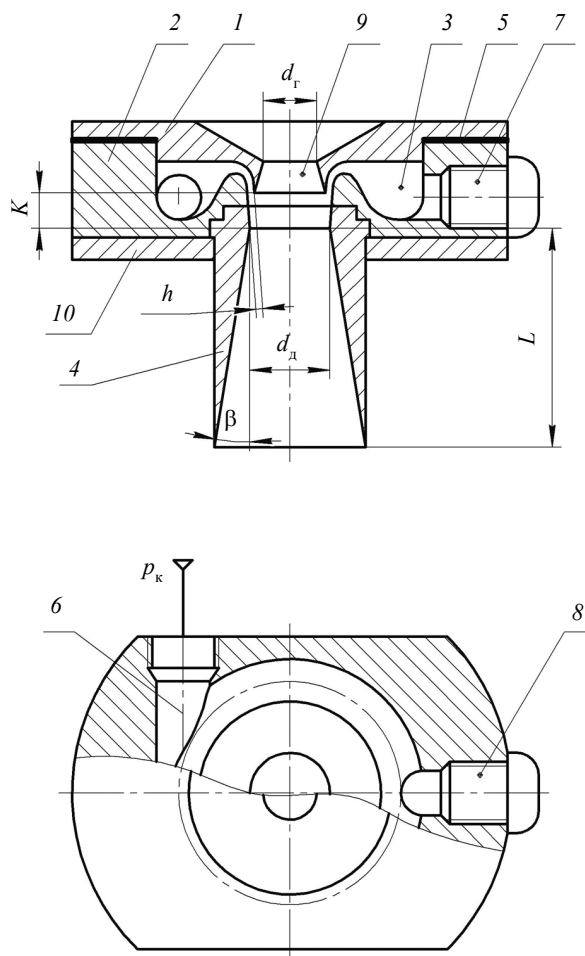


Рис. 1. Конструкция устройства волокнообразования

Перед каждым опытом устанавливалась величина кольцевого зазора путем замены регулировочной шайбы, а затем снималась характеристика устройства. Эксперимент проводился при четырех величинах кольцевого зазора h : 0,0003 м; 0,0004 м; 0,00046 м; 0,0006 м. Опыт проводился при закрытом атмосферном отверстии, что обеспечило максимальное разрежение в центральном отверстии. В центральное отверстие герметично вставлялась трубка, соединенная с вакуумметром, через подводящий канал подавался сжатый воздух давлением p_k . Давление в кольцевой полости устройства p_k измеряли барометром с пределом измерения $0,4 \cdot 10^6$ Па класса точности 0,6. Величину разрежения в центральном отверстии устройства измеряли тягонапорометром типа ТНМП-52 с пределом измерения 12500 Па.

На втором этапе исследований определялся расход инжектируемого через центральное отверстие воздуха Q_v . Характеристика расхода позволяет судить о скорости охлаждения струи расплавленного материала в зоне ее взаимодействия с воздушным потоком. Опыты были проведены по методике, описанной выше, при тех же геометрических и физиче-

ских параметрах процесса. Величину расхода инжектируемого воздуха через центральное отверстие устройства измеряли ротаметром типа РМ-04 с рабочим диапазоном измерения 0,75–4,3 м³/ч.

Результаты экспериментального исследования зависимости величины разрежения в центральном отверстии от параметров процесса представлены на рис. 2. В результате было установлено, что на величину разрежения p_v существенное влияние оказывает величина кольцевого зазора h и характер закрутки воздушного потока, протекающего через кольцевую полость устройства.

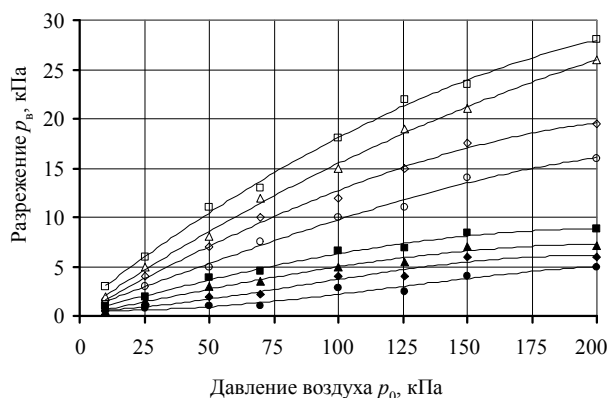


Рис. 2. Зависимость разрежения p_v в центральном отверстии от давления воздуха в устройстве p_0 : воздушный поток без закрутки – □ – $h = 0,0006$ м, $K = 0,00696$ м; – ▲ – $h = 0,00046$ м, $K = 0,0067$ м; – ◆ – $h = 0,0004$ м, $K = 0,0064$ м; – ○ – $h = 0,003$ м, $K = 0,0062$ м; воздушный поток вихревой – ■ – $h = 0,0006$ м, $K = 0,00696$ м; – ▲ – $h = 0,00046$ м, $K = 0,0067$ м; – ◆ – $h = 0,0004$ м, $K = 0,0064$ м; – ● – $h = 0,0003$ м, $K = 0,0062$ м

Как видно из приведенных данных, величина разрежения с уменьшением площади кольцевого зазора уменьшается. Это объясняется повышением сопротивления истечению воздушного потока через кольцевой зазор устройства. Другим важным параметром, влияющим на величину разрежения, является характер закрутки воздушного потока. В случае если на выходе устройства создается вихревой воздушный поток, происходит резкое снижение величины разрежения. Это объясняется появлением тангенциальной составляющей скорости воздушного потока, что, в свою очередь, приводит к снижению осевой составляющей скорости на выходе из диффузора устройства.

Результаты, иллюстрирующие зависимость величины расхода воздуха, проходящего через кольцевой зазор, от давления в кольцевой полости p_k , представлены на рис. 3.

Исследования показали, что расход воздуха через центральное отверстие устройства возрастает с уве-

личением ширины кольцевого зазора. Это вызвано тем, что увеличение ширины кольцевого зазора вызывает рост его площади проходного сечения, которое, в свою очередь, приводит к росту разрежения и, соответственно, расходу воздуха при заданном давлении в волокнообразующем устройстве.

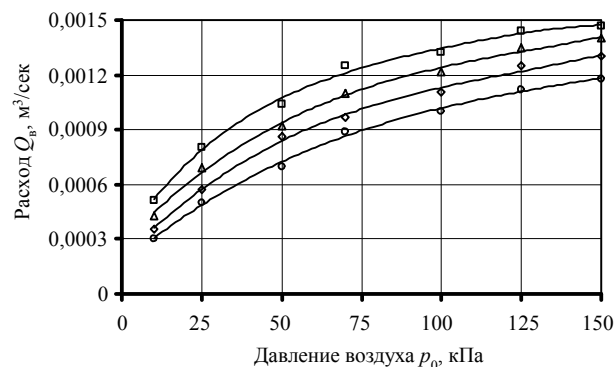


Рис. 3. Зависимость расхода Q_v в центральном отверстии от давления воздуха в устройстве p_0 : воздушный поток без закрутки – □ – $h = 0,0006$ м, $K = 0,00696$ м; – △ – $h = 0,00046$ м, $K = 0,0067$ м; – ◆ – $h = 0,0004$ м, $K = 0,0064$ м; – ○ – $h = 0,003$ м, $K = 0,0062$ м

Таким образом, полученные результаты экспериментального исследования волокнообразующего устройства позволяют установить общие закономерности работы устройства при различных геометрических и режимных параметрах. Полученные характеристики являются исходными данными для конструирования подобных устройств и разработки технологического процесса и оборудования с целью получения волокнистых материалов способом вертикального раздува воздухом с требуемыми физико-механическими свойствами.

Список литературы

1. Папков С. П. Теоретические основы производства химических волокон. – М.: Химия, 1990. – 272 с.
2. Технология производства химических волокон: учебник для техникумов / А. Н. Рязунов [и др.]. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Химия, 1980. – 448 с.
3. Технология и оборудование для производства волокнистых материалов способом вертикального раздува: монография / А. И. Шиляев [и др.]. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2008. – 248 с.
4. Янков В. И., Жиганов Н. К., Пирог Н. И. Переработка волокнообразующих полимеров. В 7 т. – Т. 7. Формование волокон из расплавов полимеров. – М.; Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2006. – 452 с.
5. Ширококов К. П. Технологический процесс получения штапельного волокна из расплава термопластов способом вертикального раздува воздухом // Вестник ИжГТУ. – 2008. – № 3. – С. 28–31.

K. P. Shirobokov, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Votkinsk Branch of Izehevsk State Technical University

Estimation of Influence of Constructive and Operation Factors on Fiberization Device Work

An experimental research of fiberization device work characteristics and of influence of constructive and operation factors on its work is presented. The device design and research results are given.

Key words: device, characteristic, air stream, fiber.

УДК 621.091

Р. С. Музафаров, кандидат технических наук, доцент, Ижевский государственный технический университет
А. Ф. Мкртчян, Ижевский государственный технический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ЯВЛЕНИЙ ПРИ ШЛИФОВАНИИ РЕЗИНЫ

Определена основная взаимосвязь между наиболее важными конструктивными, физико-механическими и некоторыми режимными параметрами, управляющими процессом резания.

Ключевые слова: качество, шлифование, производительность, температурная напряженность, обработка резины.

Окончательная обработка резины, в частности мягкой, связана с рядом трудностей, обусловленных упругими свойствами, низкой теплопроводностью, а также отрицательными явлениями, сопровождающими процесс шлифования. Вследствие высокого коэффициента скольжения между резиной и кругом шлифование производится без применения СОЖ, поэтому температура обработки является одним из факторов, определяющих работоспособность обрешиненных валов и производительность процесса их окончательной обработки. Повышение температуры в зоне шлифования приводит к возникновению характерных дефектов на обработанной поверхности: ворсистости, прижогов, резкого увеличения параметров шероховатости, что ухудшает качество обрешиненных валов бумагоделательных машин. В связи с этим наличие указанных дефектов не допускается.

При повышенных режимах шлифования резины обработанная поверхность становится более хрупкой в отличие от остального материала, что является внешним признаком возникновения прижогов. Кроме того происходит разрушение и вырывание участков наполнителей из связующего, что способствует дополнительному возникновению пор и раковин.

С целью определения рациональных режимов шлифования при условии отсутствия прижогов проведены экспериментальные исследования влияния технологических параметров на температуру в зоне шлифования.

Экспериментальные исследования температуры проводились методом искусственной термопары. Термоэлектродами служили алюминиевые проволочки $\varnothing 0,1$ мм. Спай термопар получали дуговой сваркой. Диаметр спая был равен 0,25 мм. Качество спая контролировалось на микроскопе БМИ-1.

Термопара защемлялась между двумя образцами, торцы которых предварительно были прошлифованы. Перед закладкой термопара слегка прикреплялась к одной из торцевых поверхностей, и на микроскопе измерялось расстояние от спая до наружной поверхности образца.

Таким образом, зная число оборотов детали и поперечную подачу, можно определить, на каком расстоянии от термопары проходили зерна за каждый оборот детали. Осциллограммы записывались на

фотобумагу осциллографа Н-115. Тарировка термопары проводилась с помощью муфельной печи.

Токосъемником служила ртутная ванна, оправка для закрепления образцов была изготовлена в соответствии с рекомендациями, приведенными в тезисах [Музафаров Р. С., Пузанов В. В., Коновалов Г. Н. Экспериментальные исследования тепловых явлений при шлифовании валов, облицованных мягкой резиной // Тез. докл. VI Всес. конф. «Теплофизика технологических процессов» (Ташкент, 1984 г.). Ч. 1. С. 38]. При некоторых повторных экспериментах использовалась оправка без токосъемника, длинные провода наматывались на ее цилиндрическую часть.

В эксперименте исследовались стандартный шлифовальный круг 64С40СМ17К5, прерывистый торцовый круг, торцевые шлифовальные круги, закрепленные на специальном приспособлении с планетарной головкой. Планетарная головка представлена на рис. 1, специальное приспособление – на рис. 2.

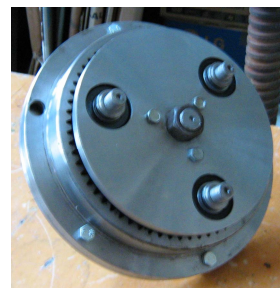


Рис. 1. Планетарная головка для шлифования обрешиненных валов



Рис. 2. Специальное приспособление с планетарной головкой и торцевыми шлифовальными кругами

В результате исследования влияния технологических параметров на контактную температуру при шлифовании мягкой резины абразивным кругом и лентой, натянутой на диск, получены зависимости, представленные на рис. 3 и 4.

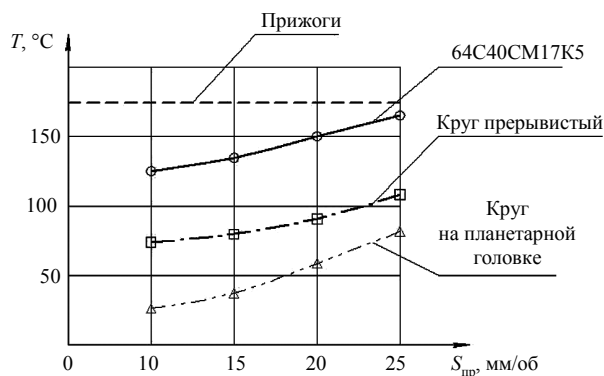


Рис. 3. Зависимость температуры в зоне резания от продольной подачи

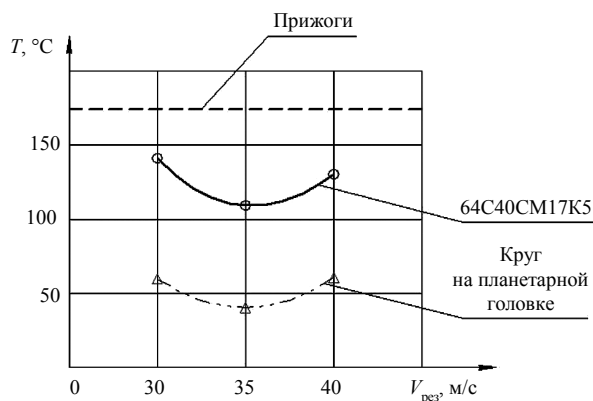


Рис. 4. Зависимость температуры в зоне резания от скорости резания

Существенное влияние на температуру шлифования оказывают режимы обработки. С увеличением

продольной подачи возрастает объем материала, срезаемый абразивными зернами в единицу времени, что приводит к увеличению силы резания и температуры. Повышение скорости вращения детали при постоянной поперечной минутной подаче сопровождается уменьшением контактной температуры, что обусловлено при неизменном объеме подводимого в зону резания материала уменьшением фактической глубины внедрения каждого зерна и времени контакта абразивных зерен с материалом. Увеличение скорости вращения детали при постоянной подаче на один оборот влечет за собой увеличение объема материала, срезаемого в единицу времени, следовательно, силы резания и температуры, изменение номера зернистости от 40 до 16 приводит к увеличению температуры на 25...30%. Влияние размеров абразивных зерен на температуру связано с увеличением их количества на единице рабочей поверхности инструмента, что приводит к повышению работы трения, изменению условий стружкообразования и размещения стружки в пространстве между зернами. Более благоприятный рельеф режущей поверхности абразивного круга (круг прерывистый) по сравнению со стандартным кругом, несмотря на некоторое увеличение длины дуги контакта, а также количества зерен, находящихся во взаимодействии с деталью, позволяет осуществлять процесс финишной обработки, характеризующийся меньшей теплонапряженностью.

Следует отметить, что при шлифовании кругом 64С40СМ17К5 через 10...15 мин температура в зоне резания начинает возрастать в связи с началом процесса «засаливания» его рабочей поверхности. В процессе шлифования лентой торцевыми шлифовальными кругами с помощью специального приспособления с планетарной головкой заметного увеличения температуры не обнаружено за 100 мин работы.

Таким образом, с точки зрения тепловых явлений очередное преимущество имеет метод прерывистого шлифования.

R. S. Muzafarov, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Izhevsk State Technical University
A. F. Mkrtychyan, Izhevsk State Technical University

Investigation of Thermal Effects in Grinding Rubber

The main dependency between most important functional, physical and mechanical and some operation conditions which control the process of cutting, is defined.

Key words: quality, grinding efficiency, thermal stress, treatment of rubber.