



ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 338.121

МОДЕРНИЗАЦИЯ КАК ИНСТРУМЕНТ ПЕРЕХОДА ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВЕННОГО КОМПЛЕКСА К ЧЕТВЕРТОМУ И ПЯТОМУ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМ УКЛАДАМ

Д-р экон. наук В.И. КРАВЦОВА,
кандидаты экон. наук А.В. НИКОЛАЕНКО и Д.В. БАРЫКИН
МГТУ "МАМИ" (8.495. 223-05-23)

Излагается возможность перехода российского производства, в том числе автомобильной промышленности, к четвертому и пятому технологическим укладам.

Ключевые слова: конкурентоспособность, автомобильная промышленность, модернизация, бенчмаркинг.

**Kravtsova V.I., Nikolaenko A.V., Barikin D.V.
MOTOR INDUSTRY POSSIBILITIES OF THE ACCELERATED TRANSITION
ON THE BASIS OF MODERNIZATION TO THE FOURTH AND THE FIFTH
TECHNOLOGICAL WAYS**

Possibilities of Russian motor industry transaction to the fourth and fifth technological ways is studied in this issue. Role of MSTU "MAMI" is defined in the given process.

Keywords: competitiveness, motor industry, modernization, benchmarking.

Согласно рейтингу Всемирного экономического форума, глобальный индекс конкурентоспособности России в течение года понизился на 12 позиций: если в 2008 г. она занимала 51-е место среди 133 стран, то в 2010 г. — лишь 63-е. Хотя значительная часть (семь из 25) интегрированных показателей, определяющих этот индекс и характеризующих инновационные возможности страны, в России находятся на относительно неплохом уровне. Например, по инновационному потенциалу и качеству институциональной базы она стоит на 42-м месте, конкурентоспособности фирм — на 46-м, уровню высшего образования и профессиональной подготовки — на 48-м, а по числу патентов на 1 млн жителей — на четвертом. Но даже здесь, как видим, национальный потенциал остается недоиспользованным. И это особенно заметно на фоне глобального экономического кризиса и усложняющейся гло-

бальной экономической среды. Отсюда вывод: сейчас наиболее важными становятся проблемы создания основ, обеспечивающих разумный экономический рост и устойчивость страны в новой среде. Причем приоритет в развитии, официально уже отданый инновационному пути, модернизации, должен быть подкреплен необходимыми организационно-управленческими решениями на всех уровнях государственной вертикали. Более того, в ее дальнейшем развитии приоритет целесообразно отдать системным инновациям и бенчмаркингу. В условиях перехода на инновационный путь развития бенчмаркинг как инструмент управления системными инновациями играет решающую роль. Это процесс выявления, изучения и адаптации лучших национальных и мировых практик и опыта для улучшения деятельности конкретной организации отрасли (организации со схожими процессами в своей отрасли; независимо от географической принадлежности).

Термин "лучшая практика" относится к подходам и методам, обеспечивающим получение выдающихся результатов, инновационным в плане использования технологий, ресурсов, получивших признание потребителей и экспертов. Бенчмаркинг вписывается во многие методы совершенствования процессов как один из элементов или шагов. Например, реинжиниринг бизнес-процессов предполагает кардинальные улучшения основных показателей деятельности путем модернизации перепроектирования существующих бизнес-процессов. Включение дополнительно бенчмаркинга в этот процесс позволяет увеличить показатели эффективности до 50—70 %. Следует отметить, что 84 % компаний за рубежом используют бенчмаркинг [1] в своей деятельности.

Как известно, общепризнанной концептуальной основой для рассмотрения механизма повышения национальной конкурентоспособности является концепция технико-экономического (технологического) уклада, т. е. системы технологически сопряженных производств и адекватных институтов [2]. Таких укладов, по мнению, сформировавшемуся в научной среде за последние два с половиной века, сменилось пять.

Основой первого были текстильные машины, и доминировал он (1776–1830 гг.) в трех странах — Великобритании, Франции и Бельгии; второй (1830–1880 гг.) базировался на паровом двигателе и станках и доминировал уже в пяти странах — Великобритании, Франции, Бельгии, Германии и США; третий (1880–1930 гг.) — это электродвигатель и сталь и семь стран (к странам второго уклада добавились Швейцария и Нидерланды); четвертый (1930–1980 гг.) — ДВС, нефтехимия и 29 стран — страны Западной Европы, США, Канада, Австралия, Япония; пятый (начался в 1980-е годы и продолжается в настоящее время) — это микроэлектроника и 36 стран. То есть в большинстве индустриально-технологически и постиндустриально развитых стран доминируют четвертый и пятый уклады. Но активно зарождается и следующий за ними — шестой. Россия с этой точки зрения отстает, что собственно, и зафиксировано в глобальном рейтинге конкурентоспособности и инновационности. У нас пока преобладают третий и четвертый уклады, а к пятому есть лишь отдельные подходы. Иначе говоря, разрыв в технологическом развитии между 36 ведущими странами и Россией составляет практически два уклада. Следовательно, возникла настоятельная необходимость в тщательно продуманной корректировке содержания последующих научно-технологических укладов. Причем решающую роль в этом должны сыграть РАН, отраслевые научно-исследовательские структуры и вузы.

Доказано [3], далее, что темпы экономического роста любой страны тесно связаны с номером доминирующего в ней технико-экономического уклада. С другой стороны, рост экономики коррелируется с уровнем национальной конкурентоспособности. Следовательно, уровень национальной конкурентоспособности зависит от технико-экономического уклада, господствующего в национальной экономике, так как именно им задаются и на его основе достигаются конкурентные преимущества и уровень инновационности производства. Следовательно, чтобы ускорить процесс развития науки, техники, технологий в целях перехода России к пятому технологическому укладу, необходимо сначала провести структурный анализ узких мест в развитии технологий, как минимум, 20 наиболее развитых стран и таких же мест в нашем развитии. Важно также изучить опыт Китая и Индии, которые по инновационной деятельности занимают соответственно 22-е и 35-е места в мировом рейтинге (Россия, как сказано выше, стоит на 42-м).

И в практической работе следует руководствоваться вполне определенными правилами. Например, в связи с тем, что каждый новый технологический уклад базируется на степени освоения предшествующих, то первый этап модернизации следует ориентировать не только на "скачки" через уклады, а и на решение задач, позволяющих создать научно-технический, технологический плацдарм диффузии освоенного уклада во все сферы хозяйственного комплекса. В нашем случае — достижение четвертого технологического уклада (дополняющая модернизация), что позволит уверенно внедрять пятый уклад, а также подготовиться к укладу шестому.

Полагаем, что нам, в первую очередь, следует добиться полного использования достижений науки, техники, технологий четвертого научно-технического уклада, диффузии свойственных ему результатов науки и технологий, техники. Это обеспечит существен-

ное повышение научно-технического потенциала процесса воспроизводства, сформирует базу для массированного перехода к пятому технологическому укладу, сократит разрывы в уровне развития отраслевых процессов, а следовательно, минимизирует диспропорции и основания для локальных отраслевых кризисов внутри совокупного национального комплекса.

Однако следует иметь в виду: особенности укладов заключаются в том, что они все-таки допускают определенное "перешагивание" через них, т. е. форсированное развитие по отдельным, наиболее существенным и характерным для них направлениям. Поэтому первые три десятилетия XXI века Россия на основе планомерного стратегического анализа и управления имеет вполне реальные возможности для качественного повышения уровня национальной конкурентоспособности в результате перехода от доминирующих в данный момент третьего и четвертого укладов к пятому и шестому.

Такой переход требует детального изучения ядра шестого технологического уклада учеными РАН, отраслевых НИИ и вузов, обоснованного извешенного выбора ключевых, оказывающих существенное влияние на уровень национальной конкурентоспособности и адекватные ей стиль, качество, уровень жизни граждан, технологий, целенаправленного их развития, а также опережающей подготовки специалистов всех уровней, готовых к оперативному практическому использованию новых технологий.

Но отдавая приоритет развитию новых технологических укладов на инновационной основе, целесообразно расширять и укреплять позиции России в тех областях, продукция которых имеет максимально высокий уровень добавленной стоимости, была и остается конкурентоспособной на мировом рынке, обеспечивает национальную безопасность и устойчивое развитие страны. Что позволит более равномерно и плавно поднимать и удерживать на опережающем научно-техническом уровне производство, дифференцировать экспорт сырьевых продуктов в пределах разумной достаточности, увеличить доходы производителей и налоговые поступления в бюджеты всех уровней.

Таковы общие соображения. Чтобы рассмотреть новый подход к росту конкурентоспособности более конкретно, в МГТУ "МАМИ" провели, используя форсайтные методы исследования отбора ключевых отраслей и рыночных ниш, в которых потенциально сильные позиции России могут быть повышенены, а также определили перспективные технологии шестого технологического уклада. Результаты этих исследований, если коротко, следующие:

1. Базисные направления развития: оптоэлектроника, генная инженерия растений и животных, информационные сети и системы, нанотехнологии, психонетика, метапсихонетика.

2. Приоритетность производственных технологий для машиностроения: новые гибкие автоматизированные системы; роботизированные комплексы; самообучающиеся и электронные предприятия; безотходные, экологически чистые технологии, по которым уже сформированы научные школы и ожидаются положительные результаты; возобновляемые энергоресурсы; водородная энергетика; новые поколения композиционных и конструктивных материалов; космические технологии.

3. Технологии непроизводственной сферы: базы знаний, глобальные системы научной информации; образовательно-культурные информационные системы, доступное для всех граждан дистанционное обучение; национальные и глобальные медицинские информационные системы; домашние информационные системы; электронные коттеджи; глобальные сети банковской, коммерческой, экологической, экономической и управлеченческой информации; новые системы управления на микро- и макроуровнях.

4. Технологии обороны и правопорядка: новые поколения высокоточного оружия; средства борьбы против терроризма; новые технологии поддержания правопорядка, контроля за разоружением; технологии действия при чрезвычайных ситуациях и угрозах национальной безопасности.

5. Новые технологии управления национальным хозяйством и социальным развитием на основе проходящих в мире процессов социализации производственных отношений, психонетики и метапсихонетики.

Эти результаты не расходятся с мировыми. Например, анализ [4] прогнозов 26 технологически развитых и трех (Китай, Индия, Бразилия) наиболее быстро развивающихся стран показывает, что многие из технологий, относящихся к перечисленным областям, включены 29 странами в списки приоритетных (см. таблицу). Причем эти списки содержат также технологии, относящиеся к пятому технологическому укладу, что свидетельствует о практической направленности рассмотренных прогнозов. Кроме того, информация, содержащаяся в таблице, называет также возможных конкурентов России в пятом и шестом технологическом укладах.

В России идентификацией приоритетных технологий будущего продолжают заниматься известные ученые С.Ю. Глазьев, В.В. Ивантер, Б.Н. Кузык, Ю.Б. Яковец.

Так, В.В. Ивантер и Б.Н. Кузык [5] выделяют семь элементов системы инновационно-технологических приоритетов до 2030 г. Среди них: биотехнологии и биомедицина; наноэлектроника и фотоника; информационно-коммуникационные системы; возобновляемые энергоресурсы, водородная энергетика, энергосбережение; принципиально новые материалы; новые

поколения ресурсосберегающих гибких производственных технологий; новые авиакосмические технологии, принципиально новые средства транспорта; новые поколения вооружений, средств борьбы против терроризма и поддержания правопорядка. И эти приоритеты выбраны обоснованно. Выполненные в МГТУ "МАМИ" исследования доказывают: список необходимо расширить — с тем, чтобы обеспечить комплексное развитие отраслей национального хозяйственного комплекса, гарантирующее не только экономическую, но и национальную безопасность страны.

Анализ показывает, что список российских технологических приоритетов гораздо менее детализирован, чем список развитых и ключевых развивающихся стран. Да и сформулированы они в более общей форме и почти дословно повторяют названия соответствующих элементов шестого технологического уклада. То есть российская система инновационно-технологических приоритетов дает лишь общие ориентиры для формирования государственных программ финансирования, создавая тем самым предпосылки для низкого уровня опережающей целевой и отраслевой ориентации.

К сожалению, такая практика продолжается в течение последних 10–15 лет, хотя компьютерные технологии и телевидение могли бы давно уже организовать в постоянном режиме обсуждение с привлечением научных и заинтересованных в перспективах развития России граждан этой важной и чрезвычайно интересной проблемы.

Кроме того, процесс отбора инновационно-технологических приоритетов у нас недостаточно прозрачен. Например, если в ряде стран к их обоснованию и формированию привлекаются ключевые государственные деятели, представители высшего образования, науки, бизнеса, общественности, то в России это исключено: решения принимаются на высшем уровне, причем решения окончательные.

Наконец, в России как не было, так и нет установленной процедуры корректирования системы инновационно-технологических приоритетов. Между тем в индустриально-технологически и постиндустриально развитых странах процесс отбора технологий проводит-

Область	США	Канада	Китай	Дания	Южная Корея	Индия	Великобритания	Страны ЕС
Устойчивое развитие и защита окружающей среды	×	×	×	×	×	×	+	×
Информационные и коммуникационные технологии	×	×	×	×	—	—	—	—
Биотехнологии и науки о жизни	×	×	×	—	+	—	—	—
Здравоохранение (включая медицинское оборудование) и питание	×	×	—	—	—	—	—	—
Энергетика	—	+	+	+	+	—	+	—
Производственные процессы	—	—	—	—	—	—	—	—
Материалы	—	+	—	—	—	—	—	—
Нано- и микротехнологии	+	—	—	—	—	—	—	—
Транспорт и логистика	—	—	—	—	—	—	—	—
Авиация и космонавтика	—	—	—	—	—	—	—	—
Строительство	+	—	—	—	—	—	—	—
Защита и безопасность	—	—	—	—	—	—	—	—
Электроника	—	—	—	—	—	—	—	—
Оптические технологии	—	—	—	—	—	—	—	—
Водный транспорт и морская техника	—	—	—	—	—	—	—	—

П р и м е ч а н и я: знаком "×" обозначено активное участие страны; знаком "+" — средняя активность и знаком "—" — нулевая активность.

ся регулярно (в Японии — каждые пять лет, в США — практически непрерывно).

Учитывая международный опыт [6], для решения перечисленных проблем можно и нужно более активно использовать адаптированные к российским условиям методы технологии "форсайт", репертуарных решеток, интегрированных показателей и др. Специалисты МГТУ "МАМИ", в том числе и авторы статьи, разрабатывают рабочие методики исследований, алгоритмы выбора приоритетных для России технологий и их список для пятого технологического уклада, отвечающий требованиям подготовки перехода к шестому технологическому укладу.

И последнее. Не секрет, что конкурентоспособность, значения важнейших ее критериев зависят от инновационной активности. Но принимаемые в России меры на различных уровнях управления и формирования идеологии устойчивого конкурентоспособного развития пока еще очень слабо учитывают результаты текущего глобального экономического кризиса. Исследования же, проведенные в МГТУ "МАМИ", показали, что принимаемые антикризисные меры малоэффективны, поскольку из-за отсутствия теории кризисов в условиях транснационализации рынков не носят системный и упреждающий характер. Нет у нас и прогнозов формирования и развития отраслевых кризисов. А если есть, то они крайне слабо ориентированы на посткризисное конкурентоспособное развитие. Печальный пример тому — отрасли российского машиностроительного комплекса.

УДК 65

ИНТЕГРАЦИОННЫЙ МАРКЕТИНГ КАК ОСНОВА УПРАВЛЕНИЯ ИННОВАЦИОННЫМ ПОТЕНЦИАЛОМ РЕГИОНА

Канд. экон. наук Л.М. МАРЧЕНКОВА

Орловский ГИЭТ (8.910.310-99-28)

Одним из основных средств обеспечения эффективного развития региона является управление инновационным потенциалом. Но не все регионы страны одинаково воспринимают инновационные изменения. Всякое нововведение ведет к нарушению устойчивости в стране, регионе, организации, вызывает в них внутреннее напряжение. Следовательно, между целью инновации и стабильностью страны возникает противоречие, преодоление которого связано с управлением инновационным потенциалом.

Ключевые слова: инновации, инновационный потенциал, интеграционный маркетинг, управления инновационным потенциалом.

Marchenkova L.M.

INTEGRATION MARKETING AS A BASIS UPRAVLNIYA INNOVATIVE POTENTIAL REGION

One of the main means of ensuring effective development of the region is to manage innovation. But not all regions of the country equally perceive innovative changes. Every innovation leads to the violation of stability in the country, region, organization, cause them internal stress. Consequently, between the goal of innovation and stability of the country there is a contradiction, the overcoming of which is associated with the management of innovation.

Keywords: innovation, innovation capabilities, integration marketing, management innovation.

Инновационный потенциал — база развития любого региона [1]. Он состоит из самостоятельных системных категорий, которые, взаимодействуя, дают итоговый синергетический эффект. Эти категории — научно-технический, производственный, экономический, кадровый, организационный и информационный по-

исходя из реальных сложностей, вызванных сложившейся в конце XX столетия ситуацией в России, для сбалансированного с национальными потребностями экономического развития на самодостаточном по международным критериям уровне в начале XXI века России стратегически необходимо восстановить объем и структуру хозяйственного комплекса, удовлетворяющего оптимальным потребностям в материальных, социальных, духовных благах, обеспечивающих ей устойчивую конкурентоспособность, национальную безопасность и равноправное партнерство на мировых рынках. Для чего нужны как оперативные непрерывные, так и упреждающие стратегические действия со стороны государственных органов управления и организаций (предприятий), а также всех социальных классов и групп населения. Эти действия должны быть ориентированы на развитие практической экономики, науки, образования, культуры, управления при единстве их целей и интересов. Другого просто не дано.

Литература

- Харингтон Х.Дж., Харингтон. Дж.С. Бенчмаркинг в лучшем виде!: пер. с англ. под ред. Резниченко Б. — СПб.:, 2004. — 176 с.
- United Nations Industrial Development Organization (2005), UNIDO Technology Foresight Manual, vol. 1, 2.
- A lead market initiative for Europe, Brussels: Commission of the European Communities, 21.12.2007.
- National Research Council, <http://www.nationalacademies.org/nrc>
- Ивантер В.В., Кузык Б.Н. Будущее России: инерционное развитие или инновационный прорыв. М., 2005.
- The 3rd Korean Foresight Exercise, > www.efmn.eu/downloads/briefs/korea-2030/download.html.2004

тенциалы. Что, в общем-то, всем известно. Однако грамотно управлять их совокупностью, следовательно, инновационным потенциалом в целом, удается, к сожалению, не везде.

Причины очевидны. Во-первых, дело это для нашей страны сравнительно новое: по сути, становление рыночной экономики у нас еще не состоялось; во-вторых, руководство многих регионов психологически пока не перестроилось на нее; в-третьих, еще не накоплен опыт комплексного применения перечисленных выше системных категорий. Хотя, надо сказать, многие уже поняли, что инновационный потенциал представляет собой имеющиеся в обществе возможности по использованию новшеств во всех сферах деятельности и что именно он — основа социального, экономического, технологического и технического развития каждого региона. Потому что он и есть совокупность всех видов ресурсов, обеспечивающих устойчивое и эффективное функционирование региональной социально-экономической системы.

Развитие инновационного потенциала региона может осуществляться, как уже упоминалось, только через развитие всех его составляющих. Но для этого, очевидно, необходимо знать состояние каждой составляющей. Другими словами, располагать результатами диагностирования внутренней среды региона, которая построена из элементов, образующих его производственно-хозяйственную систему[2].

Эти элементы для удобства анализа целесообразно сгруппировать в пять блоков: продуктовый — направление деятельности региона и ее результаты в виде

продуктов и услуг (проекты и программы); функциональный — преобразование ресурсов и управления в продукты и услуги в процессе трудовой деятельности; ресурсный — материально-технические, трудовые, информационные и финансовые ресурсы; организационный — структура, технология процессов по всем функциям и проектам, организационная культура; управления — общее руководство, система и стиль управления.

Оценивать их следует по схеме "ресурс → функция → → проект". При этом под проектом следует понимать выпуск и реализацию нового продукта (услуги) или новое направление деятельности. Задачи же оценки инновационного потенциала могут ставиться в трех плоскостях — либо как частная оценка готовности региона к реализации одного нового проекта, либо как комплексная оценка текущего состояния региона относительно уже реализуемых проектов, либо как сочетание этих оценок. Какому из вариантов отдать предпочтение зависит от конкретных обстоятельств. И исходить здесь надо из того, что управление инновационным потенциалом направлено на максимальное его использование и развитие, а его цель — активизация инновационной деятельности всех субъектов хозяйствования, функционирующих на данной территории.

Чтобы добиться поставленной цели, органы управления регионом и муниципальные органы управления должны, очевидно, способствовать систематическому претворению в жизнь мероприятий по разработке новшеств, их внедрению в достаточно полном объеме и в соответствии с нормативно-правовыми документами и стандартами. Иначе говоря, задачи управления инновационным потенциалом должны входить в должностные обязанности руководителей всех уровней. Но надо иметь в виду, что эффективность управленческой работы определяется не только их профессионализмом, компетентностью в соответствующих вопросах, но и чувством ответственности за результаты реализуемых нововведений.

Немаловажно также, чтобы распределение должностных обязанностей было юридически обоснованным, в том числе и с точки зрения пределов полномочий каждого конкретного руководителя. И лучший инструмент оформления должностных обязанностей — региональный стандарт.

Основной критерий эффективности процесса управления инновационным потенциалом — устойчивость социально-экономического развития региона. Чтобы темпы развития были высокими, необходимы наличие и успешное функционирование маркетинговой системы в областях стратегического интереса, системы научно-технического прогнозирования (раннего распознавания перспективных направлений развития науки и техники), а также динамичной информационной системы обеспечения маркетинговых исследований, ранжирования и отбора предложений в портфель инноваций; научных методов оценки и экономического обоснования. Причем особое внимание следует уделять интеграционному маркетингу — деятельности, которая направлена на удовлетворение экономических, социальных и экологических нужд и потребностей живущего в регионе населения и функционирующих в нем хозяйствующих субъектов, а также самих органов управления и основана на исследовании, уч-

те и использовании связей между отдельными подсистемами, обмене информацией между ними [1].

Такой маркетинг имеет ряд безусловных достоинств при решении задач управления инновационным потенциалом.

Во-первых, очевидно, что разные его элементы, используемые как внутри, так и за пределами региона, получаются хорошо скординированными между региональными органами власти и самостоятельными субъектами хозяйствования, функционирующими на его территории. Во-вторых, все маркетинговые средства направлены на одновременное достижение одних и тех же целей. В-третьих, между его элементами и внутри каждого из них появляются связи и зависимости, формируемые единой направленностью действий. То есть интеграционный маркетинг позволяет координировать действия, проводить сбалансированную политику по управлению инновационным потенциалом региона.

Конечно, интеграционный маркетинг — довольно сложная система. Уже хотя бы потому, что он многослойный. Он включает население и органы управления региона; людей, выполняющих определенные функции на предприятиях, в организациях и органах управления. В том числе в формальных и неформальных организациях (партиях, ассоциациях и т. д.). С другой стороны, они же, как и инновационный потенциал, являются объектом интеграционного маркетинга. Однако эти сложности в условиях рыночной экономики окупаются: именно рыночная среда формирует интеграционный маркетинг, поскольку открывает возможности для развития или создает угрозу дальнейшему существованию инновационного потенциала. Причем главные составляющие рыночной среды в долгосрочной перспективе — спрос и конкуренция, природная и экологическая среды, находящиеся в постоянном изменении.

Анализ собственных управленческих ресурсов и возможностей устойчивого и эффективного функционирования региональной социально-экономической системы позволяет разработать меры воздействия на инновационный потенциал. Но поскольку существует множество факторов, влияющих на управленческие решения, то здесь нужен системный подход. То есть подход, при котором любая система, в том числе и инновационный потенциал, рассматривается как совокупность взаимообусловленных элементов, ориентированных на достижение определенных целей развития с учетом внутренних и внешних факторов.

В рассматриваемом случае система состоит из четырех подсистем: целевой, обеспечивающей, управляющей и управляемой (см. рисунок).



Первая из них формирует цели и задачи управления инновационным потенциалом. Это максимальное использование имеющегося потенциала и его развитие. Вторая призвана обеспечить выполнение соответствующих задач интеграционного маркетинга — информационное, правовое и ресурсное его обеспечение. К ее компонентам относится управление потенциалами организации технологии управления, исследований и разработок, маркетинга, технологий и производства, персонала, финансовой и информационной базами.

В рамках третьей (управляющей) подсистемы осуществляются анализ, прогнозирование, обоснование принимаемых решений, разрабатываются и реализуются управленческие решения в отношении инновационного потенциала. То есть она является основополагающей и координирующей подсистемой, к которой относится управление персоналом, разработкой и принятием управленческих решений, координация и контроль выполнения мероприятий по использованию и развитию инновационного потенциала, взаимосвязей уровней управления по вертикали и горизонтали.

Управляемая подсистема отвечает за планирование, организацию, мотивацию, регулирование, координацию, учет и контроль за портфелем нововведений, разработку конкретных стратегий создания новшеств и их внедрение.

Если управление инновационным потенциалом тоже рассматривать как систему, то ее "выход" представляет собой именно инновационный потенциал. Поэтому он должен отвечать главным требованиям целевой подсистемы — максимальному использованию и разви-

тию этого потенциала. Однако "выход" системы обязательно зависит от ее "входа" — инновационных возможностей региона (технологических, технических, кадровых, информационных, финансовых, организационных и временных ресурсов). И если все составляющие "входа" отвечают требованиям оптимальности и эффективности, то и "выход" будет оптимальным и эффективным.

Такое согласование в любой системе обеспечивает "обратная связь". В рассматриваемом случае это требования, рекламации, новая информация клиентов, поставщиков, сотрудников, новые условия осуществления хозяйственной деятельности, возникшие в связи с последними достижениями научно-технического прогресса и различного рода изменениями.

Таким образом, комплексное, основанное на интеграционном маркетинге рассмотрение системы управления инновационным потенциалом позволяет, как видим, адекватно исследовать и оценить фактическое состояние этого потенциала и наметить пути его развития.

Литература

- Самостроенко Г.М. Формирование стратегии развития региона на основе интеграционного маркетинга. Монография. Орел: Изд-во ОРАГС, 2002. — 304 с.
- Молодцова Р.Г. Инвестиции и инновации в концепции экономического роста: Научное издание. — М.: Изворос. ЭА, 1997.
- Пригожин А.И. Нововведения: стимулы и препятствия (социально-экономические проблемы инноватики). — М.: Политеиздат, 1989. — 29 с.
- Ченцова Е.П., Тихонова О.Н. Использование прогрессивной информационной технологии для реализации маркетинговой стратегии фирмы // Материалы международной методической конференции. Часть 2. Приволжский дом знаний, апрель, 1998. — Пенза, 1998. — С. 95—97.



Совет Директоров ОАО "АвтоВАЗ" принял решение об увеличении заработной платы работникам на 10 %.

Напомним, в 2008 г. заработная плата была заморожена; в 2009-м, из-за обвала рынка и серьезного сокращения производственной программы завода, трудовой коллектив и менеджмент приняли совместное решение об уменьшении заработной платы. Теперь же, в связи с выходом компании на операционную прибыль и ростом продаж автомобилей ВАЗ, в том числе благодаря госпрограмме утилизации, появилась, наконец, возможность ее повышения.

В сентябре продажи компании превысили весь объем автомобилей, реализованных в 2009 г., а до конца 2010-го здесь рассчитывают продать около 568 тыс. готовых автомобилей и 80 тыс. машинокомплектов.

По информации пресс-службы ВАЗа

Компания "Русские Автобусы — Группа ГАЗ" выиграла конкурс Министерства образования Молдавии на поставку 15 школьных автобусов на общую сумму более 19 млн руб. В рамках государственной программы "Школьный автобус" республика закупила 14 автобусов ПАЗ-4234-70 и один ЛиАЗ-5256 для обеспечения сельских школ транспортом для перевозки детей.

Школьные автобусы среднего класса ПАЗ-4234-70 комплектуются дизелями ММЗ,

мостами КААЗ и механическими коробками передач СААЗ. Школьный автобус большого класса ЛиАЗ-5256 — двигателем и механической коробкой передач производства Ярославского моторного завода и венгерскими мостами "Раба".

Рабочее место водителя оборудовано наружной и внутренней громкоговорящей установками, в салоне установлены кнопки экстренной связи с водителем в каждом ряду. Специальные устройства ограничивают скорость (не более 60 км/ч) и препятствуют движению автобуса при открытых или не полностью закрытых пассажирских дверях, а дополнительная ступенька поможет забраться в автобус даже самым маленьким пассажирам. В салоне автобусов ПАЗ-4234 размещены 30 пассажирских кресел, ЛиАЗ-5256 — 44, оборудованные ремнями безопасности.

Все автобусы для перевозки детей оснащаются электроподогревом зеркал заднего вида и устройством для подачи звукового сигнала при движении задним ходом.

По информации пресс-службы "Группы ГАЗ"

В Набережных Челнах начата сборка грузовых автомобилей "Мерседес-Бенц". Первой освоенной моделью стал флагман модельного ряда в сегменте международных перевозок "Актрос 1841 LS".

Компания "Мерседес-Бенц Тракс Восток", совместное предприятие концерна "Даймлер АГ" и ОАО "КамАЗ", начала свою работу в начале 2010 г. как генеральный импортер грузовых и специальных автомобилей "Мерседес-Бенц", а также автобусов "Сетра" в России. В число ее приоритетных задач входило не только расширение дилер-

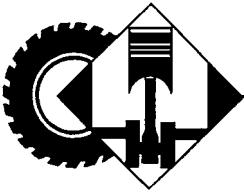
ской сети и сети авторизованных сервисных партнеров, но и организация сборки грузовых автомобилей "Мерседес-Бенц" в России.

Для осуществления последней задачи компанией "Мерседес-Бенц Тракс Восток" была выбрана производственная площадка в г. Набережные Челны. В течение 10 месяцев проводилось обучение технического персонала в Германии, закупалось и отстраивалось оригинальное оборудование, позволяющее собирать до 4500 автомобилей в год. 30 сентября линия сборки начала работу.

Модельный ряд грузовых автомобилей, которые будут собираться на заводе "Мерседес-Бенц Тракс Восток" в России, практически не ограничен. В первое время в основном будут обрабатываться заказы на "Актрос" и "Аксор", однако с увеличением объемов продаж для сборки в Набережных Челнах будут также доступны "Атего" и специальные АТС — "Зетрос" и "Унимог". В 2011 г. начнется сборка обновленных моделей "Аксор" и "Атего", мировая премьера которых состоялась в сентябре на выставке коммерческой техники IAA-2010 в Ганновере.

Качество автомобилей, собираемых в России, будет абсолютно таким же, как у аналогов, производимых на заводах фирмы в Германии или в Турции. Более чем 40-летний опыт успешной организации сборки автомобилей в более чем 50 странах мира дает уверенность в том, что хорошо обученные сотрудники и оригинальные компоненты позволят четко соблюсти высокие стандарты качества "Мерседес-Бенц".

По информации пресс-службы КамАЗа



КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 62-97/-98

КОНСТРУКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДВС

Канд. техн. наук Ф.Х. ХАЛИУЛЛИН, В.М. МАТРОСОВ

Казанский ГТУ имени А.Н. Туполева (843. 231-01-06),
Казанский филиал КБ ОАО "Туполев" (843. 571-97-80)

Рассматриваются зависимости между характеристиками крутильных колебаний коленчатого вала и его конструктивными параметрами. Представлен расчет на крутильные колебания коленчатого вала восьмицилиндрового четырехтактного V-образного двигателя с исходными и измененными конструктивными параметрами, проведен анализ результатов расчета.

Ключевые слова: крутильные колебания, коленчатый вал, конструктивные параметры коленчатого вала, характеристики крутильных колебаний, двигатель внутреннего сгорания.

Khaliullin F.Kh., Matrosov V.M.

THE STRUCTURAL PARAMETERS OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE AND TORSIONAL OSCILLATIONS CHARACTERISTICS OF CRANKSHAFT

Dependences between the crankshaft torsional oscillations characteristics and its structural parameters are presented. The octacylinder four-cycle V-engine crankshaft torsional oscillations calculation with the basic and modified parameters is presented, the results of the calculation are analyzed.

Keywords: torsional oscillations, crankshaft, crankshaft structural parameters, torsional oscillations characteristics, internal combustion engine.

Крутильные колебания, возникающие в сечениях коленчатого вала, создают дополнительные напряжения в его материале, а значит, снижают долговечность и ресурс ДВС. Причем особенно опасны с этой точки зрения резонансные колебания. И поэтому при проектировании ДВС очень важно выбрать такие конструктивные параметры коленчатого вала (диаметры и длины коренной и шатунной шеек, а также толщины

щек), при которых этот вид крутильных колебаний располагался бы вне зоны рабочих частот вращения коленчатого вала или, в крайнем случае, их характеристики (дополнительные резонансные напряжения, мощность, затрачиваемая на колебания, и удельный расход топлива при них) были бы возможно менее "вредными".

Так должно быть, но, к сожалению, бывает далеко не всегда. Это подтверждают расчеты на крутильные колебания коленчатого вала практически любого серийного ДВС. Так, авторы статьи провели такой расчет для коленчатого вала восьмицилиндрового четырехтактного V-образного дизеля КамАЗ 740.81—450 сначала при исходных (серийных) конструктивных параметрах, а затем изменения диаметр и длину коренной и шатунной шеек, а также толщину щеки. Полученные результаты (см. таблицу) позволили установить, каким образом эти изменения сказываются на характеристиках крутильных колебаний. И вот что было установлено.

С увеличением, по сравнению с серийной (вариант 1), длины шатунной шейки (вариант 2) резонансная частота уменьшается, а с уменьшением (вариант 3), наоборот, увеличивается. Однако ни то, ни другое на дополнительных резонансных напряжениях из-за крутильных колебаний практически не сказывается: при изменении $L_{шш}$ на $\pm 15\%$ эти напряжения изменяются всего лишь на 0,1—0,4 %. Максимальное значение резонансной частоты достигается при номинальной длине коренной шейки, а при уменьшении или увеличении длины частота снижается. Дополнительные же резонансные напряжения, возникающие вследствие крутильных колебаний, тем меньше, чем больше длина коренной шейки.

С увеличением диаметра шатунной шейки резонансная частота растет, поскольку жесткость шейки становится больше. Но усиливаются и резонансные напряжения вследствие крутильных колебаний, что

№ варианта	Диаметр шейки, м		Длина, шейки, м		Толщина щеки, м	Резонансная частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	Дополнительные резонансные напряжения, МПа	Мощность, затрачиваемая на колебание, кВт	Прирост удельного расхода топлива при резонансных колебаниях, г/(кВт · ч)
	коренной	шатунной	коренной	шатунной					
1	0,095	0,08	0,037	0,068	0,026	1625,029	20,533	0,1935	0,12844
2	0,095	0,08	0,037	0,078	0,026	1568,843	20,459	0,1934	0,13029
3	0,095	0,08	0,037	0,058	0,026	1685,807	20,606	0,1946	0,12677
4	0,095	0,08	0,047	0,068	0,026	1615,463	20,080	0,1925	0,12857
5	0,095	0,08	0,027	0,068	0,026	1619,796	20,867	0,1946	0,12966
6	0,095	0,09	0,037	0,068	0,026	1750,843	22,580	0,1899	0,11700
7	0,095	0,07	0,037	0,068	0,026	1389,818	17,520	0,1970	0,15200
8	0,105	0,08	0,037	0,068	0,026	1649,985	16,060	0,1935	0,12660
9	0,085	0,08	0,037	0,068	0,026	1568,66	26,459	0,1930	0,13250
10	0,095	0,08	0,037	0,068	0,021	1597,369	20,283	0,1937	0,13070
11	0,095	0,08	0,037	0,068	0,031	1638,522	20,653	0,1935	0,12740

объясняется различной интенсивностью изменения мощности, затрачиваемой на колебания, и момента сопротивления сечения на кручение.

Что же касается коренной шейки, то с увеличением ее диаметра резонансная частота тоже повышается. Однако дополнительные резонансные напряжения, вызываемые крутильными колебаниями, наоборот, становятся меньше, поскольку диаметр эквивалентной системы принимается равным диаметру коренной шейки, т. е. диаметр эквивалентной системы увеличивается.

С утолщением щеки резонансная частота растет. Но на дополнительных резонансных напряжениях, возникающих вследствие крутильных колебаний, такая мера оказывается незначительно: увеличивается всего на единицы процентов.

С ростом длины шатунной шейки мощность, затрачиваемая на крутильные колебания, уменьшается. Поэтому удельный расход топлива дизелем при резонансных колебаниях возрастает. В отношении же коренной шейки такого сказать нельзя: мощность снижается интенсивней, а удельный расход топлива растет, но не так интенсивно.

С увеличением диаметра шатунной шейки мощность, затрачиваемая на крутильные колебания, уменьшается. Снижается и удельный расход топлива при резонансных колебаниях. При увеличении диаметра коренной шейки мощность, затрачиваемая на крутиль-

ные колебания, практически не меняется, однако расход топлива снижается.

С увеличением толщины щеки мощность, затрачиваемая на крутильные колебания, тоже не меняется, а с ее уменьшением несколько снижается.

Расход топлива на совершение крутильных колебаний в первом случае становится несколько меньше, а во втором — больше.

Таким образом, на величину резонансной частоты дизеля самое большое влияние оказывает изменение диаметров шатунной и коренной шеек: с их увеличением эта частота растет, что является положительным фактором. С удлинением коленчатого вала резонансная частота падает. Поэтому, уменьшая длины шатунных и коренных шеек, необходимо стремиться к сокращению общей длины проектируемого коленчатого вала. Но здесь следует иметь в виду, что утолщение щеки влияет на увеличение общей длины вала незначительно, но повышает его жесткость, что, в свою очередь, приводит к росту резонансной частоты.

Увеличение диаметров коренных и шатунных шеек снижает удельный расход топлива при резонансных колебаниях, но увеличивает массогабаритные размеры вала и, соответственно, всего двигателя.

Отсюда вывод: при проектировании коленчатых валов ДВС необходимо искать компромиссные решения. Либо усложнить конструкцию, встраивая в нее гасители крутильных колебаний.

УДК 629.1.06

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПОСТОЯННЫХ МАГНИТОВ В КАТУШКАХ ЗАЖИГАНИЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕМ СОВРЕМЕННЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Канд. техн. наук П.Н. КЛЮКИН

МГТУ "МАМИ" (8.495. 223-05-23)

Раскрываются особенности работы катушек зажигания последнего поколения с постоянными магнитами. Приводятся характеристики применяемых магнитов и оценка их влияния на энергетические параметры системы зажигания.

Ключевые слова: катушка зажигания с постоянными магнитами, система зажигания, микропроцессорная система управления двигателем.

Klyukin P.N.

PERMANENT MAGNETS WITHIN IGNITION COILS:
CHARACTERISTICS OF CONTEMPORARY ENGINE CONTROL SYSTEMS

This article reveals some working features of contemporary ignition coils with permanent magnets. Characteristics of magnets applied and an estimation of its influence on power parameters in the ignition system are supplied.

Keywords: ignition coil with permanent magnets, COP, ignition system, microprocessor engine control system.

Совершенствуя катушки зажигания бензиновых и газовых двигателей, специалисты стремятся увеличить их энергоемкость и одновременно уменьшить габаритные размеры. С этой целью в некоторых катушках зажигания зарубежного производства на сердечник магнитопровода с двух сторон в направлении "размагни-

чивания" по отношению к МДС обмотки (рис. 1) с недавнего времени начали устанавливать постоянные магниты, позволяющие обеспечить энергию искрового разряда порядка 40—80 мДж. Длина этих магнитов составляет от 2,4 мм до 4 мм.

Наибольшее распространение получили редкоземельные изотропные магниты на основе сплава неодим—железо—бор (Nd—Fe—B), в исключительных случаях — на основе сплава самарий—кобальт (Sm—Co). Магниты производят по технологии порошковой металлургии (спеченные магниты) следующих параметров при рабочей температуре: $Br = 1-1,3$ Тл, $H_c = 700-950$ кА/м. На рис. 2 приведено семейство кривых размагничивания магнитов при разных температурах.

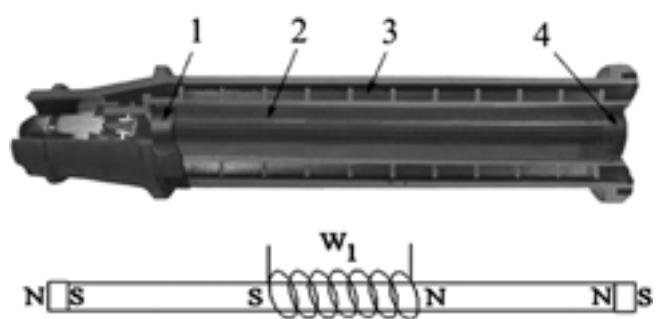


Рис. 1. Катушка зажигания и сердечник с постоянными магнитами:

1 и 4 — постоянные магниты; 2 — сердечник магнитопровода; 3 — вторичная обмотка

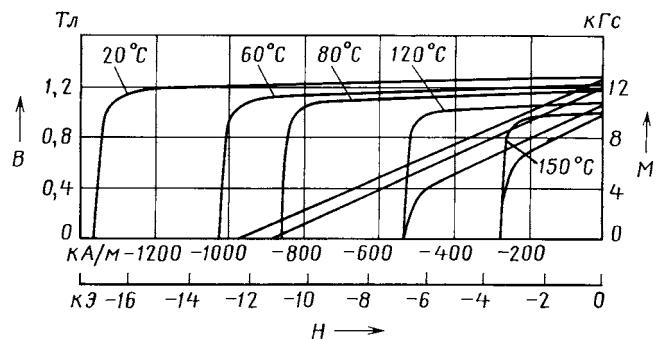


Рис. 2. Кривые размагничивания постоянных магнитов Nd—Fe—B, применяемых в катушках зажигания:

1 — $T = 20^{\circ}\text{C}$; 2 — $T = 60^{\circ}\text{C}$; 3 — $T = 80^{\circ}\text{C}$; 4 — $T = 120^{\circ}\text{C}$;
5 — $T = 150^{\circ}\text{C}$

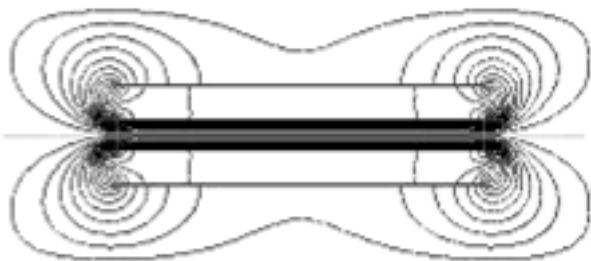


Рис. 3. Магнитное поле катушки зажигания с постоянными магнитами при отсутствии тока в обмотке

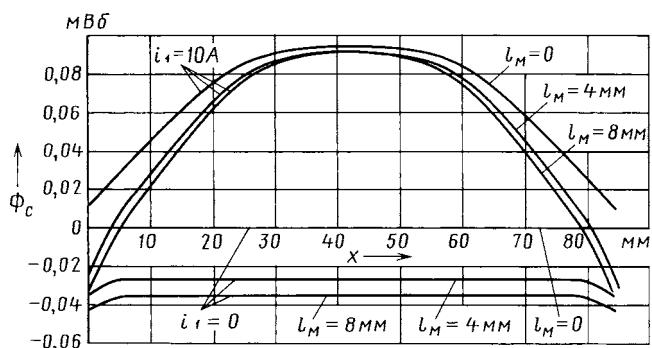


Рис. 4. Распределение магнитного потока в сердечнике магнитопровода:

1 — $l_M = 0$ и $i_1 = 10\text{ A}$; 2 — $l_M = 4\text{ mm}$ и $i_1 = 10\text{ A}$; 3 — $l_M = 8\text{ mm}$ и $i_1 = 10\text{ A}$; 4 — $l_M = 0$ и $i_1 = 0$; 5 — $l_M = 4\text{ mm}$ и $i_1 = 0$;
6 — $l_M = 8\text{ mm}$ и $i_1 = 0$

Как показали исследования, при тех же габаритных размерах магниты могут увеличить запасаемую энергию в магнитном поле катушки на 40—50 %. Для достижения подобного результата другими способами потребовалось бы значительно увеличить размеры катушки, поскольку ограничивающим фактором является насыщение ее магнитной системы.

Исследование влияния постоянных магнитов на параметры магнитного поля и энергетические показатели катушек проводилось с помощью компьютерного моделирования по методу конечных элементов, реализованному в программном пакете ANSYS Multiphysics v.11, и программы, написанной автором. В расчетах использовались математические модели катушек различных

производителей и данные собственных измерений. Конечно-элементная модель представляла собой двухмерный осесимметричный образ областей материалов катушки, адаптивную сетку, состоящую из 35 тыс. элементов, магнитные параметры материалов и уравнений, описывающих магнитное поле.

В результате исследований выяснилось, что при отсутствии тока в первичной обмотке катушки магниты создают начальное постоянное магнитное поле (рис. 3). Основная же часть магнитного потока от действия постоянных магнитов проходит по стальным участкам магнитопровода, часть замыкается по воздуху. Этот магнитный поток охватывает витки первичной обмотки и создает потокосцепление, отрицательное по отношению к направлению "рабочего" потока, создаваемого первичной обмоткой (рис. 4). Величина индукции в сердечнике составляет ~0,3 Тл, магнитное потокосцепление находится в пределах от —4 до —7 мВб.

Кроме того, увеличение силы тока в первичной обмотке свыше 1—1,5 А изменяет направление магнитного потока на положительное. При максимальных значениях тока в обмотке величина индукции в магнитопроводе достигает 1,6—2,0 Тл, магнитное потокосцепление — 15—18 мВб. Результирующее потокосцепление первичной обмотки определяется взаимодействием полей постоянных магнитов и первичной

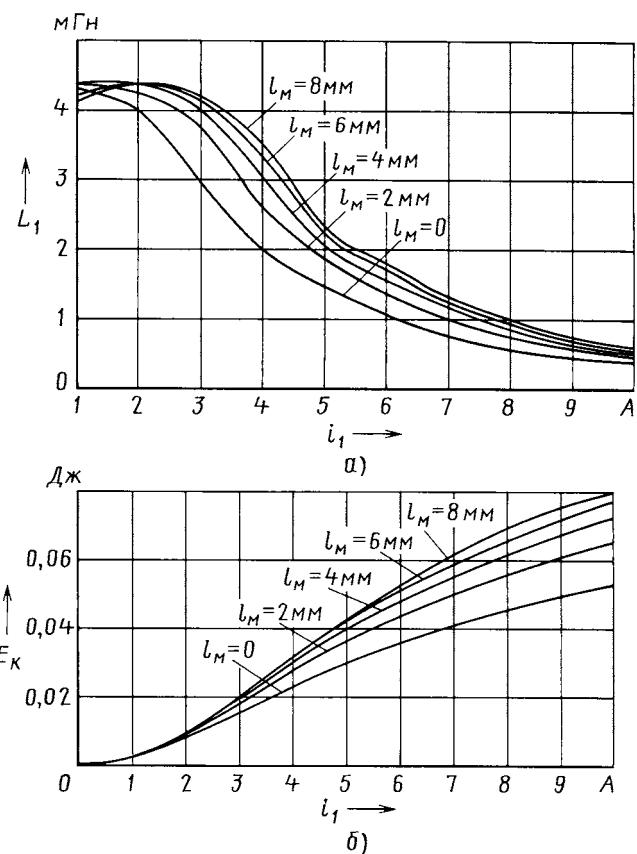


Рис. 5. Зависимости индуктивности обмотки (а) и накапливаемой энергии (б) от силы тока в обмотке и длины l_M постоянных магнитов:

1 — без магнитов; 2 — магниты длиной 2 мм; 3 — магниты длиной 4 мм; 4 — магниты длиной 6 мм; 5 — магниты длиной 8 мм

обмотки в зоне ее расположения. Постоянные магниты снимают остаточное намагничивание магнитопровода и расширяют динамический диапазон его магнитного состояния за счет работы в отрицательной области индукций.

Таким образом, насыщение магнитопровода катушки с постоянными магнитами наступает при большем токе (на 25–40 %) в отличие от катушки без магнитов. Увеличение приращения потокосцепления первичной обмотки в диапазоне максимальных токов в обмотке приводит к ощутимому увеличению запасаемой энергии. Семейства зависимостей индуктивности обмотки и запасенной энергии от величины силы тока, рассчитанной для одной из катушек с магнитами различной длины l_m в магнитопроводе, приведены на рис. 5.

Из него видно, что два магнита на основе Nd–Fe–B ($B_r = 1,05$ Тл, $H_c = 760$ кА/м) длиной всего 2 мм дают увеличение энергии уже на 20–25 % без изменения конструктивной базы катушки. Причем заметное вли-

яние магнитов в процессе накопления энергии начинает проявляться уже с 2–3 А, когда центральная часть магнитопровода начинает насыщаться. И чем больше сила тока в обмотке, тем сильнее магниты оказывают влияние на величину энергии.

Расчеты и эксперименты показали, что установка постоянных магнитов в сердечник магнитопровода стержневых катушек зажигания может обеспечить увеличение запасаемой энергии до 50 %. Но при этом возрастает время накопления энергии, что увеличивает выделение тепла в катушке.

Зарубежный же опыт применения катушек зажигания с постоянными магнитами на большинстве современных автомобилей и многочисленные расчеты моделей подтверждают, что встраивание постоянных магнитов в сердечник стержневой катушки зажигания — один из самых эффективных способов достижения требуемой энергии разряда в искровом промежутке свечи при малых габаритных размерах катушек.

УДК 681.3.06

СВЕТОДИОДНЫЕ АВТОМОБИЛЬНЫЕ СВЕТОВЫЕ ПРИБОРЫ

Канд. техн. наук В.Ф. ЯКОВЛЕВ

Самарский ГТУ (8353. 278-43-11)

Рассмотрены преимущества применения светодиодов в автомобильных осветительных приборах вместо ламп накаливания.

Ключевые слова: срок службы светодиода, драйвер, импульсный стабилизатор.

Yakovlev V.F.

LEDS FOR AUTOMOTIVE APPLICATIONS

The paper considers benefits of LED lighting in automotive applications.

Keywords: service life of LED, driver, switching power supply.

Светодиоды находят все более широкое применение в системах обеспечения безопасности автотранспорта. Они уже практически заменили лампы накаливания в светофорах на железнодорожных переездах и перекрестках городских улиц, а в последнее время становятся неотъемлемой частью самих АТС. Их используют в габаритных огнях, сигналах торможения, указателях поворота, для освещения салона, багажника, номерного знака и т. д. И — усиленно рекламируют. Причем не только производители светотехнического оборудования, но и фирмы, занимающиеся тюнингом автомобилей. Правда, настораживает одно обстоятельство: в таких публикациях приводятся исключительно высокие количественные характеристики новой светотехники. Поэтому возникает вопрос: не являются ли призывы внедрять светодиодную технику своего рода "разжиганием" моды на нее?

Чтобы ответить на него, автор провел сравнение некоторых автомобильных ламп накаливания и их светодиодных аналогов. В частности, рассматривались лампы A12-5-1 и A12-21-3, а также китайские светодиодные лампы W5W-15s35, W5W-T10 и PY21W-27s50, P21WBA15S (www.netuning.ru, www.led-car.ru), имеющие такое же предназначение (табл. 1).

Первое, что обращает на себя внимание: светодиодные лампы реализуются в виде конструкций, состоя-

щих (рис. 1) из 15–27 светодиодных сборок. Светодиоды сборок включаются между собой последовательно, сборки — параллельно. В любом случае получаются системы с дублированием конструктивных элементов, а значит, сохраняющие свою функциональность даже при выходе из строя их части. Следовательно, с точки зрения надежности обеспечения безопасности движения они — безусловное благо.

Второе. Поставщики светодиодных ламп утверждают, что эти световые приборы потребляют в 10 раз меньше электроэнергии, чем аналогичные по светопотоку лампы накаливания, а их ресурс составляет 100 тыс. ч — в 500–800 раз выше.

Мощность, потребляемая светодиодными лампами, их изготовители, как правило, не указывают. Поэтому определим ее по параметрам светодиодов.

Например, в лампе W5W-15s35 установлено 15 светодиодов SMD3528 белого света, рабочий ток I_0 которых составляет 30 мА, а прямое напряжение U_0 — 3,4–3,8 В; в лампе PY21W-27s50 — 27 сборок SMD5050, в каждой из которых по три светодиода, т.е. всего в ней



Рис. 1. Автомобильная светодиодная лампа

81 светодиод, причем электрические параметры светодиодов SMD3528 и SMD5050 полностью совпадают. Зная это, легко определить потребляемую сборками мощность. Что автор и сделал (см. табл. 1), используя, с учетом КПД встроенного импульсного стабилизатора тока, равного 90 %, и числа диодов в лампе N , формулу $P = N \frac{U_0 I_0}{0,9}$.

Из таблицы следует, что потребляемая светодиодными лампами мощность действительно меньше, но не в 10, а в 2–3 раза. Кроме того, светодиодные лампы PY21W-27s50 и P21WBA15S создают соответственно в 1,8 и 3,1 раза меньший световой поток, чем лампа накаливания A12-21-3, и, следовательно, со штатным отражателем и рассеивателем будут светить хуже.

Третье. О ресурсе. Он у автомобильных ламп накаливания в среднем равен 125–200 ч [1]. У светодиодных ламп, судя по рекламе, он, как сказано выше, — 100 тыс. ч. Оценим его по стандартной методике [2] на примере лампы W5W-15s35, рассматривая ее как нерезервированную невосстанавливаемую систему.

Электрической схемы лампы W5W-15s35 производитель не дает. В связи с этим сделаем следующие логические, основанные на опыте предположения: 15 светодиодов, как обычно, для обеспечения высокого КПД и стабильного свечения запитаны от импульсного источника тока (суммарное рабочее напряжение на светодиодах составляет 52,5 В), для чего в системе их питания применен стабилизатор повышающего типа. В результате наиболее вероятный и простой вариант реализации электрической принципиальной схемы получается таким, как это показано на рис. 2. Его основа — специализированная микросхема-драйвер DA1 в пластиковом корпусе с восемью выводами (такие микросхемы выпускаются многими производителями электронных компонентов — фирмами "Максим Интегрейтед Продактс", "Зетекс Семикондактор", "Нешнл Семикондактор", "Файрчайлд Семикондактор" и т. д.).

Определим интенсивности λ отказов светодиодной лампы W5W-15s35, суммируя интенсивности λ_i отказов элементов ее схемы. При этом численные значения λ_i возьмем с учетом условий эксплуатации из [3]: для рассматриваемой микросхемы эта интенсив-

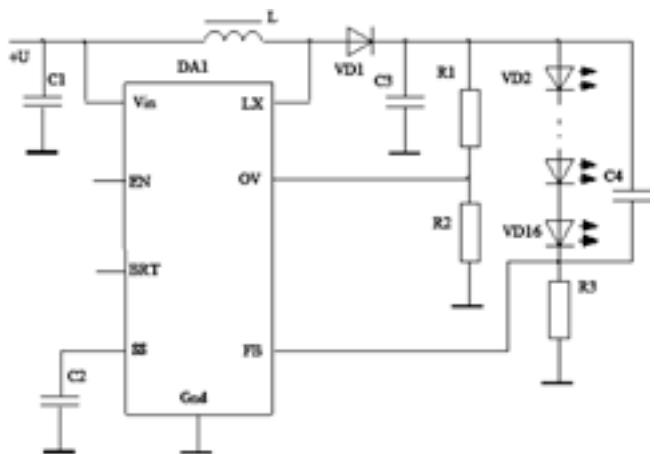


Рис. 2. Схема светодиодной лампы

ность может быть подсчитана по формуле $\lambda_i = \lambda_M = (\lambda_{M1} K_{MT} + \lambda_{M2} K_{MT}) K_{MQ} K_{MI}$, в которой λ_{M1} — базовая интенсивность отказов, зависящая от числа транзисторов в микросхеме; λ_{M2} — базовая интенсивность отказов ее корпуса; для светодиода — по формуле $\lambda_{CB} = \lambda_{CBb} K_{CBT} K_{CBE} K_{CBO}$, в которой λ_{CBb} — базовая интенсивность отказов светодиодов.

Входящие в формулы коэффициенты K учитывают влияние температуры, условий эксплуатации (в данном случае — колесного и гусеничного наземного транспорта), качество изделия, степень освоенности производства.

Для дросселя, диода, конденсаторов, резисторов, паяных соединений λ_i вычисляют по аналогичным формулам. Предельную температуру окружающей среды для электрооборудования автомобилей, устанавливаемого в кабине или снаружи, можно принять, как это рекомендует та же работа [3], равной 338 К (65 °C).

Исходя из перечисленного выше, необходимую для расчета суммарной интенсивности λ отказов рассматриваемой светодиодной лампы информацию автор свел в табл. 2. На основании этих данных получается, что суммарную интенсивность λ_Σ дает формула

Таблица 1

Тип прибора и его марка	Область применения	Число нитей накаливания или светодиодов в одном источнике	Тип свето-диода	Потребляемая мощность, Вт	Свето-вой поток, лм	Относительная стоимость, лм/руб.
Лампа накаливания A12-5-1	Фонарь освещения номерного знака, габаритный фонарь, боковой повторитель указателя поворота	1	—	5,0	75	25
Светодиодные лампы: W5W-15S35 W5W-T10	Фонарь освещения номерного знака, габаритный фонарь, боковой повторитель указателя поворота	15 26	SMD3528 CMD1210	1,7 1,5	75 75	0,31 0,21
Лампа накаливания A12-21-3-1	Противотуманная фара, фонарь заднего хода, стоп-сигнал, указатель поворота	1	—	21,0	300	60
Светодиодные лампы: PY21W-27s50 PY21WBA15S	Противотуманная фара, фонарь заднего хода, стоп-сигнал, указатель поворота	81 81 (по три светодиода в сборке)	SMD5050 SMD5050	8,9 8,9	162 95	0,38 0,17

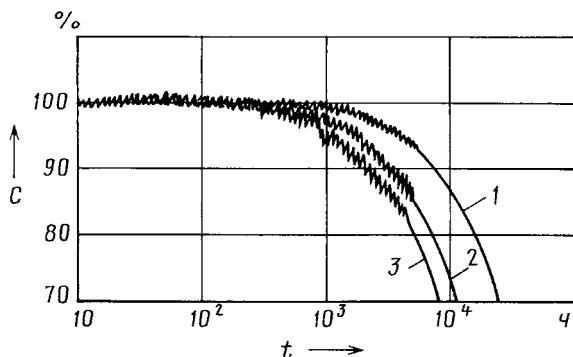


Рис. 3. Зависимость светопотока, излучаемого мощным светодиодом, от температуры корпуса и наработки:

1 — $T = 338 \text{ K}$ (65°C); 2 — $T = 358 \text{ K}$ (85°C); 3 — $T = 368 \text{ K}$ (95°C)

$\lambda = \sum n_i \lambda_i = 16,911 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$, следовательно, среднее время T наработки на отказ: $T = 1/\lambda = 59\,130 \text{ ч}$. Что довольно близко к данным многочисленных публикаций, в которых сообщается о надежности светодиодов. Например, в работе [4] говорится, что интенсивность отказов светодиодов, определенная экспериментально, составляет $0,00056 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$. Это означает, что наработка на отказ светодиодной лампы равна 53 340 ч.

Кроме того, из табл. 2 следует, что надежность светодиодной лампы наиболее сильно зависит от качества паяных соединений, т. е. качества ее сборки. Правда, цифра, характеризующая наработку на отказ, рассчитывалась для случая ручной пайки (лампа, показанная на рис. 1, именно так и собрана). Однако при использовании технологии поверхностного монтажа суммарная интенсивность отказов, очевидно, значительно снизится.

Таким образом, ресурс светодиодной лампы хотя и меньше заявленного производителями, но все-таки он в 250—400 раз выше ресурса лампы накаливания.

Математическая модель, использовавшаяся для расчета времени безотказной работы светодиодной лампы, учитывает [2] только случайные выходы из строя ее элементов. Но на практике картина сложнее: световой поток, создаваемый светодиодами, со временем уменьшается, — они деградируют. Поэтому фактический их ресурс ниже. Об этом, в частности, предупреждают [5] специалисты известного американского исследовательского центра световых приборов, функционирующего в политехническом институте г. Троя. Международная организация ASSIST [6], занимающаяся координацией разработки и исследованиями по-

лупроводниковых осветительных систем, рекомендует сроки замены светодиодных ламп: для фары и освещения салона он определяется как время, в течение которого световой поток уменьшается до 70 % от исходного значения (уровень L70); для светодиодов в светосигнальных устройствах (стоп-сигнал, указатели поворота, светофор) — до 50 % (уровень L50). Эти рекомендации основаны на особенностях человеческого зрения. Сроки деградации светодиодов определяются экспериментально, при их непрерывной работе в течение 6 тыс. ч и экстраполяции светового потока до уровней L70 или L50. Причем маломощные светодиоды (рабочий ток менее 100 мА) испытывают при температурах корпуса 308, 318 и 328 К ($35, 45$ и 55°C), а мощные (рабочий ток более 100 мА) — при 318, 338 и 358 К ($45, 65$ и 85°C).

Однако электрооборудование автомобилей работает, как известно, при температурах окружающей среды до 338 К (65°C), поэтому для определения срока службы светодиодов интересны в первую очередь графики (рис. 3), где температура корпуса 358 и 368 К (85 и 95°C). И здесь, как видим, срок службы мощного светодиода составляет от 1,1 до 10 тыс. ч, а маломощного — 1—2 тыс. ч. То есть светодиодная лампа, показанная на рис. 1, действительно не выйдет из строя в течение более 50 тыс. ч, но светить удовлетворительно будет лишь 1—2 тыс., а не 100 тыс. ч, как заявлено в рекламе.

Так что вывод очевиден: реклама и практика — вещи разные.

Тем не менее светодиодные лампы совместно с электронной системой управления имеют, по сравнению с классическими электромеханическими схемами освещения, ряд несомненных преимуществ. Во-первых, эту систему легче диагностировать, во-вторых, появляется возможность плавного регулирования интенсивности света, что особенно важно для ламп в салоне и автоматических системах, убавляющих яркость свечения головных фар при наличии встречного автомобиля.

Нельзя не отметить и такое достоинство светодиодных приборов. Нить накаливания обычной автомобильной лампы, по сути, представляет собой терморезистор с положительным температурным коэффициентом сопротивления, и это не очень удобная нагрузка для электронных реле, которые применяются в современных системах управления автомобильными осветительными системами. В холодном состоянии сопротивление нити составляет $\sim 10\%$ его значения в рабочем режиме. Из-за чего при включении лампы возникает (рис. 4) скачок тока через транзистор электронного ре-

Таблица 2

Элемент схемы	Число n_i элементов в схеме	$\lambda_{ib} \cdot 10^{-6}, \text{ ч}^{-1}$	K_T	K_B	K_Q	$\lambda_i \cdot 10^{-6}, \text{ ч}^{-1}$	$n_i \lambda_i \cdot 10^{-6}, \text{ ч}^{-1}$
Конденсатор	4	0,006	—	10	10	0,78	3,12
Дроссель	1	0,00089		12	20	0,214	0,214
Микросхема	1	$\lambda_{b1} = 0,04, \lambda_{b2} = 0,0026$	3,1	4	2	0,269	0,269
Резистор	3	0,0018	—	5	8	0,079	0,238
Импортный диод	1	0,003	3,7	8	9	1,598	1,598
Светодиод	15	0,00023	5,8	8	8	0,085	1,281
Паяное соединение	56	0,0013	—	7	20	0,182	10,192

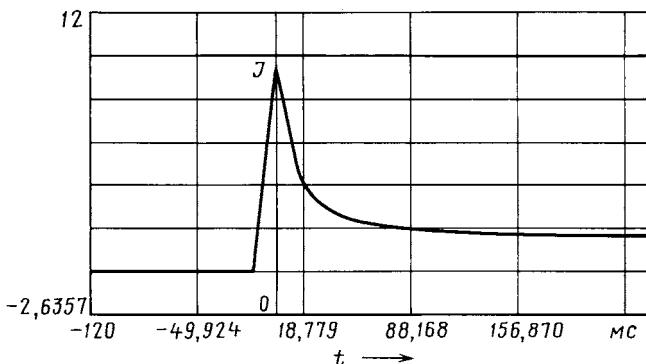


Рис. 4. Оциллограмма изменения тока при включении лампы A12-21-3 указателя поворота

ле. Конечно, схемотехническими методами ограничить ток до номинального его значения несложно. Но при этом неизбежна задержка разогрева нити накаливания (выхода лампы на рабочий режим) на 0,5–1 с. Что недопустимо для стоп-сигнала и указателей поворота, так как за это время автомобиль успеет пройти 15–30 м. Кроме того, лампы накаливания инерционны сами по себе: для их разжига требуется ~200 мс. Рабочий ток лампы A12-21-3 менее 2 А, но электронные реле, управляющие стоп-сигналом и указателями поворотов, должны пропускать не менее 20 А, чтобы не ограничивать скачки тока и не задерживать выход лампы в рабочий режим.

При использовании же на автомобиле светодиодной лампы напряжение бортовой сети подается на ее встроенный источник питания (драйвер), находящий-

ся в выключенном (холодном) состоянии, а рабочий ток — на светодиоды после завершения переходного процесса в драйвере: например, при холодном включении драйвера со светодиодом мощностью 10 Вт от момента подачи напряжения на вход драйвера до выхода светодиодов на рабочий режим проходит около 280 мкс [7]. Иначе говоря, на разжиг светодиодов времени затрачивается в ~9 раз меньше (абсолютный выигрыш — 197 мс). То есть при движении автомобиля по автостраде со скоростью 100 км/ч водитель получает дополнительные 5–6 м пути для экстренного торможения или маневра.

У светодиодных ламп, по существу, лишь один недостаток: они гораздо дороже ламп накаливания. Но при массовом их применении на АТС цены на них, безусловно, упадут.

Литература

- Ютт В. Е. Электрооборудование автомобилей. — М.: Транспорт, 2000. — 320 с.
- Половко А. М., Гуров С. В. Основы теории надежности. Практикум. — СПб.: БХВ-Петербург, 2006. — 560 с.
- MIL-HDBK-217F. Military handbook. Reliability prediction of electronic equipment. 1995. 322 р.
- Щербаков В. Н. Исследование надежности и диагностика светодиодов на основе гетероструктур всех основных цветов // Сб. трудов XX МНТК "Информационные технологии и моделирование приборов и техпроцессов в целях обеспечения качества и надежности". Т. 3. — М.: МГУПИ, 2006. — С. 65–74.
- Narendran N. Y., Yimin Gu Long-term performance of white LEDs and systems. Lighting Research Center, Rensselaer Polytechnic Institute, Troy, NY, 2007, P. 1–7, www.irc.rpi.edu.
- LED life for general lighting: Definition of life. Volume 1, Issue 1. A publication of Alliance for Solid-State Illumination Systems and Technologies, 2005.
- MBI6651 step-down 1 A LED driver. Technical Data Sheet Macrobloc Corporation, 2009, 24 p.

УДК 629.3.023.1

ГИБРИДНЫЙ ПОДХОД К ОЦЕНКЕ УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ СВАРНЫХ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ АТС

Д-р техн. наук М.С. ВЫСОЦКИЙ, А.В. ШМЕЛЕВ,
Д.Н. СИДОРЕНКО

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси
(+ 375 17. 210-07-49), МАЗ (+ 375 29. 686-53-64)

Предложен расчетно-экспериментальный — гибридный подход к оценке усталостной долговечности несущих конструкций АТС, ресурс которых лимитируется прочностью сварных соединений. Уточнение полученных экспериментальных путем значений напряжений выполняется с использованием расчетных значений относительно градиента напряжений, вычисленного с применением метода конечных элементов.

Ключевые слова: автомобиль, несущая конструкция, сварной шов, электротензометрия, расчет напряжений, расчет усталостной долговечности.

Vysotski M.S., Shmeliov A.V., Sidorenko D.N.
HYBRID APPROACH FOR FATIGUE DURABILITY ESTIMATION
OF WELDED LOAD CARRYING AUTOMOTIVE STRUCTURES

Experiment-calculated — hybrid approach for fatigue durability estimation of load carrying automobile structures, containing lifetime limiting welded connections is introduced. Calculation of relative stress gradient used for a more precise definition of experimentally derived stresses is performed using finite element method.

Keywords: automobile, load carrying structure, seam weld, electrotensometry, stress calculation, fatigue durability estimation.

От параметров прочности и долговечности сварных соединений зависит работоспособность таких ответственных конструкций, как рамы, картеры мостов, балки осей и т. д., всей автомобильной техники, начиная от прицепов, полуприцепов и автомобилей малой грузоподъемности, заканчивая карьерными самосвалами БелАЗ. Важность правильного определения этих параметров обусловлена еще и тем, что они оказывают определяющее влияние на надежность всего АТС: имеющие место в эксплуатации отказы часто вызваны именно усталостными разрушениями сварных соединений конструктивных элементов.

Расчетный анализ прочности деталей и конструкций машин с применением численных методов, получивших широкое распространение на машиностроительных предприятиях, дает только косвенную информацию о работоспособности конструкций. Поэтому важным является интерпретация результатов таких расчетов для последующей оценки усталостной долговечности. Это особенно касается сварных соединений, которые, как известно, имеют довольно сложное напряженно-деформированное состояние (НДС) в зоне сварки. Для предотвращения разрушений сделано много. Однако они все-таки происходят. Это говорит о том, что к проектированию сварных соединений нужны новые подходы. И современный уровень научных знаний дает такую возможность.

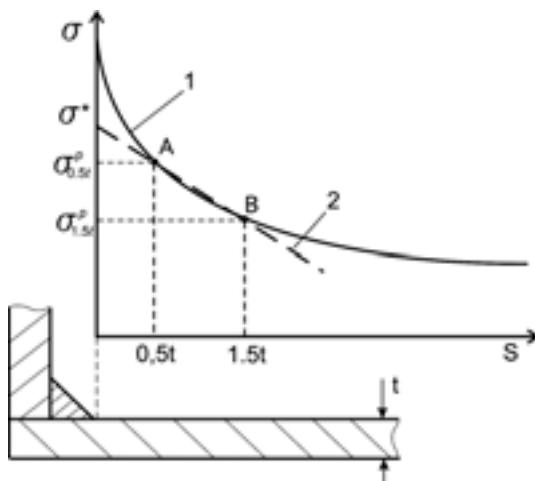


Рис. 1. Зависимость изменения напряжений у основания сварного шва $f(\sigma)$:

1 — нормальные напряжения; 2 — вспомогательная прямая

Сказать, что методик расчета усталости сварных соединений на стадии их проектирования нет, было бы неправильным: они есть. Более того, существует наиболее детальный подход, содержащий и руководящие документы по данной проблеме. В одном из них [1], приведены не только кривые усталости для различных типов сварных соединений, но и требования к детализации конечно-элементной сетки расчетной модели. Причем опыт применения этого документа на практике показал, что полученные на его основе результаты вполне удовлетворительно сопоставимы с экспериментальными данными. Поэтому авторы статьи на основе информации, содержащейся в нем, предложили расчетно-экспериментальный (гибридный) метод оценки усталостной долговечности сварных соединений элементов машиностроительных конструкций.

Вначале коротко о сути метода, приведенного в документе [1].

Согласно этому документу, нормальные напряжения σ^* , возникающие в наиболее нагруженной зоне сварного соединения конструкции, определяются по результатам расчета ее НДС с применением метода конечных элементов. Для этого по конечно-элементной модели конструкции, в районе наиболее нагруженной зоны ее сварного шва, определяются значения нормальных напряжений $\sigma_{0,5t}^p$ и $\sigma_{1,5t}^p$ (рис. 1). Они берутся на расстоянии 0,5 и 1,5 толщины t [2] свариваемого элемента конструкции от основания сварного шва. (Такой отступ необходим для того, чтобы снизить влияние высокого градиента напряжений в зоне их концентрации.) Через полученные таким образом на кривой две (A и B) точки проводится прямая до ее пересечения с осью ординат. Эта точка и дает искомое значение нормального напряжения σ^* .

Однако легко заметить, что в математической записи такая процедура имеет вид формулы № 1 (табл. 1).

С другой стороны, для расчета усталостной долговечности необходимо знать размах $\Delta\sigma$ нормальных напряжений, характеризующий исследуемый режим нагрузления. Его дает формула № 2. Значение $\Delta\sigma$ позво-

ляет по уравнению кривой усталости, приведенному в документе [1], рассчитать число циклов N до разрушения, так как эта кривая уже учитывает концентрацию напряжений в сварном соединении.

Предлагаемый подход, в отличие от описанного, позволяет получить значение $\Delta\sigma$, учитывающее требования документа [1], по результатам эксперимента и приступить к расчетам долговечности по кривым усталости, приведенным в этом же документе.

Он основывается на допущении, что нелинейность градиента изменения напряжений на расстоянии $0,5t$

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\sigma^* = 1,5\sigma_{0,5t}^p - 0,5\sigma_{1,5t}^p$	—
2	$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$	$\sigma_{\max}, \sigma_{\min}$ — максимальное и минимальное значения нормальных напряжений, вычисленные по формуле № 1
3	$\bar{\sigma}^3 = \frac{1}{\sigma_{0,5t}^3 - \sigma_{1,5t}^3} \int_{\sigma_{0,5t}^3}^{\sigma_{1,5t}^3} f(\sigma) dS$	$\sigma_{0,5t}^3$ и $\sigma_{1,5t}^3$ — максимальное и минимальное значения нормальных напряжений у начала и конца измерительной решетки тензорезистора (то же, что и $\sigma_{0,5t}^p$ и $\sigma_{1,5t}^p$ на рис. 1); S — расстояние от основного сварного шва
4	$\bar{\sigma}^p = \frac{\sigma_{0,5t}^p + \sigma_{1,5t}^p}{2}$	—
5	$\bar{\sigma}^3 \approx \frac{\sigma_{0,5t}^3 + \sigma_{1,5t}^3}{2}$	—
6	$\bar{G} = \frac{\sigma_{0,5t}^p + \sigma_{1,5t}^p}{t\sigma_{0,5t}^p}$	—
7	$\begin{cases} \sigma_{0,5t}^3 + \sigma_{1,5t}^3 = 2\bar{\sigma}^3 \\ \sigma_{0,5t}^3 = \sigma_{1,5t}^3(1 - \bar{G}t) \end{cases}$	—
8	$\sigma_{0,5t}^3 = \bar{\sigma}^3 \frac{1}{1 - 0,5\bar{G}t};$ $\sigma_{1,5t}^3 = \bar{\sigma}^3 \frac{1 - \bar{G}t}{1 - 0,5\bar{G}t}$	—
9	$\sigma^* = \bar{\sigma}^3 \frac{1 + 0,5\bar{G}t}{1 - 0,5\bar{G}t}$	—
10	$\sigma^* = \sigma_{\max}^3 + (\sigma_{\max}^3 - \sigma_{\min}^3) \frac{S_{\text{тенз}}}{l_{\text{тенз}}} =$ $= \bar{\sigma}^3 \frac{(1 + \bar{G}S_{\text{тенз}})}{(1 - 0,5\bar{G}l_{\text{тенз}})}$	$S_{\text{тенз}}$ — расстояние от основного шва до начала измерительной решетки тензорезистора; $l_{\text{тенз}}$ — база тензорезистора

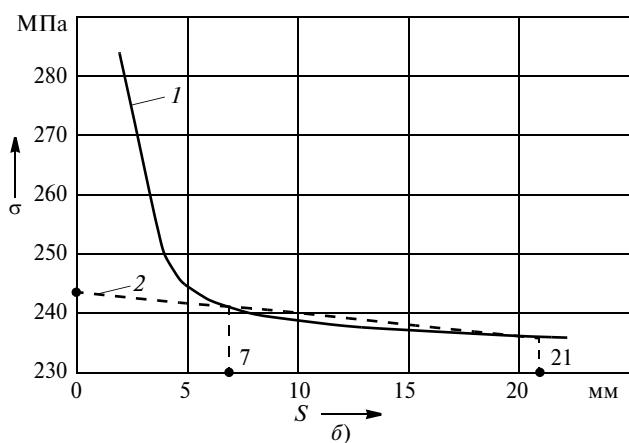
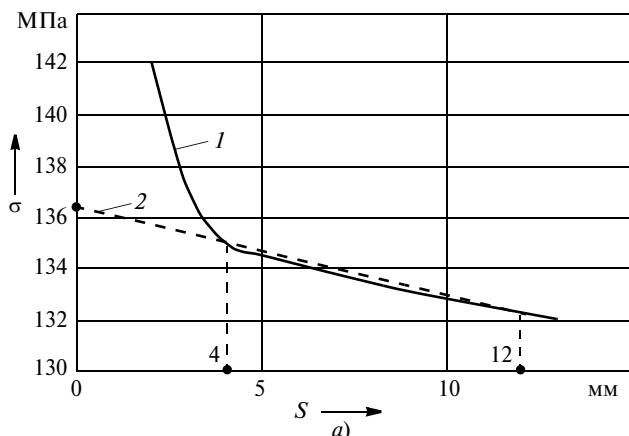


Рис. 2. Графики изменения нормальных напряжений у основания углового сварного шва, соединяющего две плоские пластины (а) и плоскую пластину с трубой (б):

1 — нормальные напряжения; 2 — вспомогательная прямая

и $1,5t$ от основания сварного шва незначительна. Это допущение необходимо по следующей причине. При электротензометрии локальной зоны конструкции тензорезистор для функции $f(\sigma)$ дает интегральную оценку среднего напряжения $\bar{\sigma}^3$ (кривая 1 на рис. 1). Учитывая то, что установка и размер базы тензорезистора соответствуют расчетной схеме рис. 1, значение $\bar{\sigma}^3$ может быть определено по формуле № 3. Это с одной стороны. С другой же, среднее расчетное нормальное напряжение на интервале от $\sigma_{0,5t}^p$ до $\sigma_{1,5t}^p$ должно вычисляться, согласно расчетному подходу, изложенному в документе [1] по формуле № 4. Поэтому сделанное допущение в математической записи принимает вид формулы № 5.

Справедливость принятого допущения следует из того, что на расстоянии более половины толщины свариваемого элемента конструкции от основания сварного шва изменение напряжений принимает практически линейный вид, о чем свидетельствуют расчеты, результаты которых для двух вариантов углового сварного соединения (плоские пластины толщиной 8 мм и такая же пластина с трубой, толщина стенки которой тоже равна 8 мм) приведены на рис. 2, а и б.

Задача расчета их НДС решалась в программном комплексе ANSYS конечно-элементного анализа.

Для этого были разработаны достаточно детальные конечно-элементные модели исследуемых соединений. В первом случае размер грани элемента в направлении нормальных напряжений был равен 1 мм, во втором — 2 мм. Относительная погрешность вычисления значения среднего напряжения $\bar{\sigma}^3$ по формулам № 3 и 5 не превышала 1 %.

Для определения величин $\sigma_{0,5t}^3$ и $\sigma_{1,5t}^3$ необходимо ввести независимую характеристику темпа изменения напряжений у основания сварного шва. Но так как вспомогательная линия 2 (см. рис. 1) — прямая, то в качестве такой характеристики можно использовать относительный градиент \bar{G} напряжений [2], который дает формула № 6. Формулы № 5 и 6 образуют систему уравнений с двумя неизвестными (формулы № 7), из которой и находятся $\sigma_{0,5t}^3$ и $\sigma_{1,5t}^3$ (формула № 8). И, наконец, подставляя формулы № 8 в № 1, получаем формулу № 9.

Значение σ^* , вычисленное по этой формуле, так же как и в предыдущем случае, используется для расчета экстремумов σ_{\max}^* и σ_{\min}^* цикла нагружения, по которым затем определяется размах $\Delta\sigma$, необходимый для определения усталостной долговечности по кривым усталости.

Если длина ($l_{\text{тенз}}$) базы тензорезистора меньше толщины свариваемого элемента конструкции, а сам резистор расположен в диапазоне $0,5t - 1,5t$ (см. рис. 1), то искомое значение напряжения σ^* может быть найдено по формуле № 10. Она представляет собой наиболее общий расчетный случай и соответствует выражению в формуле № 9 с параметрами $S_{\text{тенз}} = 0,5t$ и $l_{\text{тенз}} = t$.

В качестве примера применения гибридного подхода рассмотрим расчет усталостной долговечности оси прицепа со штампосварными опорами (далее оси в сборе) для режима нагружения, соответствующего стендовым ускоренным испытаниям, конечно-элементная модель которой приведена на рис. 3.

Для определения НДС у наиболее нагруженного сварного шва оси была разработана детальная подмодель рассматриваемой зоны конструкции (рис. 4). Ее нагружение осуществлялось аппроксимацией перемещений узлов конечно-элементной модели всей конструкции на узлы подмодели, принадлежащие поверхности "вырезки" ее из основной конструкции. Затем по рассчитанным значениям нормальных напряжений у основания сварного шва была построена вспомога-



Рис. 3. Конечно-элементная модель оси прицепа со штампованными ее опорами

тельная прямая (см. рис. 2, б) и найден искомый относительный градиент напряжений ($\bar{G} = 1,48 \cdot 10^{-3} \text{ мм}^{-1}$).

Одновременно была экспериментально определена усталостная долговечность для трех осей в сборе. Все они разрушились в результате зарождения и развития усталостных трещин в зоне окончания сварного шва на переходе "труба оси—стенка опоры" (рис. 5), т. е. вблизи зоны установки тензорезистора. Наработка конструкций до разрушения в форсированном режиме составила соответственно 228, 242 и 297 тыс. циклов.

Максимальные значения нормальных напряжений в рассматриваемых зонах конструкции по данным симметрично расположенных тензорезисторов достигали 206,4 и 211,6 МПа. Для расчетной оценки усталостной долговечности использовалось среднее этих двух значений, т. е. $\bar{\sigma}_{\max}^3 = 209 \text{ МПа}$. С учетом асимметрии нагружения $\bar{\sigma}_{\min}^3 = 10,5 \text{ МПа}$.

Так как длина базы тензорезисторов была меньше толщины свариваемого элемента конструкции (табл. 2),



Рис. 4. Конечно-элементная модель фрагмента оси прицепа (подмодель)

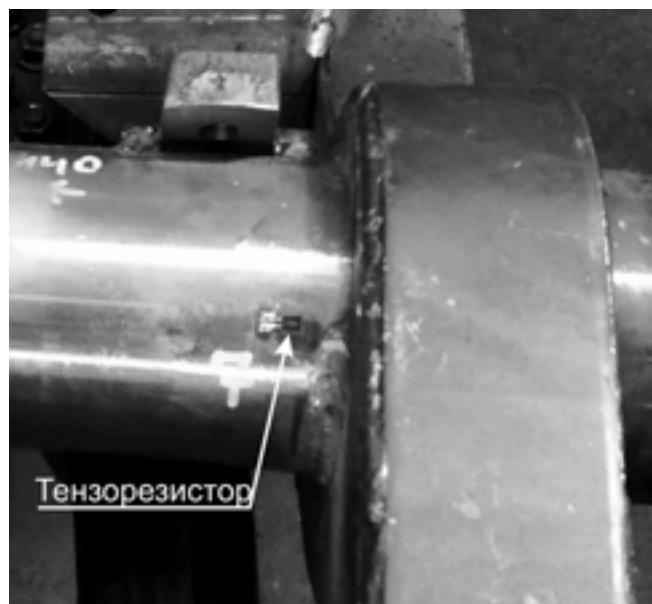


Рис. 5. Место разрушения осей при экспериментальном определении их усталостной долговечности в условиях стенда

Таблица 2

Наименование параметра	Значение	Примечание
Толщина свариваемого элемента конструкции, мм	14	—
Относительный градиент нормальных напряжений, мм^{-1}	$1,48 \cdot 10^{-3}$	Вычислено по формуле № 6
Размах нормальных напряжений, $\Delta\sigma$ (МПа)	200,9	—
База тензорезистора, мм	3	—
Расстояние от основного сварного шва до тензорезистора, мм	7	—

то значения σ^* рассчитывались по формуле № 9. В итоге получилось $\sigma_{\max}^* = 211,5 \text{ МПа}$, $\sigma_{\min}^* = 10,6 \text{ МПа}$.

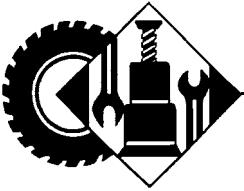
Незначительное отличие величин σ_{\max}^* и σ_{\min}^* от $\bar{\sigma}_{\max}^3$ и $\bar{\sigma}_{\min}^3$ вызвано малой величиной относительного градиента нормальных напряжений. Это говорит о том, что через рассматриваемый сварной шов передается невысокая нагрузка, хотя сам он находится в зоне высоконагруженного элемента конструкции — трубы оси.

Уравнение кривой усталости, учитывающее концентрацию напряжений, приведенное в документе [1], имеет вид формулы № 11. Вычисленное по ней число N циклов до разрушения составляет 180 тыс. и соответствует достаточно высокой (97,6 %) вероятности неразрушения. То есть полученный результат можно считать вполне удовлетворительным. Однако, несмотря на это, для максимального соответствия приведенной на рис. 1 расчетной схеме при экспериментальном определении усталостной долговечности сварных соединений желательно использовать тензорезисторы с размером базы, максимально близким к толщине элемента той конструкции, на который они устанавливаются.

Значение дробной части выражения в формуле № 9 постоянно. Поэтому при экспериментальном исследовании эксплуатационной нагрузкенности с использованием современной цифровой регистрирующей аппаратуры ее значение может быть использовано в качестве масштабного коэффициента, задаваемого при настройке аппаратуры для расчета и записи измеряемой величины в необходимых единицах. В итоге, в эксперименте вместо процесса изменения значений $\bar{\sigma}^3$ в памяти регистрирующего устройства будет уже процесс изменения σ^* , ординаты которого сразу готовы к схематизации и последующему расчету усталостной долговечности на основе гипотез суммирования повреждений по уравнению кривой усталости [1]. Это позволит сократить время на обработку данных по предложенному подходу, когда имеется значительное число регистрируемых каналов и режимов эксплуатации.

Литература

1. Design of steel structures. NORSO standard N-004. Annex C. Fatigue strength analysis. December 1998. — Р. 213—488.
2. Когаев В. П., Дроздов Ю. Н. Прочность и износостойкость деталей машин: Учеб. пособие для машиностр. спец. вузов. — М.: Высш. шк., 1991. — 319 с.



ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 539.375.6

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РАСЧЕТУ ИЗНОСА КОНСТРУКТИВНЫХ КОМПОНЕНТОВ АТС

Кандидаты техн. наук Ю.В. АНДРИАНОВ и В.В. КОМАРОВ,
В.И. КРАВЧИНСКИЙ

НИИАТ (495. 496-60-10)

Приведены методические рекомендации по расчету износа отдельных конструктивных компонентов транспортных средств для определения ущерба от дорожно-транспортных происшествий.

Ключевые слова: транспортное средство, мониторинг, конструктивный компонент, восстановительный ремонт, износ.

Andrianov Yu. V., Komarov V. V., Kravchinsky V. I.
METHODICAL RECOMMENDATIONS ABOUT DETERIORATION
CALCULATION CONSTRUCTIVE COMPONENTS OF VEHICLES

In the article there are presented methodical recommendations for calculations of deterioration of constructive components of vehicles to define a damage from road incidents.

Keywords: vehicle, monitoring, constructive component, restoration repair, deterioration.

В соответствии с последней редакцией закона "Об обязательном страховании гражданской ответственности владельцев транспортных средств" размер расходов на материалы и запасные части в процессе эксплуатации АТС должен определяться с учетом износа комплектующих изделий (деталей, узлов и агрегатов), подлежащих замене при восстановительном ремонте. Однако здесь возникает одна весьма существенная практическая проблема: как рассчитать эти износы, если закономерности изнашивания конструктивных компонентов конкретных типов и моделей АТС, в общем-то, потребителю не известны.

Чтобы восполнить этот пробел, в рамках федеральной целевой программы "Повышение безопасности дорожного движения в 2006–2012 годах" при участии специалистов НИИАТа была организована система мониторинга свойств автомобильной техники в эксплуатации, а также разработан комплекс нормативных и методических документов, регламентирующих организационные, инвестиционные, информационные и аналитические аспекты проведения соответствующих исследований.

В итоге удалось получить довольно большой и достаточно полный объем информации о надежности АТС и их конструктивных компонентов в эксплуатации, а на ее основе разработать методические положения по расчету износа поврежденных и подлежащих замене конструктивных компонентов автотранспортных средств. И в первую очередь в отношении компонентов, на которые приходится основная доля повреждений в результате ДТП и заменяются в процессе эксплуатации. Это кузов и его элементы конструкции (ветровые и задние стекла, стекла дверей и боковин, рассеиватели фар, зеркала и т. д.), а также компоненты

из пластика (бамперы, накладки, корпуса наружных зеркал заднего вида, решетки, ручки и т. д.), шины и аккумуляторы.

Информация, полученная при мониторинге, после статистической обработки в НИИАТе была использована в первую очередь для составления математических моделей зависимости износа кузовов АТС и их конструктивных компонентов, изготовленных из металлов и (или) их сплавов, от их возраста. При этом, естественно, учитывалось, что на износ кузовов и их компонентов влияют две основные группы факторов. Во-первых, коррозия; во-вторых, усталость и старение металлов в процессе эксплуатации, а также проведение регулярных технических обслуживаний. Причем первый из этих факторов учитывался с помощью косвенного параметра — срока гарантии от сквозной коррозии, установленному изготовителем; второй — с помощью показателя степени экспоненциальной функции, характеризующей износ.

Формулы, позволяющие вычислить величину износа (в %) как кузова, так и любого его компонента в зависимости от срока T_g гарантии, приведены в табл. 1, а подсчитанные по ним износы кузовов и их металлических компонентов — в табл. 2.

Думается, для практиков должна представлять интерес и информация о сроках гарантии от сквозной коррозии по моделям АТС, наиболее широко представленных на российском рынке. Это табл. 3.

Математические модели, позволяющие рассчитать износ отдельных конструктивных компонентов в зависимости от их возраста, приведены в табл. 4.

Если по результатам независимой технической экспертизы АТС установлено или имеется документальное подтверждение (запись в паспорте транспортного

Таблица 1

Срок гарантии от сквозной коррозии кузова, лет	Формулы для расчета износа кузова и его компонентов	Примечания
Три	$I = 100 \cdot (1 - e^{-0,125T})$	T — возраст кузова; e — основание натурального логарифма
Четыре	$I = 100 \cdot (1 - e^{-0,111T})$	—
Пять	$I = 100 \cdot (1 - e^{-0,1T})$	—
Шесть	$I = 100 \cdot (1 - e^{-0,091T})$	—
Семь	$I = 100 \cdot (1 - e^{-0,083T})$	—
Восемь	$I = 100 \cdot (1 - e^{-0,077T})$	—
Девять	$I = 100 \cdot (1 - e^{-0,071T})$	—
Десять	$I = 100 \cdot (1 - e^{-0,067T})$	—
11	$I = 100 \cdot (1 - e^{-0,063T})$	—
12 и более	$I = 100 \cdot (1 - e^{-0,059T})$	—

Таблица 2

Гарантия от сквозной коррозии кузова, лет	Износ кузова (его конструктивных компонентов), лет, в зависимости от возраста АТС																				
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Три	0	11,8	22,1	31,3	39,3	46,5	52,8	58,3	63,2	67,5	71,3	74,7	77,7	80,3	82,6	84,7	86,5	88,1	89,5	90,7	91,8
Четыре	0	10,5	19,9	28,3	35,9	42,6	48,7	54,1	58,9	63,2	67,1	70,5	73,6	76,4	78,9	81,1	83,1	84,9	86,5	87,9	89,2
Пять	0	9,5	18,1	25,9	33,0	39,3	45,1	50,3	55,1	59,3	63,2	66,7	69,9	72,7	75,3	77,7	79,8	81,7	83,5	85,0	86,5
Шесть	0	8,7	16,6	23,9	30,5	36,5	42,0	47,1	51,7	55,9	59,7	63,2	66,4	69,3	72,0	74,4	76,6	78,7	80,5	82,2	83,8
Семь	0	8,0	15,4	22,1	28,3	34,1	39,3	44,2	48,7	52,8	56,5	60,0	63,2	66,2	68,9	71,3	73,6	75,7	77,7	79,5	81,1
Восемь	0	7,4	14,3	20,6	26,5	31,9	37,0	41,6	46,0	50,0	53,7	57,1	60,3	63,2	65,9	68,5	70,8	73,0	75,0	76,8	78,5
Девять	0	6,9	13,3	19,3	24,9	30,0	34,9	39,3	43,5	47,4	51,0	54,4	57,6	60,5	63,2	65,7	68,1	70,3	72,4	74,3	76,0
Десять	0	6,4	12,5	18,1	23,4	28,3	33,0	37,3	41,3	45,1	48,7	52,0	55,1	58,0	60,7	63,2	65,6	67,8	69,9	71,8	73,6
11	0	6,1	11,8	17,1	22,1	26,8	31,3	35,4	39,3	43,0	46,5	49,7	52,8	55,6	58,3	60,8	63,2	65,4	67,5	69,5	71,3
12 и более	0	5,7	11,1	16,2	21,0	25,5	29,7	33,8	37,5	41,1	44,5	47,6	50,6	53,5	56,1	58,6	61,0	63,2	65,3	67,3	69,2

Таблица 3

Фирма	Тип АТС	Модель АТС	Срок гарантии от сквозной коррозии кузова, лет
ВАЗ	Легковые	Переднеприводные модели Задне- и полноприводные модели	Три года или 50 тыс. км Два года или 35 тыс. км
"ИжАвто"	Легковые	ВАЗ-21043 ИЖ-27175	4 3
ГАЗ ЗАЗ "Ауди" БМВ "Кадиллак" "Шевроле"	Легковые То же " " " " "	"Волга" Все То же " " " " "	Шесть лет или 100 тыс. км 6 12 12 6 6
"Ситроен"	Легковые Грузопассажирские	" "	12 5
"Фиат"	Легковые	"	8
"Форд"	Легковые То же " "	"Фиеста", "Фушион", "Фокус", C-MAX, S-MAX, "Куга", "Мондео", "Галакси" "Ескейп", "Эксплорер", "Ренджер" "Транзит" "Транзит Коннект"	12 6 8 10
"Хаммер" "Инфинити" "Ленд Ровер" "Лексус"	Легковые То же " "	Все То же " "	Три года или 50 тыс.км 12 6 Три года или 100 тыс. км
"Мицубиси"	"	До 2004 модельного года ("Лансер", "Оутлендер", "Паджеро Спорт", "Паджеро", L200) После 2004 модельного года ("Грандис", "Кольт", "Паджеро IV", "Оутлендер XL", L200) "Галант"	6 12 6
"Ниссан"	"	"Патрол" Остальные	6 12
"Опель"	"	Все	12
"Пежо"	" Развозные и коммерческие	То же "	12 5
"Порше" "Рено" "Сааб"	Легковые То же "	" " "	10 6 6
"Шкода"	" "	"Фабия" и "Суперб" предыдущего поколения, "Октавия Тур" "Фабия", "Октавия", "Румстер", "Суперб" и "Практик"	10 12
"Субару"	"	Все	6

Таблица 4

Конструктивные компоненты АТС	Зависимость износа от возраста	Примечания
Автоматическая коробка передач Антиблокировочная система Рулевая колонка Сиденье с сервоприводом Кожаный салон Грузоподъемный борт Цистерна из алюминия Цистерна из нержавеющей стали Алюминиевый кузов-фургон Фанерный кузов-фургон Электростеклоподъемники Легкосплавные колеса Колеса с проволочными спицами	$I_B = 100 \cdot (1 - e^{-0,087T})$ $I_B = 100 \cdot (1 - e^{-0,174T})$ $I_B = 100 \cdot (1 - e^{-0,134T})$ $I_B = 100 \cdot (1 - e^{-0,255T})$ $I_B = 100 \cdot (1 - e^{-0,182T})$ $I_B = 100 \cdot (1 - e^{-0,306T})$ $I_B = 100 \cdot (1 - e^{-0,247T})$ $I_B = 100 \cdot (1 - e^{-0,203T})$ $I_B = 100 \cdot (1 - e^{-0,284T})$ $I_B = 100 \cdot (1 - e^{-0,390T})$ $I_B = 100 \cdot (1 - e^{-0,169T})$ $I_B = 100 \cdot (1 - e^{-0,197T})$ $I_B = 100 \cdot (1 - e^{-0,158T})$	T — возраст компонента — — — — — — — — — — — — —
Люк крыши: непрозрачный сдвижной прозрачный сдвижной прозрачный подъемный	$I_B = 100 \cdot (1 - e^{-0,164T})$ $I_B = 100 \cdot (1 - e^{-0,196T})$ $I_B = 100 \cdot (1 - e^{-0,187T})$	— — —
Складной виниловый верх Каркас тента для кузова Парусиновый тент Тент из синтетической ткани или поливинилхлорида Комплектующие изделия, изготовленные из стекла Комплектующие изделия, изготовленные из пласти массы Шины	$I_B = 100 \cdot (1 - e^{-0,213T})$ $I_B = 100 \cdot (1 - e^{-0,445T})$ $I_B = 100 \cdot (1 - e^{-0,724T})$ $I_B = 100 \cdot (1 - e^{-0,394T})$ $I_B = 100 \cdot (1 - e^{-0,075T})$ $I_B = 100 \cdot (1 - e^{-0,115T})$ $I_{ш} = \frac{H_h - H_\phi}{H_h - H_{доп}} \cdot 100$	— — — — — — H_h — высота протектора новой шины; H_ϕ — фактическая его высота; $H_{доп}$ — минимально допустимая его высота; износ шины дополнительно увеличивается: на 15 % при пятнистости протектора или возрасте 3—5 лет, на 25 — при возрасте свыше 5 лет и на 10 % — при наличии трещин боковины без обнажения корда
Аккумуляторная батарея	$I_{ак} = \frac{T_{ак}^\Phi}{T_{ак}^h} \cdot 100$	$T_{ак}^\Phi$ — фактический возраст аккумуляторной батареи; $T_{ак}^h$ — нормативный срок ее службы; $T_{ак}^h = 4$ года при среднегодовом пробеге 40 тыс. км и $T_{ак}^h = 3$ года при $L > 40$ тыс. км
АТС в целом и не перечисленные выше компоненты	$I_{ATC} = [1 - e^{-(k_T T + k_L L)}] \cdot 100$	k_T и k_L — коэффициенты, учитывающие влияние возраста и пробега АТС на его износ; их значения приведены в табл. 5

Таблица 5

Производство	Вид транспортного средства	Коэффициенты	
		k_T	k_L
Отечественные	Легковые автомобили	0,070	0,0035
	Грузовые бортовые автомобили	0,100	0,0030
	Автомобили-тягачи	0,090	0,0020
	Автомобили-самосвалы	0,150	0,0025
	Специализированные автомобили	0,140	0,0020
	Автобусы	0,160	0,0010
	Прицепы и полуприцепы для грузовых автомобилей	0,120	—
Европейские Американские Азиатские (кроме Японии) Японские	Мотоциклы	0,120	—
	Легковые автомобили	0,050	0,0025
		0,055	0,0030
		0,065	0,0032
Зарубежные		0,045	0,0020
	Грузовые автомобили	0,090	0,0020
	Автобусы	0,120	0,0010
Мировое	Прицепы и полуприцепы для грузовых автомобилей	0,100	—
	Прицепы для легковых автомобилей и жилых автомобилей (типа автомобиль-дacha)	0,060	—
	Автогрейдеры	0,160	—
	Погрузчики фронтальные одноковшовые	0,160	—
	Экскаваторы одноковшовые	0,100	—
	Катки дорожные	0,110	—
	Прочая самоходная дорожно-строительная техника и машины	0,140	—
	Аэродромная самоходная техника и машины	0,160	—
	Землеройная самоходная техника и машины	0,100	—
	Коммунальная самоходная техника и машины	0,160	—
	Лесозаготовительная самоходная техника и машины	0,140	—
	Пожарная самоходная техника и машины	0,210	—
	Строительная самоходная техника и машины	0,080	—
	Самоходная техника и машины для нефтебычи и нефтепереработки	0,240	—

средства, оплаченный заказ-наряд авторемонтного предприятия, маркировка предприятия-изготовителя даты выпуска изделия и т. п.) того, что комплектующее изделие (деталь, узел или агрегат), подлежащее замене, уже заменялось до страхового случая, то при

расчете износа возраст T принимается равным разности между датой, на которую рассчитывался ущерб, и датой предыдущей замены, а пробег L — разности между пробегом на дату, на которую исчислялся ущерб, и пробегом на дату предыдущей замены.

УДК 620.169.2.

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Кандидаты техн. наук Н.Н. ИШИН, А.М. ГОМАН и А.С. СКОРОХОДОВ, М.К. НАТУРЬЕВА

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси (+ 375-17-2-100-749)

Предложена методика формирования блоков нагружения зубьев шестерни при проведении ресурсных испытаний зубчатых передач, рассматривающая каждый зуб как отдельный объект испытаний и позволяющая по результатам вибромониторинга прогнозировать остаточный ресурс зубчатых пар.

Ключевые слова: зубчатая передача, передаточное отношение, ресурсные испытания, остаточный ресурс, вибромониторинг, блок нагружения.

Ishin N.N., Goman A.M., Skorokhodov A.S., Natyureva M.K.

FORECASTING OF THE GEARINGS RESIDUAL RESOURCE ACCORDING TO VIBRATING MONITORING

The method of loading blocks formation of a gear teeth is offered at conducting of gearings resource tests, observing each tooth as separate installation of tests and allowing by results of vibrating monitoring to predict the residual resource of gear sets.

Keywords: gearing, residual resource, vibrating monitoring, loading block, resource tests, transmission ratio.

В ГОСТ 2135—87, ISO 6336-5—2003, а также некоторых авторских публикаций приведены зависимости, рекомендуемые для расчета ресурса зубчатых передач. В них учитываются фактические (иначе говоря, изменяющиеся в процессе эксплуатации) значения факторов нагруженности, геометрии и кинематики зубчатой передачи. То есть факторов, которые в большей или меньшей степени, но всегда связаны с изменением динамической составляющей нагрузки в зацеплении, обусловленным изнашиванием зубьев, появлением усталостных трещин у их ножек под воздействием циклических изгибных напряжений и т. д. Отсюда следует: если, например, установить корреляционную связь между степенью контактного выкрашивания и изменением величины динамической составляющей нагрузки в зацеплении от наработки, то определение остаточного ресурса зубчатой пары большого труда не составит.

Вывод правильный. Вопрос в другом: как установить ее, эту связь?

Прежде чем ответить на него, сделаем несколько предварительных замечаний, вытекающих из названных выше стандартов и публикаций.

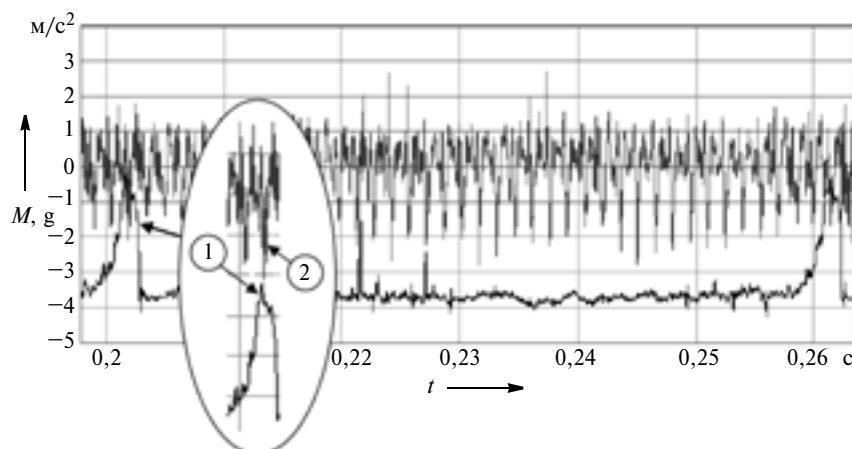
каких нагрузок, которые можно определять либо экспериментально (путем непосредственного тензометрирования), либо косвенно, измеряя виброускорения на подшипниковом узле передачи.

Четвертое. При установлении упомянутой выше корреляционной связи лучше всего начать с зубчатых колес с *одинаковым числом зубьев* — когда каждая пара зубьев может рассматриваться как отдельный объект испытаний. Тогда суммарная погрешность шага зацепления для j -й пары зубьев позволяет выявить ее влияние на динамическую нагрузку и контактные напряжения, возникающие на зубьях этой пары, а величина напряжений — ту часть R_{Hji} ресурса ее работоспособности, которая затрачена за определенный i -й период испытаний при постоянной нагрузке m и числе n_i циклов нагружения (формула № 3). Ее остаточный ресурс дает формула № 4.

Результаты расчета остаточного ресурса R_{Hoj} каждой пары зубьев, очевидно, дают возможность спрогнозировать остаточный ресурс всей передачи.

Теперь конкретно об определении взаимосвязи динамической составляющей нагрузки в зацеплении и амплитуды виброимпульса.

Для этой цели предлагается использовать метод, базирующийся на



Оциллограммы относительной нагрузженности зуба (1) и амплитуды виброускорений (2), зафиксированные в реальном масштабе времени

Таблица 1

технологии вибрационного диагностирования нагруженности зубьев при стендовых испытаниях зубчатых передач. Его сущность — одновременное, в реальном масштабе времени, тензометрирование полного окружного усилия F , действующего в зацеплении, с выделением динамической составляющей и импульса виброускорения на подшипниковом узле исследуемой передачи, которое появляется при входе данного зуба в зацепление (рис. 1). И установление на основе этого корреляционной зависимости между динамической составляющей нагрузки (кривая 1) на тензометрируемом зубе и амплитудой (кривая 2) виброимпульса на данном режиме испытания, чтобы затем, используя полученные зависимости, по амплитудам импульсов виброускорений, генерируемым каждым зубом при входе в зацепление, найти величины динамических составляющих нагрузки в каждом зубчатом сопряжении испытываемой зубчатой пары.

Очевидно, что физико-механические процессы, происходящие в каждой паре зубьев при их постоянном сопряжении, будут протекать во времени по-разному. Поэтому в результате испытаний двух зубчатых колес с передаточным отношением, равным единице, при рассмотрении каждой пары зубьев как отдельного объекта испытаний можно получить обширную информацию о процессах изнашивания, накопления усталостных повреждений, измененияния нагруженности зубьев, виброактивности передачи и т. д.

Эффективность данного метода авторы проверили в ходе стендовых исследований зубчатых колес на частоте их вращения $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ и нагружающем моменте, равном $120 \text{ Н}\cdot\text{м}$. При этом тензометры тарировали в квазистатическом режиме при $n = 150 \text{ мин}^{-1}$. Затем устанавливалась регрессионная зависимость между динамической составляющей нагруженности F_{dj} тензометрируемого зуба и амплитудой a виброимпульса. В результате оказалось, что при таком подходе коэффициент корреляции составляет 0,986. То есть зависимость между F_{dj} и a практически линейная. Следовательно, использование амплитуд виброимпульсов для определения дина-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$R_H = \sigma_H^m \lim N_{H0}$	$\sigma_H \lim$ — предел контактной выносливости; m — показатель степени кривой усталости; N_{H0} — число циклов напряжений, соответствующее перегибу кривой усталости
2	$R_H = \sigma_H^m \lim N_{H0} = \sigma_{Hi}^m N_{Hi}$	N_{Hi} — число циклов, соответствующее разрушению зуба при напряжении, равном σ_{Hi}
3	$R_{Hji} = n_i \sigma_{Hji}^m$	—
4	$R_{HOj} = R_H - \sum_{i=1}^k R_{Hji}$	k — количество контрольных замеров динамической составляющей нагрузки за время испытаний зубчатой пары
5	$F = \frac{2000M}{m_3 z} = 2000H$	—
6	$K_{dj} = \frac{F + F_{dj}}{F}$	F_{dj} — динамическая составляющая нагрузки в зацеплении j -й пары зубьев
7	$\sigma_H \lim = Ax + B$	x — твердость по Виккерсу HV; A , B — константы (для стали 40Х с закалкой до HRC49 $x = 500$, $A = 0,541$, $B = 882$)
8	$T_j = \frac{R_{HOj}}{60n\sigma_{Hj}^6}$	n — число оборотов шестерни в минуту
9	$p_{Fj} = \frac{\sum_{j=1}^z s_{kj}}{z}$	—
10	$p_{Rj} = 1 - p_{Fj}$	—
11	$z_p = z_2 N_{z_2} = HOK$	—
12	$j_l = i + (N_{1l} - 1)z_1 - D_{z_2}$	N_{1l} — последовательные числа оборотов шестерни от $l = 1$ до $l = N_{z_1}$; D равно целой части $B = \left[\frac{i + (N_{1l} - 1)z_1}{z_2} \right]$, если оно дробное, и $(B - 1)$, если B — целое; $i = 1 \dots z_1$; $j = 1 \dots z_2$; $l = 1 \dots N_{z_1}$
13	$n_{iT} = \frac{N_T}{N_{z_1}} = \lambda$	N_T — число оборотов шестерни к моменту времени T ; N_{z_1} — число оборотов шестерни, после которого первый зуб шестерни вновь будет сопрягаться с первым зубом колеса; n_{iT} — число блоков нагружения i -го зуба шестерни за время T
14	$q_i = \sum_{j=1}^{j_l} R_{ijT} = \sum_{j=1}^{j_l} \sigma_{ij}^m n_{iT} = \lambda \sum_{j=1}^{j_l} \sigma_{ij}^m$	j_l — количество зубьев колеса в блоке нагружения; R_{ijT} — мера повреждения пары зубьев (i, j) за время T ; σ_{ij} — уровень напряжений пары зубьев (i, j)
15	$R_{\text{ост}i} = \sigma_H^m \lim N_0 - q_i = \sigma_H^m \lim N_0 - \lambda \sum_{j=1}^{j_l} \sigma_{ij}^m$	—
16	$q = \sum_{j=1}^{j_l} \sigma_{ij}^m$	—
17	$\lambda_{HOj} = \frac{R_{HOj}}{q} = \frac{\sigma_{H\lim}^m N_0 - \lambda \sum_{j=1}^{j_l} \sigma_{ij}^m}{\sum_{j=1}^{j_l} \sigma_{ij}^m}$	—
18	$T_j = \lambda_{HOj} T_B = \frac{\lambda_{HOj} N_{z_1}}{60n}$	n — частота вращения шестерни

мических нагрузок в зацеплении каждой пары сопрягаемых зубьев можно считать вполне обоснованным. А значит, вполне пригодным для оценки остаточного ресурса зубчатых колес при их ресурсных испытаниях на контактную выносливость.

Таким испытаниям подвергались две пары эвольвентных прямозубых колес, параметры которых были следующие: число зубьев $z = 40$; модуль зацепления $m_z = 0,003$ м; ширина b венца — 0,01 м; исходный контур — по ГОСТ 13755—81; материал — сталь 40Х; термообработка — закалка ТВЧ до HRC = 48±50.

Расчетная величина статического окружного усилия F определялась по формуле № 5 (при рассмотренных условиях $F = 2$ кН), коэффициенты K_{dj} дина-

мической нагрузки в каждой паре зацепляющихся зубьев — по формуле № 6 (их значения приведены в табл. 2), контактные напряжения σ_{Hj} — по формуле, рекомендуемой ГОСТ 21354—87 (их величины — тоже в табл. 2), остаточный ресурс T_j передачи по контактной выносливости — по формуле № 8. Причем для входящего в нее предела $\sigma_{H\lim}$ контактной выносливости предназначена формула № 7, приведенная в ISO 6336-5—2003. В итоге получаем: $\sigma_{H\min} = 1152$ МПа.

Базовое число N_{H_0} циклов напряжений по контактной выносливости, как обычно, было принято равным 10^8 , а показатель m наклона кривой контактной выносливости — 6,0. Откуда, согласно формуле № 1, $R_H = 23,4 \cdot 10^{25}$.

Величины затраченного ресурса для каждой пары зубьев, рассчитанные по формуле № 3, для 400 ч испытаний приведены в той же табл. 2. Как и значения остаточного ресурса каждой пары зубьев, найденные по формуле № 4. Остаточный же ресурс T_j для колес дает формула № 8. Его вариационный ряд распределения представлен в табл. 3.

Кроме того, в этой же таблице даны числа S_{kj} зубчатых пар, остаточный ресурс которых ограничен указанным интервалом. Причем вероятность p_{Fj} отказа зубчатой передачи за время, не превышающее верхней границы данного интервала, определялась по формуле № 9, а вероятность p_{Fj} безотказной работы за то же время — по формуле № 10.

Рассмотренный метод может быть распространен на зубчатые передачи с любым передаточным отношением. В этом случае каждый i -й зуб шестерни в процессе работы передачи сопрягается либо с определенной группой зубьев колеса, либо со всеми зубьями. И так как погрешности шагов зацепления в каждой паре зубьев различные, то и нагрузки, действующие в них, будут различными. Следовательно, нагрузка, воспринимаемая зубом, характеризуется блоком нагружения, повторяющимся через определенное число оборотов шестерни. При этом надо иметь в виду, что здесь возможны два варианта передач — понижающие и повышающие, в первых из которых передаточное число u больше единицы ($u = z_2/z_1 > 1$, где z_1 — число зубьев шестерни, z_2 — число зубьев колеса), а во вторых — меньше единицы.

Следовательно, в первом случае число зубьев колеса, сопрягаемых с j -м зубом колеса, т. е. блок нагружения, действующий на i -й зуб шестерни, имеет большее уровней нагружения, чем блок, соответствующий j -му зубу колеса. Вот почему здесь нужно решать задачу определения блоков нагружений, действующих на каждый зуб шестерни. Для случая же повышающих передач (мультипликаторов), когда $u < 1$, все наоборот. И должна рассматриваться задача определения блоков нагружений, действующих на каждый зуб колеса.

Чтобы решать эти задачи, пронумеруем зубья шестерни и колеса от единицы соответственно до z_1 , z_2 и примем, что, начиная с момента времени $t = 0$, первый зуб шестерни в течение первого ее оборота сопрягает-

Таблица 2

№ пары зубьев	Коэффициент K_{dj} динамической нагрузки	Контактное напряжение σ_{Hj} , МПа	Мера затраченного ресурса, $R_{Hji} 10^{-25}$	Мера остаточного ресурса, $R_{HOj} 10^{-25}$	Остаточный ресурс T_j , ч
1	1,50	1110	6,99	16,41	749
2	1,71	1243	13,80	9,60	260
3	1,08	842	1,33	22,07	6131
4	1,33	1003	3,80	19,60	1922
5	1,29	977	3,25	20,15	2316
6	1,50	1110	6,99	16,41	749
7	1,21	924	2,32	21,08	3400
8	1,33	1003	3,80	19,60	1922
9	1,08	842	1,39	22,07	6131
10	1,63	1191	10,70	22,70	446
11	1,63	1191	10,70	22,70	446
12	2,00	1426	31,40	8,00	95
13	1,71	1243	13,80	9,60	260
14	1,71	1243	13,80	9,60	260
15	1,92	1375	25,20	1,80	27
16	1,08	842	1,33	22,07	6131
17	1,63	1003	10,70	12,70	446
18	1,88	1349	22,50	0,90	15
19	1,75	1269	15,60	7,80	1866
20	1,63	1191	10,70	12,70	446
21	1,63	1191	10,70	12,70	446
22	1,08	843	1,33	22,07	6131
23	1,08	843	1,33	22,07	6131
24	1,08	843	1,33	22,07	6131
25	1,08	843	1,33	22,07	6131
26	1,25	950	2,75	20,65	2791
27	1,11	859	1,50	21,90	5475
28	1,71	1243	13,80	9,60	260
29	1,50	1110	6,99	16,41	749
30	1,46	1084	6,06	17,34	1070
31	1,29	977	3,25	20,15	2316
32	1,33	1003	3,80	19,60	1922
33	1,25	950	2,75	20,65	2791
34	1,46	1084	6,06	17,34	1070
35	1,50	1110	6,99	16,41	749
36	1,50	1110	6,99	16,41	749
37	1,38	1032	4,51	18,89	1561
38	1,88	1349	22,50	0,90	15
39	1,71	1243	13,80	9,60	260
40	1,67	1217	12,10	11,30	348

Таблица 3

T_j	0—500	500—1000	1000—1500	1500—2000	2000—2500	2500—3000	3000—3500	3500—4000	4000—4500	4500—5000	5000—5500	5500—6000	6000—6500
s_{kj}	15	5	2	5	2	2	1	0	0	0	1	0	7
$\sum_{j=1}^z s_{kj}$	15	20	22	27	29	31	32	32	32	32	33	33	40

ся с первым зубом колеса, второй — со вторым, i -й зуб шестерни с i -м и т. д.; в течение второго оборота — первый с $j = (z_1 + 1)$, второй — с $j = (z_1 + 2)$ зубом колеса и т. д. Теперь определим, через сколько оборотов шестерни (N_{z_1}) и колеса (N_{z_2}) первый зуб шестерни будет снова сопрягаться с первым зубом колеса.

Они определяются через наименьшее общее кратное (НОК) чисел z_1 и z_2 : $N_{z_1} = \text{НОК}/z_1$ и $N_{z_2} = \text{НОК}/z_2$. Для случая, когда числа зубьев шестерни и колеса не имеют общих простых множителей, НОК = $z_1 z_2$. Тогда $N_{z_1} = z_2$ и $N_{z_2} = z_1$.

Возьмем, к примеру, зубчатую пару с числами зубьев шестерни $z_1 = 40$ и колеса $z_2 = 45$. Чтобы определить НОК этих чисел, разложим их на простые множители: $40 = 5 \cdot 2^3$ и $45 = 5 \cdot 3^2$. Тогда НОК = $5 \cdot 2^3 \cdot 3^2 = 360$. Отсюда: $N_{z_1} = 360/40 = 9$ и

$N_{z_2} = 360/45 = 8$. Это означает, что через 9 оборотов шестерни (или 8 оборотов колеса) каждый i -й зуб шестерни вновь будет сопрягаться с соответствующим первым из блока j_i зубом колеса и далее цикл будет повторяться. (Под j_i понимается последовательность зубьев колеса, вступающих в сопряжение с i -м зубом шестерни за N_{z_1} ее оборотов и определяющих соответствующий блок нагрузжения.)

Для вывода формулы, позволяющей определять номер j_i зуба колеса, с которым встретится i -й зуб шестерни при совершении ею N_{11} оборотов, рассмотрим такую модель зацепления, в которой сопрягается не пара цилиндрических колес, а шестерня с прямой рейкой с числом z_p зубьев, равным произведению числа зубьев колеса z_2 на число его оборо-

тов N_2 , после которых i -й зуб шестерни вновь сопрягался бы с $j_i = i$ зубом колеса. Это формула № 11.

Несложный геометрический анализ движения шестерни по прямой рейке позволяет установить аналитическую зависимость встречи i -го зуба шестерни с j -м зубом колеса (формула № 12).

Обозначим, далее, через σ_{ij} уровень действующего напряжения в зубчатом сопряжении i -го зуба шестерни с j -м зубом колеса. При этом отметим: если при испытании зубчатой пары на стенде при постоянной нагрузке к моменту времени $t = T$ шестерня совершил N_T оборотов, то число n_{iT} циклов нагружения i -го зуба дает формулу № 13, т. е. n_{iT} равно числу блоков λ нагружения i -го зуба шестерни за время $t = T$.

В качестве меры повреждающего фактора за n_{iT} циклов нагружения при данном уровне действующих напряжений σ_{ij} может быть принята, в соответствии с формулой № 3, величина $R_{iT} = n_{iT} \sigma_{ij}^m$. Тогда для блока нагружения i -го зуба шестерни его мера повреждения q_i за n_{iT} циклов нагружений определяется по формуле № 14, а остаточную меру несущей способности i -го (при числе блоков нагружения λ) дает формула № 15.

Для транспортных машин характерными являются блоки нагружения деталей, соответствующие наработкам в эксплуатации — километрам, часам. В рассматриваемом случае один блок нагружения имеет девять уровней нагрузок за N_{z_1} оборотов шестерни, причем на каждом уровне действия напряжения σ_{ij} число циклов $n_{ij} = 1$. Примем такой блок нагружения за единицу q наработки. Тогда меру повреждения, соответствующую этому блоку, на основании формулы № 14 можно записать в виде формулы № 16. И поде-

лив формулу № 15 на формулу № 16, получить формулу № 17 для остаточной усталостной долговечности i -го зуба, определяемой числом блоков $\lambda_{i\text{ ост}}$ по контактной выносливости.

Остаточный же ресурс T_j до появления пяттина на рабочей поверхности зуба выражается формулой № 18, отображающей остаточные расчетные ресурсы каждого зуба шестерни, которые вследствие разброса параметров, характеризующих кривую выносливости, могут изменяться в широких пределах. Поэтому расходование ресурсов предполагается прогнозировать посредством уточнения реальных повреждающих нагрузок в зубчатых зацеплениях, осуществляя вибромониторинг состояния механизмов.

Суть данной технологии в следующем: периодически с помощью тензодатчиков, наклеенных на контролируемых зубьях, и вибродатчиков, установленных на корпусах подшипников, снимается информация об изменении динамической нагрузки в зубчатых сопряжениях, жесткости зацепления и т. д. — информация, влияющая на вибративность механизмов. На ее основе с помощью расчетной зависимости № 18 и прогнозируется остаточный ресурс отдельного зуба.

Таким образом, рассмотренная расчетно-экспериментальная методика оценки остаточного ресурса зубчатых колес на контактную выносливость, при которой каждая пара зацепляющихся зубьев считается отдельным объектом испытаний, как видим, действительно позволяет при проведении ресурсных испытаний зубчатых передач по результатам периодического вибромониторинга нагрузкенности зубчатого зацепления прогнозировать его остаточный ресурс. Причем делать это с достаточной для практики точностью.

МОДЕЛЬ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

Кандидаты техн. наук Р.Г. ХАБИБУЛЛИН и Д.М. ЛЫСАНОВ, д-р техн. наук И.В. МАКАРОВА

ИНЭКА (8.8552. 39-71-40)

Рассматриваются особенности эффективной организации работ по техническому обслуживанию автомобилей с учетом характеристик входящего потока требований, трудоемкостей выполняемых работ, временного интервала поступления заявок, стоимости обслуживания, числа имеющихся постов, численности ремонтных рабочих, режима работы предприятия.

Ключевые слова: техническое обслуживание, пост, поток требований, производительность, эффективность, трудоемкость, очередь, закон распределения, моделирование, временной интервал, число рабочих.

Habibullin R.G., Lysanov D.M., Makarova I.V.

MODEL OF FUNCTIONING OF SYSTEM OF MAINTENANCE SERVICE OF CARS

Features of the effective organisation of works on maintenance operation of cars taking into account characteristics of an entering stream of demands, labour content of carried out works, a time interval of receipt of requests, cost of service, quantity of available posts, quantity of repairmen, a factory mode of behaviour are observed.

Keywords: maintenance operation, post, stream of demands, productivity, efficiency, labour content, turn, the distribution law, modelling, time interval, number of workers.

Существуют различные стратегии поддержания работоспособности автомобилей [1]. И одной из них является текущий ремонт, который может выполняться двумя методами — на универсальных или специализированных постах. Причем второй из методов может быть либо поточным, либо операционно-постовым: все зависит от конкретных условий — числа заявок на техническое обслуживание, объема необходимых воздействий, трудоемкости выполняемых работ и т. д.

Однако, несмотря на такую многообразность, система обслуживания автомобилей (комплекс технических и организационных мероприятий) — это все-таки один из вариантов системы массового обслуживания, которая характеризуется потоком заявок и постами обслуживания. Поэтому задачи, связанные с повышением эффективности организации и управления производством, можно и нужно решать с помощью математических моделей. Причем в нашем случае формальная постановка задачи сводится к следующему.

Пусть имеется сервисное предприятие — СТОА, на которое в случайные моменты времени поступают заявки на техническое обслуживание, а каждая заявка требует выполнения на автомобиле определенного объема регламентных и нерегламентных работ. Необходимо построить такую систему обслуживания, которая будет работать наиболее эффективно — обеспечивать максимум прибыли при минимуме затрат.

Очевидно, что СТОА обладает некоторой пропускной способностью, которая не остается постоянной. Поток требований и длительность одного обслуживания в силу многих случайных факторов также не стационарны. В связи с чем вариантов решения может быть два [2]: если известны параметры входящего потока заявок и содержащиеся в них требования, а производительность СТОА неизвестна, то необходимо найти такой метод обслуживания, а также число постов и число рабочих на них, которые гарантированно обеспечат наиболее оптимальную производительность системы; если на СТОА уже существует определенная технология и организация производства, то нужно определить значение того потока заявок и требований, при котором выбранный критерий эффективности будет максимальным.

Таковы выводы, вытекающие из теории массового обслуживания. Однако в нашем случае возникает одно "но": влияние управляемых воздействий на процесс автомобилей представить очень трудно. Из-за чего любую из двух названных выше задач придется решать не с помощью математической модели, а методом имитационного моделирования.

Рассмотрим, как это делается.

В общем случае система обслуживания характеризуется входными (неуправляемыми) и выходными переменными, а также ее собственными параметрами (управляемыми переменными). Под управляемыми

переменными понимаются факторы, существенно влияющие на эффективность функционирования этой системы (СТОА). К ним относятся число заявок и требований на обслуживание, трудоемкость работ, временной интервал поступления заявок, стоимость обслуживания. Управляемые же переменные (число постов или линий обслуживания, число ремонтных рабочих на отдельных постах, режим работы и т. д.) определяют состояние системы во времени, т. е. с их помощью можно менять состояние системы в заданном режиме.

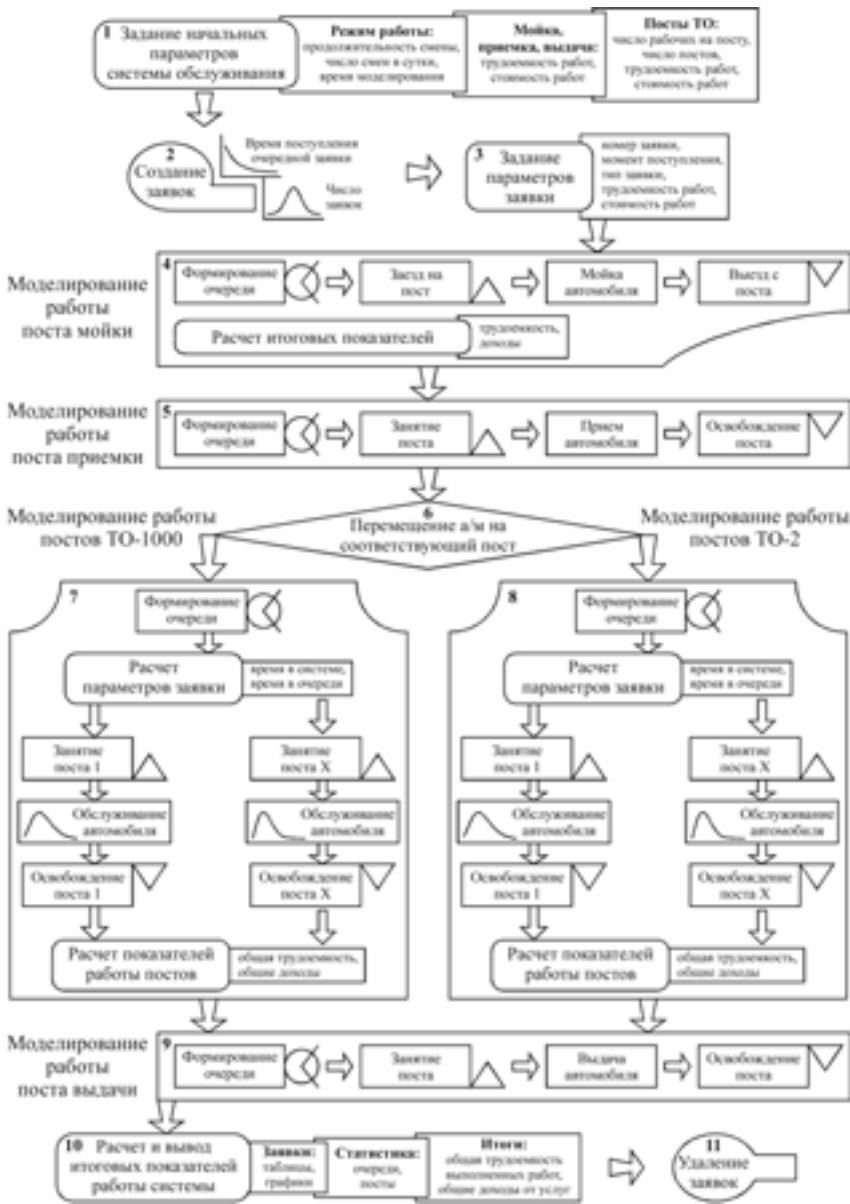
Из сказанного следует, что оптимизация функционирования системы обслуживания представляет собой ее оптимальное построение при заданных неуправляемых параметрах, достигаемое путем изменения управляемых переменных в определенных пределах.

Входными переменными для расчетной оптимизации системы обслуживания, как известно [1], являются $I_{TO}(t)$ — закон распределения интервала между последовательными поступлениями автомобилей на СТОА; $N_{TO}(t)$ — закон распределения числа заявок, поступающих на техническое обслуживание; $T_{TO}(t)$ — закон распределения трудоемкости единичного обслуживания; X_{TO} — число постов или поточных линий; P — число ремонтных рабочих на посту; T_c — продолжительность работы системы в сутки.

Эти переменные используются при реализации алгоритма оценки эффективности организации технического обслуживания. И таких алгоритмов, в принципе, может быть много. В качестве примера приведем лишь один из них — разработанный в Набережночелнинском автоСентре КамАЗ и моделирующий обслуживание автомобилей КамАЗ на тупиковых универсальных постах (см. рисунок).

Как видим, алгоритм включает 11 блоков.

В блоке 1 задаются начальные параметры, необходимые для моделирования работы автоцентра. В их число входят три общезвестных: продолжительность одной смены (8 ч), число смен за сутки (в связи с большой интенсивностью заявок на ТО-1000 центр работает в три сме-



ны), временной интервал, для которого осуществляется моделирование (месяц), а также локальные параметры: для постов мойки, приемки и выдачи обслуженных АТС — трудоемкость обслуживания одного автомобиля и стоимость 1 ч работы, для постов обслуживания (ТО-2 и ТО-1000) — их число и число рабочих, одновременно занятых на посту. Кроме того, задаются функции распределения трудоемкостей выполняемых работ и их стоимости в зависимости от вида обслуживания.

В блоке 2 составляются заявки на проведение работ по ТО: формируется временной интервал между последовательными поступлениями автомобилей, подчиняющийся экспоненциальному распределению с интенсивностью λ (числом заявок в

1 ч); фиксируется число автомобилей, поступающих в автоцентр (описывается гамма-законом с параметрами α и β). Могут быть заданы также момент поступления в систему первой заявки, число заявок, обслуживаемых в данный момент, и уровень приоритета поступающих заявок.

В блоке 3 задаются следующие основные параметры каждой поступающей в систему заявки: ее номер, момент поступления с начала работы системы и тип, определяемый исходя из реального соотношения между поступившими в автоцентр заявками на ТО-1000 и ТО-2. Затем в зависимости от типа формируется трудоемкость работ и выбирается ее стоимость. При этом трудоемкость работ ТО-1000 хорошо описывается

нормальным законом распределения с параметрами M и σ .

Блок 4 моделирует работу поста мойки автомобилей с этапами: "ожидание освобождения поста в очереди перед постом", "заезд на пост", "выполнение необходимых моечных работ", "выезд с поста". Здесь же рассчитываются основные показатели работы поста: общая трудоемкость мойки и доходы от нее.

Блок 5 моделирует работу поста приемки автомобилей.

В блоке 6 проверяется тип заявки, и в зависимости от него управление передается в последующие блоки, характеризующие работу конкретного поста обслуживания.

Блоки 7 и 8 моделируют работу постов ТО-1000 и ТО-2. Причем число этих постов и рабочих на них задается в начале моделирования. Если при поступлении заявки все посты заняты, то автомобиль становится в очередь, и принцип обслуживания здесь следующий: первым пришел — первым обслуживается.

Все посты одного типа имеют одинаковые характеристики: площадь, технологическое оборудование, численность и квалификацию производственных рабочих. Но трудоемкость обслуживания на них будет различной, так как для каждого автомобиля в зависимости от типа заявки (вида обслуживания) это время формируется случайным образом — согласно своему закону распределения, установленному при анализе и обработке статистических данных, характеризующих работу системы ТО.

После выполнения необходимых работ автомобиль освобождает пост. Затем рассчитываются показатели работы отдельной группы постов (ТО-1000 или ТО-2): общие трудоемкость работ по обслуживанию автомобилей и доходы от предоставленных услуг.

Блок 9 моделирует работу поста выдачи, куда автомобили поступают после завершения основных работ по обслуживанию.

Блок 10 — блок окончательного расчета и отображения итоговых показателей работы системы. В нем выводится подробная статистика по каждой заявке, прошедшей через систему, и заявкам, оставшимися в ней на момент завершения времени

моделирования, а также статистика по работе отдельных постов (мойка, приемка, выдача) и групп постов (ТО-1000, ТО-2), значения текущих параметров системы ТО и общие трудоемкость всех выполненных работ и полученные доходы от мойки и обслуживания автомобилей.

В блоке 11 очередная заявка, полностью прошедшая моделирование,

удаляется из системы, и проверяется значение текущего системного времени. Если оно меньше заданного периода моделирования работы системы, то управление передается в блок 2 и создается новая заявка. И далее весь процесс моделирования обслуживания вновь поступившего автомобиля полностью повторяется. Когда же значение текущего систем-

ного времени превышает границу интервала моделирования, новые заявки не создаются, и моделирование работы системы ТО завершается.

Литература

1. Фастовцев Г.Ф. Автотехобслуживание. — М.: Машиностроение, 1985. — 256 с.
2. Бедняк М.Н. Моделирование процессов технического обслуживания и ремонта автомобилей. — Киев: Высшая школа, 1983. — 131 с.



ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.833

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ КОЛЕС ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Д-р техн. наук А.С. КАЛАШНИКОВ, Ю.А. МОРГУНОВ,
канд. техн. наук П.А. КАЛАШНИКОВ

МГТУ "МАМИ"

Разработана технологическая модель непрерывного обкатного зубошлифования, которая позволила согласовать радиальные, тангенциальные и осевые движения подач как при шлифовании однозаходными, так и двухзаходными червячными кругами. Предложен аналитический метод расчета минимального припуска. Разработаны рекомендации по выбору оптимальных значений припусков.

Ключевые слова: зубошлифование, радиальные, тангенциальные и осевые движения подач, однозаходные и двухзаходные червячные круги.

Kalashnikov A.S., Morgunov Yu.A., Kalashnikov P.A.

EFFECTIVENESS INCREASE OF MANUFACTURING CYLINDRICAL WHEELS OF CHANGE-WHEEL GEAR

The technological model which has allowed to co-ordinate radial, tangential and axial feeds as at grinding 1-starts and 2-starts grinding wheels is developed. The analytical method of calculation of the minimum allowance is offered. Recommendations for choice optimum values of stock allowances are developed.

Keywords: gear grinding, radial, tangential and axial feeds, 1-starts and 2-starts grinding wheels.

Повышение передаваемых крутящих моментов, плавности и бесшумности зацепления — те требования, которые предъявляются к каждому новому поколению зубчатых передач. И, думается, эта тенденция сохранится и в будущем. Отсюда и ужесточение требований к точности зацепления и шероховатости боковых поверхностей зубьев, например, цилиндрических передач (табл. 1).

Анализ известных в настоящее время технологических процессов изготовления зубчатых зацеплений показывает, что выполнить нынешние, а тем более перспективные нормы по точности наиболее эффективно позволяет операция чистовой обработки — зубошлифование. Оно дает возможность не только существенно снизить погрешности зубьев, образовавшиеся на предварительных операциях механической и термической их обработки, но и стабильно получать поверхности с параметрами точности, находящимися в заранее заданном их диапазоне. Кроме того, техноло-

гические возможности зубошлифования таковы, что благодаря им значительно повышается изгибная и контактная выносливость зубьев, а их вибраакустическая активность и массогабаритные размеры, наоборот, снижаются. Очень важно и то, что зубошлифованием можно получить все известные на сегодня модификации зубьев, т. е. с симметричными и несимметричными отклонениями зуба по профилю и длине от теоретических их значений.

На практике используется несколько видов зубошлифования. И они, как свидетельствуют результаты исследований, далеко не равнозначны. Например, при непрерывном обкатном шлифовании объем снимаемого за единицу времени слоя более чем в 2 раза превышает объем, снимаемый при профильном непрерывном шлифовании. То есть первое вдвое производительнее второго. Поэтому так широко и применяется в средне- и крупносерийном производстве.

Таблица 1

Зубчатые колеса	Степень (класс) точности по ГОСТ 1643—81	Шероховатость Ra поверхности, мкм, по ГОСТ 25142—82
Измерительные Редукторов: общего назначения газовых и паровых турбин	3—4 5—7 3—5	0,1—0,8 0,8—2,5 0,3—1,2
Двигателей: авиационных судовых	3—5 4—6	0,3—1,2 0,6—2,0
Металлорежущих станков	3—6	0,3—2,0
Железнодорожных электро- и тепловозов	4—6	0,6—2,0
Автомobileй: легковых грузовых	5—6 5—8	0,8—2,0 0,8—3,2
Автобусов	5—7	0,8—2,5
Мотоциклов	5—7	0,8—2,5
Тракторов	6—8	1,0—3,2
Ветряных электростанций	5—6	0,6—2,0

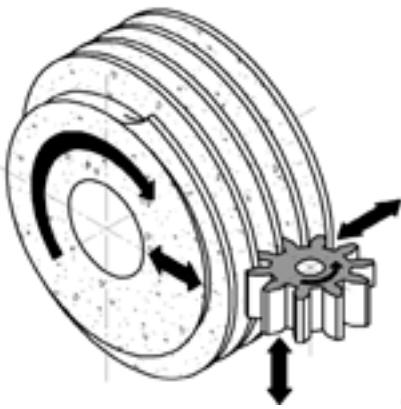


Рис. 1. Кинематическая схема резания при зубошлифовании с радиально-диагональным движением подачи

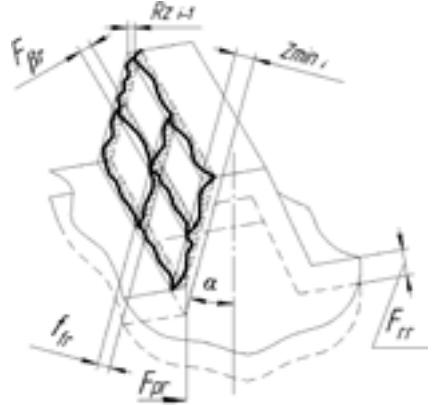
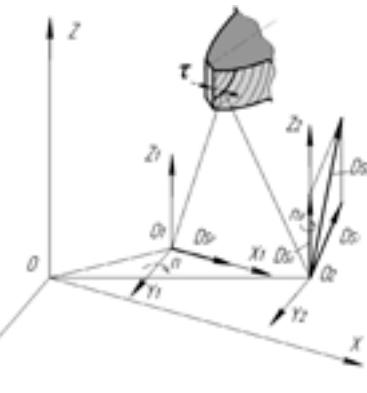


Рис. 2. Схема расположения припуска на зубьях под шлифование

Еще производительнее непрерывное обкатное зубошлифование с радиально-диагональным движением подачи (рис. 1), которое характеризуется активным воздействием на процесс резания не только радиального (D_{sp}) и осевого (D_{so}), но и тангенциального (D_{st}) движений подач. Кинематическая схема такого резания представляет собой сочетание вращательного и поступательного движений инструмента в системе координат X_1, Y_1, Z_1 и вращательного и двух поступательных движений обрабатываемой заготовки в системе координат X_2, Y_2, Z_2 .

Но какой бы вариант ни использовался, его эффективность (прежде всего производительность) во многом зависит от точности определения (расчета) величины припуска под зубошлифование.

Расчет минимального припуска должен базироваться на анализе факторов, влияющих на припуск предшествующей и выполняемой операций, и на методике, разработанной В.М. Кованом, но — с учетом теоретического анализа, выполненного В.П. Пономаревым. Ее суть рассмотрим по схеме расположения припуска на зубьях передачи (рис. 2).

Согласно ей, суммарное отклонение Δe_{i-1} расположения и формы поверхностей зубьев определяется с использованием показателей норм кинематической точности (радиальное биение F_{rr} , накопленная погрешность шага колеса F_{pr}), плавности работы (погрешность f_{fr} профиля зуба) и контакта зубьев (погрешность $F_{\beta r}$ направления зуба) колеса, поступающего на зубошлифование. То есть функция имеет вид: $\Delta e_{i-1} = f(F_{rr}, F_{pr}, f_{fr}, F_{\beta r})$, а основанная же на ней расчетная формула для определения минимального припуска под зубошлифование на две стороны зуба следующая:

$$2Z_{min_i} = F_{r_{i-1}} \sin \alpha + \\ + 2(R_{z_{i-1}} + \sqrt{(F_{pr_{i-1}} \cos \alpha)^2 + f_{fr_{(i-1)}}^2 + F_{\beta r_{(i-1)}}^2 + \varepsilon_i}).$$

(Здесь $F_{z_{i-1}}$ — высота неровностей профиля на предшествующей операции; ε_i — погрешность установки заготовки на выполняемой операции.)

Приемлемость этой методики авторы проверяли экспериментом — при обработке заготовок сателлитов и ведущих шестерен планетарной передачи заднего моста грузового автомобиля. Для чего была разработана технологическая модель, которая позволила согласовать радиальные, тангенциальные и осевые движения подач как при шлифовании однозаходными, так и двухзаходными червячными кругами (рис. 3).

В соответствии с разработанной моделью в начале каждого рабочего хода (точка А на рисунке) при обработке зубьев выполнялось радиальное движение подачи, затем — диагональное, состоящее из осевого и тангенциального движений, а после окончания последнего предварительного рабочего хода (точка В) — тангенциальный сдвиг заготовки на величину $Bo = m$

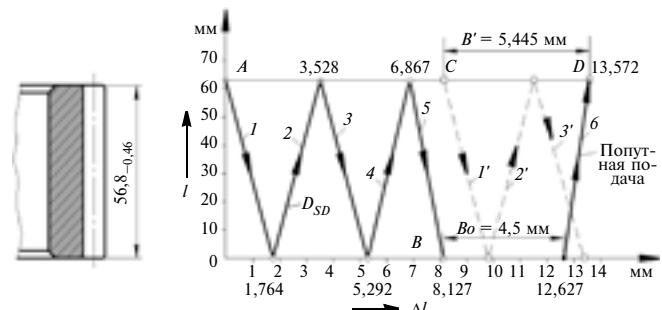


Рис. 3. Схема движений диагональных подач при зубошлифовании сателлитов

Таблица 2

Модуль, мм	Диаметр делительной окружности, мм			
	$d < 125$ мм		$d = 125-400$ мм	
	$2Z_{min_i}$	$2Z_{max_i}$	$2Z_{min_i}$	$2Z_{max_i}$
Для заготовок зубчатых колес 9-й степени точности				
1—4	0,25	0,30	0,28	0,34
4—8	0,32	0,37	0,36	0,42
Для заготовок зубчатых колес 10-й степени точности				
1—4	0,36	0,41	0,38	0,44
4—8	0,44	0,49	0,48	0,54

(в случае сателлита $m = 4,5$ мм), который необходим для обеспечения стабильных результатов по точности зубьев.

Суммарная величина тангенциального смещения при шлифовании одной заготовки сателлита в нашем случае составляла 13,572 мм. С целью рационального использования рабочей длины шлифовального круга после завершения окончательного рабочего хода (точка D) был выполнен тангенциальный сдвиг в обратном направлении на величину $B' = -(Bo + \Delta l_6) = 5,445$ мм.

УДК 62-233.2

Новый метод контроля геометрических параметров колец шарикоподшипников

Кандидаты техн. наук В.П. СУСЛИН, А.В. ДЖУНКОВСКИЙ и А.И. МАКАРОВ,
д.А. ХОЛОДОВ

МГТУ "МАМИ"

Излагаются результаты анализа измерений беговых дорожек колец шарикоподшипников, на основании которых показывается плохая обусловленность данной задачи. Предлагается использование метода регуляризации для ее решения.

Ключевые слова: координатно-измерительная машина, торовые поверхности, подшипники, беговые дорожки, плохо обусловленные задачи, регуляризация.

Suslin V.P., Dzhunkovskiy A.V., Makarov A.I., Holodov D.A.
NEW METHOD OF BALL BEARINGS RINGS GEOMETRICAL
PARAMETERS CONTROL

The analysis results of ball bearings rings racetracks measurements are stated. It is shown that this measurement task is ill-posed. The regularization method is offered for its decision.

Keywords: coordinate measuring machine, bearings, torus, racetracks, ill-posed problems.

В процессе измерения геометрических объектов на координатно-измерительных машинах довольно часто возникают задачи, решение которых зависит даже от малых изменений исходных данных. Типичный пример — резкие колебания результатов от небольших погрешностей измерения дуги окружности, угловой размер которой менее 90° . Такие задачи принято называть некорректными, или плохо обусловленными. К ним относятся, в частности, контроль профиля беговых дорожек подшипников качения.

Например, анализ показателей точности специализированных средств измерений этих дорожек показал, что при измерении радиусов характерны весьма значительные (до 50 мкм) погрешности: при измерении дорожки радиусом 100 мм они составляют 0,05 %. И виной тому, скорее всего, не аппаратные особенности или несовершенство конструкции приборов, а то, что измерительная задача плохо обусловлена.

В лаборатории САПР МГТУ "МАМИ" решили проверить это предположение и провели исследование технологии геометрического контроля торовой поверхности беговой дорожки внутреннего кольца подшипника № 6-50306 с помощью координатно-измерительной машины DKM 1-300DP (рис. 1).

Согласно этой технологии, поверхность беговой дорожки измерялась в четырех ее сечениях, каждое из

По результатам теоретических (оны, естественно, шли) и экспериментальных исследований авторы разработали рекомендации по выбору оптимальных значений припусков (табл. 2). Причем их значения составили с учетом погрешностей зубчатого зацепления заготовок и компенсации точности их установки и закрепления при зубошлифовании. Это — оптимум. И на него следует ориентироваться тем, кто занят как проектированием, так и изготовлением зубчатых цилиндрических передач.

которых содержало пять точек. Причем геометрические параметры тора (радиус R кольца и радиус r дорожки, центральная точка P_0 и вектор V оси тора) определялись методом наименьших квадратов с минимизацией функции: $F(R, r, P_0, V) = \sum_{i=1}^n \delta_i^2$, где δ_i —

отклонение измеренной точки от поверхности тора. Значение начального приближения для радиуса R сечения тора принималось как средний радиус измеренных сечений, а начальные приближения для остальных параметров тора были получены с помощью окружности, проходящей через центры измеренных сечений.

Результаты семи измерений беговой дорожки подшипника приведены в табл. 1. Символами ΔP и Δr в ней обозначены разбросы соответствующих радиусов (рис. 2) по всем измерениям, символом $E_{\text{форм}} = \delta_{\max} - \delta_{\min}$ — отклонение формы исходных данных от поверхности тора, а символом $\Delta E_{\text{форм}}$ — разброс значений отклонений формы.

Анализ приведенных в табл. 1 данных показывает: даже при небольшом разбросе значений отклонения ($\Delta E_{\text{форм}}$) формы разброс значений радиусов ΔP и Δr составляет величину, на порядок большую. Что характеризует задачу как очень плохо обусловленную: небольшие изменения исходных данных приводят к существенным изменениям результатов.

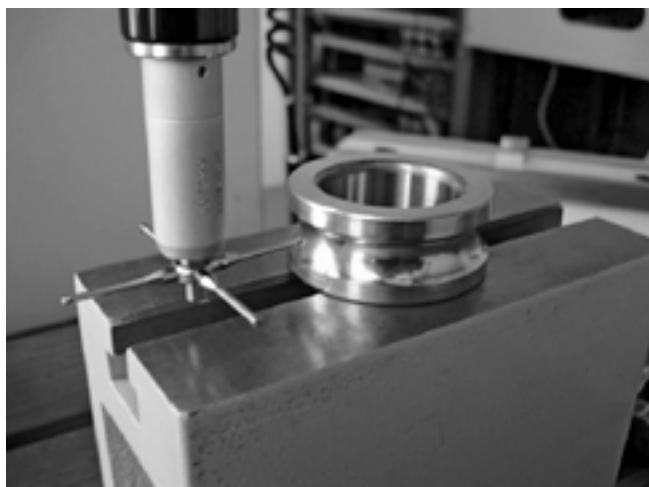


Рис. 1. Измерение беговой дорожки внутреннего кольца шарикоподшипника

Предположение плохой обусловленности задачи измерения беговых дорожек подшипников качения подтвердил и вычислительный эксперимент. Для этого на математической торовой поверхности рассчитали координаты точек в сечениях так, чтобы угловой размер сечения составил $\sim 90^\circ$, т. е. соответствовал бы проведенным ранее натурным измерениям. Затем полученные точки "испортили" шумом амплитудой до 3 мкм (смоделировали случайные погрешности координатно-измерительной машины). Таких наборов данных было сгенерировано тоже семь. Их обработка дала результаты, приведенные в табл. 2. Как видим, они такие же, что и при реальных измерениях. То есть рассматриваемая измерительная задача — действительно плохо обусловленная.

Но и это еще не все. Очевидно: если предположение о плохой обусловленности соответствует действительности, то разброс получаемых значений радиусов тора при увеличении сектора образующей его окружности должен существенно уменьшаться. И это подтвердило (табл. 3) еще один вычислительный эксперимент, в целом аналогичный предыдущему, но с использовани-

Таблица 1

№ измерения	R , мм	r , мм	$E_{\text{форм}}$, мм
1	26,193	5,197	0,004
2	26,199	5,202	0,003
3	26,198	5,201	0,003
4	26,200	5,203	0,003
5	26,203	5,206	0,003
6	26,202	5,205	0,003
7	26,198	5,201	0,004
	$\Delta R = 0,010$	$\Delta r = 0,010$	$\Delta E_{\text{форм}} = 0,001$

Таблица 2

№ набора	R , мм	r , мм	$E_{\text{форм}}$, мм
1	26,199	5,203	0,003
2	26,200	5,202	0,004
3	26,201	5,201	0,004
4	26,203	5,200	0,003
5	26,199	5,203	0,005
6	26,195	5,206	0,004
7	26,203	5,200	0,005
	$\Delta R = 0,008$	$\Delta r = 0,007$	$\Delta E_{\text{форм}} = 0,002$

Таблица 3

№ набора	R , мм	r , мм	$E_{\text{форм}}$, мм
1	26,202	5,201	0,003
2	26,201	5,202	0,004
3	26,201	5,202	0,004
4	26,201	5,202	0,003
5	26,201	5,202	0,005
6	26,199	5,203	0,004
7	26,201	5,202	0,005
	$\Delta R = 0,003$	$\Delta r = 0,002$	$\Delta E_{\text{форм}} = 0,002$

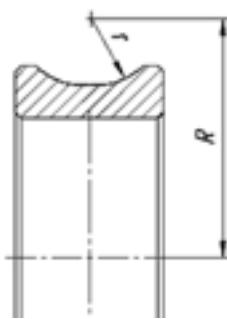


Рис. 2. Внутреннее кольцо шарикоподшипника

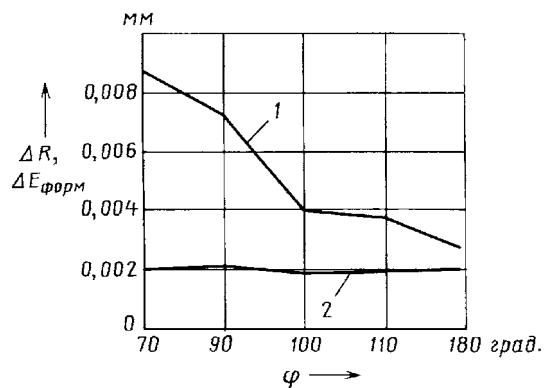


Рис. 3. Зависимость разброса ΔR (1) и $\Delta E_{\text{форм}}$ (2) тора от величины сектора (ϕ) образующей окружности

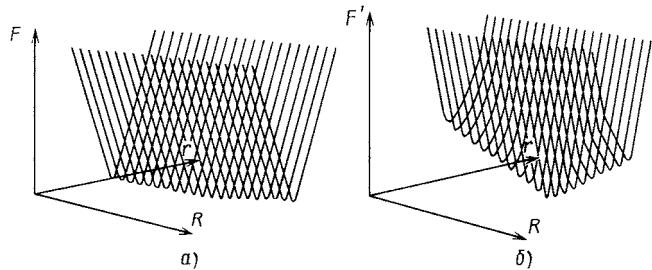


Рис. 4. Решения задачи параметров R и r торовой поверхности до (а) и после (б) регуляции

ем сектора образующей тора, равной 180° : при угловом размере образующей тора в 180° необусловленность задачи исчезает, так как значения ΔP и Δr оказываются соизмеримыми с величиной $\Delta E_{\text{форм}}$.

Совокупные результаты экспериментов при различных значениях углового размера образующей окружности тора представлены на рис. 3. Из него видно, что при высокой стабильности отклонения $\Delta E_{\text{форм}}$ формы разбросы ΔR радиусов стабилизируются и уже для секторов $\sim 180^\circ$ становятся соизмеримыми с ошибками исходных данных.

Таким образом, вычислительные эксперименты и реальные измерения полностью доказывают плохую обусловленность рассматриваемой измерительной задачи. Следовательно, программное обеспечение, основывающееся на классическом методе наименьших квадратов, для контроля беговых дорожек подшипников качения использовать нельзя: оно гарантированно не дает точных результатов.

И каков же выход? Он — в применении метода регуляризации, разработанного А.Н. Тихоновым¹. И это тоже доказано исследованиями, выполненными в лаборатории САПР.

Суть этого метода состоит в добавлении к условию задачи некой дополнительной (априорной) информации, превращающей плохо обусловленную задачу в корректную, т. е. хорошо обусловленную. Например, для плохо обусловленной задачи измерения малой дуги окружности к приведенной выше функции F можно добавить отклонение радиуса дуги от номинального значения, равное $w(R - R_{\text{ном}})$, и получить новую — сильно выпуклую, с четко выраженной точкой минимума

$$F' = \sum_{i=1}^n \delta_i^2 + w(R - R_{\text{ном}})^2.$$

Но можно пойти и дальше, как это сделали на кафедре, включив в программу ГеоАРМ отклонения всех определяемых параметров от их номинальных значений. При этом функция F' получает следующий вид: $F'(R, r, P_0, V) = F(R, r, P_0, V) + w_1(R - R_{\text{ном}})^2 + w_2(r - r_{\text{ном}})^2 + w_3(P_0 - P_{0\text{ном}})^2 + w_4(V - V_{\text{ном}})^2$, где $R_{\text{ном}}$, $r_{\text{ном}}$, $P_{0\text{ном}}$, $V_{\text{ном}}$ — номинальные значения параметров; w_1, \dots, w_4 — "веса" параметров (коэффициенты регуляризации).

Что это дало, демонстрирует рис. 4, на котором показаны определения радиусов R и r тора с применением регуляризации (рис. 4, а) и без нее (рис. 4, б). Так, при использовании метода наименьших квадратов без регуляризации поверхность решения представляет собой "овраг" с пологим дном, т. е. при минимизации функции решения может оказаться в любой точке дна "оврага". А уже после введения регуляризации поверхность решения представляет собой не "овраг" с бесконечным множеством решений, а воронку с единственным решением в точке минимума.

Результаты расчетов с использованием регуляризации для измерений беговой дорожки кольца подшипника

¹ А.Н. Тихонов, В.Я. Арсенин. "Методы решения некорректных задач". М.: "Наука". — 1979.

УДК 629.1.036.001.57

РЕЗУЛЬТАТЫ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ КОЛЕС ИЗ МАГНИЕВОГО СПЛАВА

С.Т. БАСЮК, П.А. ПЕТРОВ, А.А. ПЛОТНИКОВ, М.В. ШАЙХУЛОВ

ЗАО "Диск БС", МГТУ "МАМИ" (8.495. 223-05-23)

Показана принципиальная возможность применения современных CAE-систем для моделирования стендовых испытаний ответственных автомобильных деталей. В частности — колес, изготовленных из магниевого сплава. Даются рекомендации по выбору геометрии профиля продольного сечения колес.

Ключевые слова: магниевый сплав, колесо, коэффициент запаса прочности, метод конечных элементов, математическое моделирование, стендовые (сертификационные) испытания.

Таблица 4

№ измерения	R , мм	r , мм	$E_{\text{форм}}$, мм
1	26,197	5,200	0,004
2	26,198	5,201	0,003
3	26,196	5,200	0,004
4	26,197	5,200	0,004
5	26,197	5,200	0,003
6	26,197	5,201	0,004
7	26,197	5,200	0,004
	$\Delta R = 0,001$	$\Delta r = 0,001$	$\Delta E_{\text{форм}} = 0,001$

Таблица 5

Технология	Результаты определения		
	ΔR	Δr	$\Delta E_{\text{форм}}$
Без применения регуляризации	0,010	0,010	0,001
С применением регуляризации	0,001	0,001	0,001

ника сведены в табл. 4. Они еще раз подтверждают правильность выполненных ранее расчетов: разбросы значений R , r и $E_{\text{форм}}$ после регуляризации представляют собой соизмеримые величины, несмотря на то, что угловой размер образующей дуги окружности тора (беговая дорожка подшипника) менее 90°.

И последнее. В табл. 5 приведены результаты, полученные при "стандартной" технологии измерения беговой дорожки шарикоподшипника и при регуляризации для той же задачи. Они показывают, что благодаря регуляризации разбросы значений параметров кольца подшипников становятся близкими к величине отклонения формы. Вывод очевиден: беговые дорожки шариковых подшипников на измерительных машинах контролировать можно, но только при условии использования предлагаемой авторами методики расчетов.

Басюк С.Т., Петров П.А., Плотников А.А., Шайхуллов М.В.
RESULTS OF MODERN CAE-SYSTEMS FOR THE NUMERICAL SIMULATION OF THE STANDARDIZED TESTS OF AN AUTOMOTIVE WHEEL'S STRENGTH

An approach to the application of modern CAE-systems for the numerical simulation of the standardized tests of an automotive wheel's strength is described. The investigated magnesium automotive wheel is used in the design of racing or sport cars. The investigation within the scope of the paper has been done on the basis of the finite-element (FE) modelling by means of the FE commercial codes T-FLEX Analysis.

Keywords: magnesium alloy, automotive wheel, safety factor, finite element method, numerical simulation, standardized test.

Компьютерное моделирование может быть с успехом применено не только при анализе технологии получения заготовок колес, но и для расчета прочности

готового изделия [1, 2]. Однако авторы этих работ такие расчеты выполняли для колеса фиксированной геометрии, т. е. влияние формы профиля продольного сечения колеса на его коэффициент запаса прочности не рассматривали. Поэтому область применения их рекомендаций весьма ограниченная: она не охватывает все три ныне используемые типы колес в виде конических оболочек с отрицательной (тип "a"), положительной (тип "b") и нейтральной (тип "c") кривизной. А такой охват просто необходим с точки зрения оценки прочностных характеристик колес.

Прочностные характеристики обычно оценивают методом натурных стендовых (сертификационных) испытаний. И главное в них — испытание на выносливость при изгибе с вращением. Для этого колесо в сборе нагружают (рис. 1) изгибом с вращением, имитируя таким образом эффект боковых сил, действующих на него при движении АТС на повороте.

Но натурные испытания — дело трудоемкое: их желательно заменить испытаниями математических моделей. Что авторы и попытались сделать. Правда, схему испытаний пришлось несколько изменить: если натурные испытания выполняются в условиях динамического нагружения, то компьютерные (рис. 2) — в условиях статического нагружения. Авторы рассмотрели только одно положение колеса на испытательном стенде — начальное. В процессе испытаний величина изгибающего момента M_{\max} рассчитывалась по известной формуле $M_{\max} = KF_v(\mu R + d)$, в которой K — коэффициент перегрузки (принимается равным 2,0); F_v — максимальная вертикальная статическая нагрузка на колесо; μ — коэффициент сцепления между шиной и опорной поверхностью (принимается равным 0,9); R — статический радиус шины наибольшего размера, рекомендуемой к установке на данное колесо; d — вылет обода.

Учитывая все это, а также то, что в данном исследовании $F_v = 5 \text{ кН}$, $R = 330 \text{ мм}$ и $d = 49 \text{ мм}$, получаем $M_{\max} = 3,46 \text{ МН} \cdot \text{мм}$.

Прочность колеса оценивалась по величине коэффициента K ее запаса, т. е. отношением допускаемого для материала напряжения $[\sigma]$ к действующему в нем эквивалентному напряжению σ_i , — по формуле $K = [\sigma]/\sigma_i$.

В свою очередь, $[\sigma]$ для материала колеса, магниевого сплава МА 2-1, можно принять равным его пределу текучести (160 МПа), а σ_i вычислить по значениям компонентов тензора напряжений: $\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \times \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}$, где σ_x , σ_y и σ_z — нормальные напряжения по осям x , y , z , а τ_{xy} , τ_{yz} и τ_{xz} — напряжения касательные.

Анализ результатов компьютерного моделирования (рис. 3) позволяет выявить критические зоны конструкции колеса. Такими зонами для всех типов колес являются: середина длины спицы, места сопряжения двух смежных спиц у ступицы истыковки спицы с передним фланцем.

Как видно из рисунков, изменение геометрической формы оболочки от типа "a" к типу "c", как правило, ведет к увеличению коэффициента запаса в критических зонах.

Так, в первой из перечисленных зон у колеса типа "a" коэффициент запаса прочности оказывается на 17 % меньше, чем у колеса типа "c"; во второй зоне он меньше на 11 %, в третьей зоне, наоборот, — больше на 7,6 %. Если сравнивать колеса типов "a" и "b", то у второго в первой зоне коэффициент K на 1 % больше, а во второй и третьей зонах — соответственно на 6,4 и 11,6 % меньше. То есть самым выгодным с точки зрения

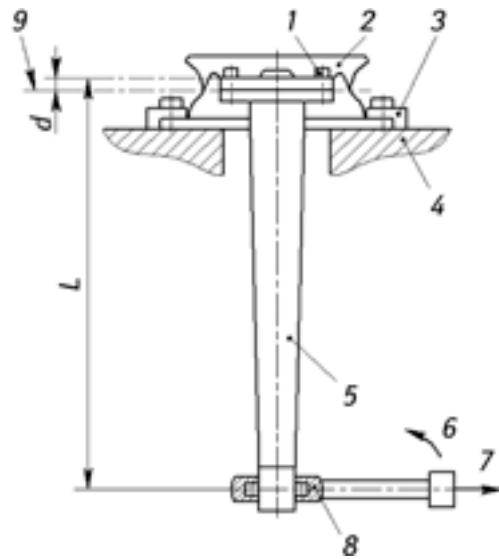


Рис. 1. Схема натурного стендового испытания колеса:

1 — детали крепления колеса; 2 — колесо; 3 — зажим обода; 4 — опорная поверхность; 5 — нагрузочный вал; 6 — крутящий момент; 7 — испытательная боковая нагрузка; 8 — опора вращения; 9 — центральная плоскость обода

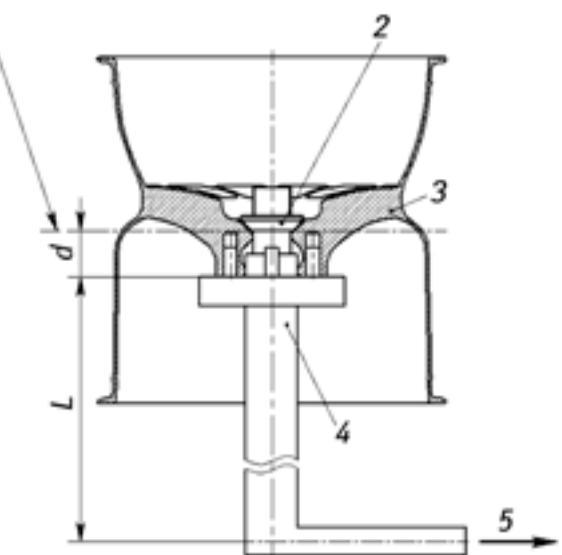


Рис. 2. Схема компьютерного стендового испытания колеса:

1 — испытательная плоскость обода; 2 — детали крепления диска; 3 — колесо; 4 — нагрузочный вал; 5 — испытательная нагрузка

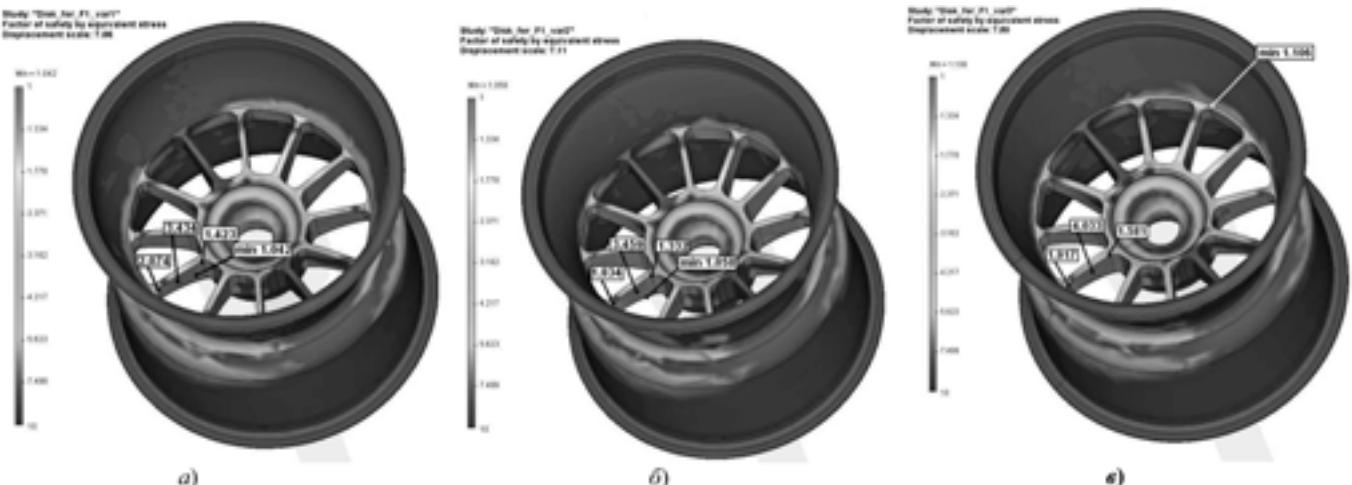


Рис. 3. Эпюры изменения напряжений (коэффициента K) в первой, второй и третьей опасных зонах магниевых колес типа "а" (а), "в" (б) и "с" (в)

ния прочности следует считать колеса, выполненные по типу "с".

Таким образом, результаты компьютерного моделирования стендовых испытаний магниевых колес показали, что наиболее нагруженный элемент их конструкции, независимо от типа колеса, — спица. Однако геометрия колеса в его продольном сечении оказывает существенное влияние на прочность. Причем для увеличения запаса прочности спицы есть фактически

один способ — изменение кривизны конической оболочки, прилегающей к верхнему ободу.

Литература

1. Огородникова О.М., Крестьянинова А.А. Моделирование литьевой технологии и тестовых испытаний колесного диска // Вестник УГГУ-УПИ. 2005. № 11 (63). С. 16—24.
2. Батурина А.И. Напряженно-деформированное состояние алюминиевых автомобильных колес // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2006. № 7. С. 26—31.

УДК 629.018

ТЕСТОВЫЕ ВИДЕОСИСТЕМЫ ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ УДАРНОЙ НАГРУЗКОЙ

Н. ОСБОРН

ЗАО "Уралсибпромсервис" (8. 351. 729-82-82)

Скоростная фотосъемка — традиционный метод определения поведения материалов и деталей машин в условиях очень больших скоростей их деформации. Однако высокая стоимость такого тестирования и технические сложности с получением успешных результатов ограничивали его применение относительно небольшим числом пользователей. Теперь положение изменилось: в последнее десятилетие получила развитие технология высокоскоростной цифровой видеофотографии — она резко повысила качество изображения и столь же резко снизила стоимость тестирования (точнее, соотношение его цены и производительности, т. е. результатов тестирования) и увеличила скорость передачи кадров, поэтому дало возможность регистрировать сверхбыстрые

процессы, а значит, расширить область ее применения.

В частности, новое поколение фотокамер делает возможным кадрирование, причем практически в любом масштабе даже отдельных участков сенсора с частотой кадров свыше 100 тыс. в секунду. Правда, с несколько пониженным разрешением. Тем не менее качество снимков оказывается значительно выше, чем дают нецифровые камеры, поскольку сами сенсоры стали более чувствительными, менее требовательными к освещению.

К числу очевидных преимуществ рассматриваемого метода относится также относительная легкость использования современных фотокамер. Очень часто они являются полностью автономными и требуют только источник электропитания, а

подключение к компьютеру выполняется по гигабитному сетевому кабелю Интернета или через шину сверхбыстрой передачи данных. Кроме того, такие камеры весьма портативны, что позволяет использовать их многими пользователями организаций или предприятий, тем самым снижая капитальные затраты при создании экспериментальной базы.

Современные контрольно-испытательные системы, как правило, интегрируют технологии видеозахвата и сбора данных из других источников. Например, датчиков силы (преобразователи), деформации (сопротивления) и перегрузок (акселерометры). Ключевая характеристика этих технологий — синхронизация всех каналов с тем, чтобы индивидуальные видеоснимки могли быть соотнесены с другими сигналами. Современные системы также способны автоматически включать и выключать освещение на любой из сторон исследуемого объекта, тем самым уменьшая возможное тепловое воздействие на тестируемый об-

разец до минимума, а также делая возможным воспроизведение температуры образца и ее изменение во времени для всех испытуемых образцов.

Чрезвычайно важная часть рассматриваемых технологий — программное обеспечение, предназначенное для анализа процесса и результатов испытаний. И они сейчас такие, что позволяют оператору вводить всего два параметра, время захвата данных и условия триггера (высвобождения), причем только единожды. Это упрощает процесс тестирования и уменьшает возможность ошибок, ведущих к излишним временным затратам, а также процесс извлечения информации и ее анализ, поскольку данные датчика силы и видеинформация находятся в одном месте, будучи коррелированы (соотнесены) по времени.

Таким образом, высокоскоростная видеосъемка дает дополнительную, по сравнению с традиционной съемкой, качественную и количественную информацию. Что помогает понять данные, полученные путем измерений.

Высокоскоростное видео, как свидетельствует опыт, может быть весьма полезным при тестировании сложных комплексных структур, таких как детали автомобильных конструкций. В частности, при определении характера их разрушения, происхождения и распространения трещин, эффективности гасителей колебаний (амортизаторов), а также (в случае разнотипных разрушений) при сравнении других сигналов (например, силы) с разрушением различных частей тестируемого компонента.

Очень хорошие результаты оно дает, когда используется метод проверки данных, полученных путем измерений на других каналах. Например, проверки параметров деформируемости механизма.

Помогает оно и тогда, когда оператор хочет удостовериться в том, что получаемые путем измерений сведения исходят главным образом от тестируемого образца, а не от иных объектов (скажем, поддерживающих его структур).

Оно также может применяться для проверки правильности приложения нагрузки (к примеру, геометрии уда-

ра) в ходе испытания. (Последнее можно сделать путем сравнения смещения образца, полученного в результате видеосъемки, с данными, полученными иными способами.)

Видеосъемка на высокой скорости дает возможность получить не только общую деформацию, в том числе угловую, или смещение образца, но и по кадрам, т. е. фиксировать эти процессы, строить их кривую по времени.

Конечно, получение качественных данных требует высокого качества входных параметров. И современная тестовая аппаратура их обеспечивает: она имеет низкую собственную деформируемость, включает

камеры с хорошей оптикой и достаточно быстро работающим затвором объектива и точной процедурой калибровки. Все это способствует измерению позиции с точностью до подпикселя, а при наличии соответствующих обстоятельств — даже до одной десятой пикселя и выше.

Как уже упоминалось, скоростная съемка всегда привлекала исследователей. И прежде всего тем, что она бесконтактная, т. е. обеспечивает получение нужной информации, не изменяя конструкцию изучаемого объекта. Цифровая скоростная съемка с этой точки зрения — еще один шаг вперед. Она легко объединяется с видеосистемами, что

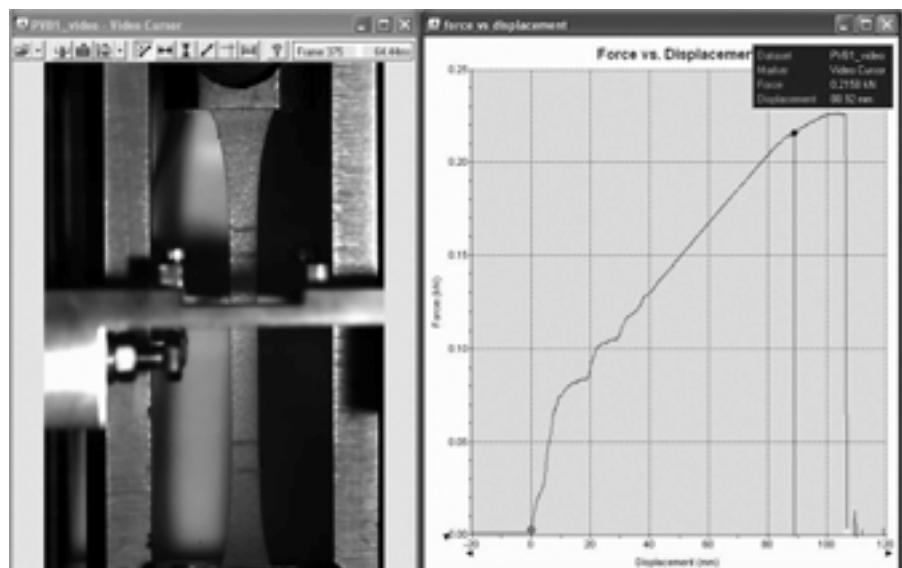


Рис. 1

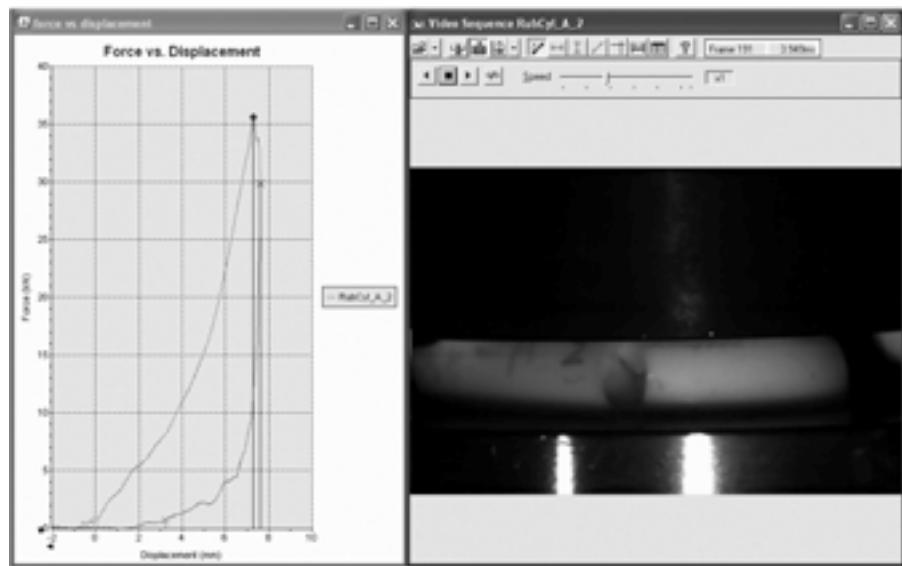


Рис. 2

дает возможность наблюдать, например, процесс деформации и разрушения автомобильных деталей в его динамике. Другими словами, получить то, что практически невозможно оценить каким-либо иным способом. Это особенно полезно при испытаниях образцов очень ма-

лых размеров или их тестировании при высоких температурах.

Наиболее часто высокоскоростная цифровая съемка применяется при испытаниях материалов на растяжение. Она устраниет необходимость в дорогостоящем измерении деформации образцов и позволяет

измерять сопротивления даже высокоэластичных материалов. Типичный тому пример — испытание на растяжение (рис. 1) образца из поливинилбутира, используемого в качестве промежуточного слоя в автомобильных лобовых стеклах, в вертикальном копре (установке для испытаний падающим грузом). Видеосъемка на высокой скорости, как видим, дала возможность получить кривую изменения его деформации l от силы F , а также точно определить характер разрушений образца, который обусловлен дефектом, допущенным в процессе приготовления образца.

Второй пример — результаты испытаний между двумя плоскими поверхностями цилиндрического образца на сжатие с высокой (10 м/с) скоростью (рис. 2). Рисунок подтверждает: напряжения в его материале резко возрастают при деформации ~7,6 %, но затем остаются практически постоянными и при пиковой нагрузке F , превышающей 35 кН, образец катастрофически разрушается.

Третий пример (рис. 3) — испытание уложенного слоями полимерного абсорбента на поглощение энергии, оно тоже выполнялось на вертикальном копре с падающим грузом, оснащенным бойком, который воспроизводит усилие ноги взрослого пешехода.

Четвертый пример (рис. 4) — последовательность кадров, снятых высокоскоростной видеокамерой в ходе испытаний на прочность адгезионного (клеевого) сцепления между двумя частями композитного материала. Выполнялись они путем приложения тяущих усилий к нижней его части.

Как видно из рисунка, высокоскоростное видео сделало возможным измерение длины трещины на протяжении всего процесса тестирования. То есть скорости ее распространения.

Однако перечисленными примерами возможности скоростной видеосъемки, разумеется, не исчерпываются. Ее уже применяют при решении и многих других задач. В том числе и таких, которые с помощью традиционных методов исследования решить невозможно.

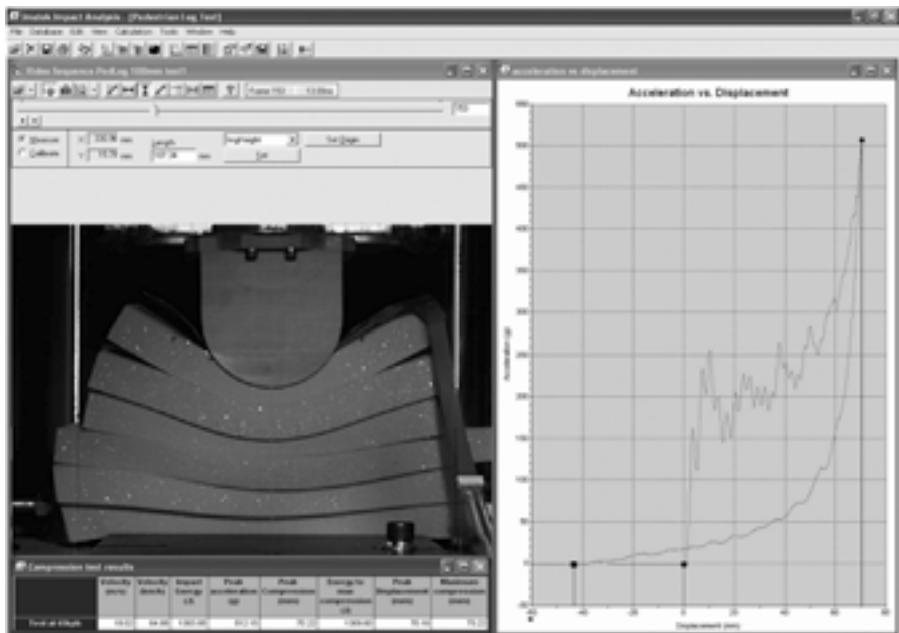


Рис. 3

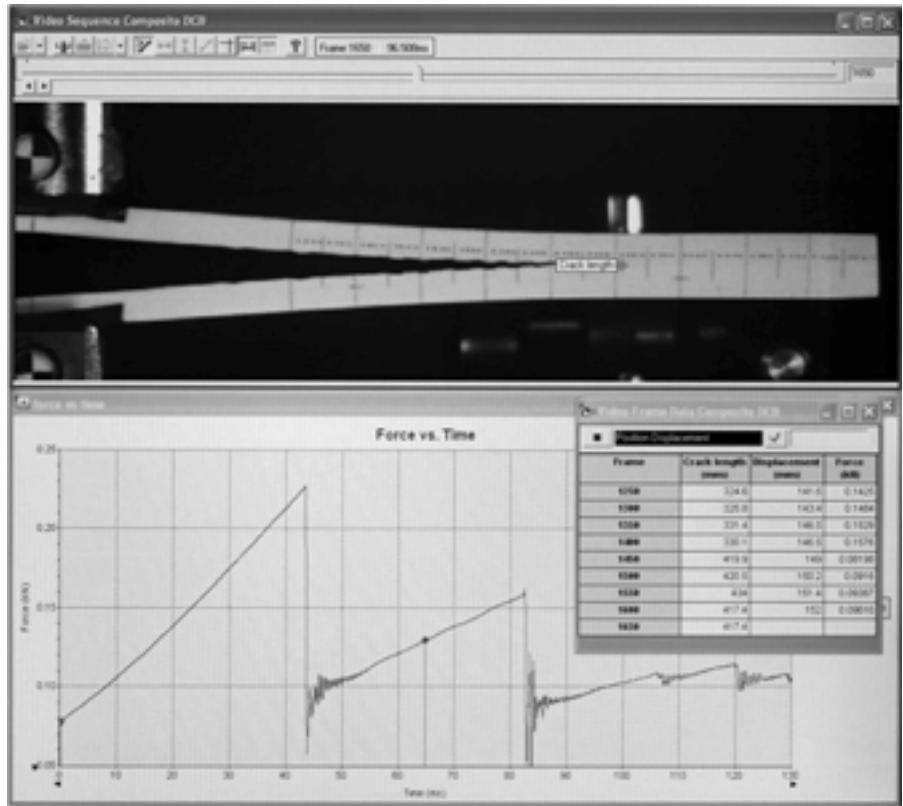


Рис. 4

О ПРЕДЕЛЬНОЙ НАГРУЗКЕ И НАПРАВЛЕНИИ "СТРАГИВАНИЯ" ТРЕЩИНЫ В ОБЛАСТИ ПОВЕРХНОСТНОГО КОНЦЕНТРАТОРА НАПРЯЖЕНИЙ НА КУЗОВЕ АВТОМОБИЛЯ

Канд. физ.-мат. наук М.В. ЛЕБЕДЕВА

МГТУ "МАМИ" (8.495. 223-05-23)

Дан аналитический метод решения плоской задачи теории упругости для микротрецин, расположенных около неровной поверхности. Определены величины углов "страгивания" и критических нагрузок, вызывающих самопроизвольный рост трещин в окрестности "выступов" и "вырезов". Исследовано влияние длины трещины, формы концентратора и ориентации трещины на разрушающую нагрузку.

Ключевые слова: приповерхностная трещина, криволинейная граница, плоская задача, теория упругости, механика разрушения, принцип суперпозиции, концентратор напряжений, автомобиль, кузов.

Lebedeva M.V.

DETERMINATION OF ULTIMATE LOAD AND DIRECTION OF A CRACK PROPAGATION IN THE SURFACE STRESS CONCENTRATOR'S ZONE ON THE CAR'S BODY

In the article a solution for the plain elasticity problem is found for a crack near curved surface. A non-traditional method is used which enables to obtain stress components and transferences in the analytical form. Derived are initial angles of a crack propagation and critical loads, which provoke spontaneous crack increase at the locality of projections or notches. The influence of the crack length, concentrator's form and crack orientation on ultimate load value is investigated.

Keywords: surface crack, curvilinear border, flat task, theory of elasticity, mechanic of destruction, superposition principle, stress concentrator, car, body.

Кузов современного легкового автомобиля, как правило, несущий. То есть представляет собой неотъемлемую часть его силовой схемы. Причем поверхности кузовных элементов всегда имеют местные искривления, которые обусловлены технологическими (сварные швы), конструктивными (выточки, выступы, ребра жесткости и т. д.), эксплуатационными (краптеры, вмятины, царапины, надрезы и т. п.) причинами. А это, как известно, — типичные концентраторы напряжений. И, следовательно, места, где вероятность появления трещин особенно велика.

Данная проблема, очевидно, представляет интерес как с теоретической, так и с практической точек зрения. Поэтому занимались и занимаются ею многие специалисты. Например, авторы работ [1] и [2] исследовали частные случаи образования трещин на криволинейных поверхностях и предложили методы их расчета с помощью сингулярных интегральных уравнений.

Были и другие предложения. Однако все они довольно сложны и поэтому трудноприменимы на практике. Между тем, по мнению автора предлагаемой вниманию читателей статьи, если проблему рассматривать как плоскую задачу теории упругости, то для приповерхностной трещины, расположенной в области концентратора напряжений, ее решение может быть довольно простым. Для этого двусвязную область достаточно построить методом суперпозиции решений двух вспомогательных задач для соответствующих односвязных областей.

При таком подходе аппроксимация вводимой неизвестной функции полиномом позволяет избежать интегрального представления краевых условий и получить приближенное решение в замкнутой форме (в квадратурах).

И второе: при расчетах прочности деталей конструкций следует опираться на законы линейной механики разрушения.

Теперь более конкретно о предлагаемом методе (под нагрузкой будем понимать силу, действующую в плоскости поверхности элемента кузова).

Начнем с того, что элемент кузова автомобиля рассмотрим как (рис. 1) полу бесконечную область $\Omega = \{(x_1; y_1): x_1 \in R^1; y_1 \leq y_1(x_1)\}$ с трещиной-разрезом длиной $L_0 = \{(x; y): |x| \leq 1; y = 0\}$. При этом будем считать, что граница L области Ω

удовлетворяет условию $\lim_{|x| \rightarrow \infty} y_1(x_1) = 0$, а сама область может быть с помощью функции $\omega(\zeta)$ конформно отображена на нижнюю полуплоскость $D = \{(\xi; \eta): \xi \in R^1; \eta \leq 0\}$.

То есть $z_1 = \omega(\zeta) = b\zeta + c/(\zeta - ia)$, где $z_1 = x_1 + iy_1$; $\zeta = x + i\eta$; $i = \sqrt{-1}$; a, b, c — постоянные. Причем, если $c > 0$, $a, b > 0$, то область — с "выступом", если $c < 0$ — с "вырезом" и должно выполняться условие $a^2 > -c/b$. Очевидно, что при $\zeta = \xi$ это равенство представляет собой уравнение границы L , которой соответствует граница L_1 области D .

Примем также, что на границе L действуют усилия $\sigma_{\eta\eta}(\zeta) - i\sigma_{\xi\eta}(\zeta) = Q_{\eta\eta} - iQ_{\xi\eta} = Q(\zeta)$, $z \in L$, а на поверхности трещины задана самоуравновешенная нагрузка $\sigma_{yy}^\pm(x) - i\sigma_{xy}^\pm(x) = P_{yy}^0 - iP_{xy}^0 = P_0(x)$; $z \in L_0$ ($\sigma_{ij}^\pm(x) = \lim_{y \rightarrow \pm 0} \sigma_{ij}(z)$, $|x| \leq 1$).

Кроме того, будем считать, что на бесконечности выполняются условия: $\sigma_{x_1 x_1}^\infty = P^\infty$, $\sigma_{x_1 y_1}^\infty = \sigma_{x_1 y_1}^\infty = \sigma_{y_1 y_1}^\infty = 0$, $\lim_{|z| \rightarrow \infty} \gamma = 0$, где γ — угол поворота материальной частицы и что функция $Q(\zeta)$ удовлетворяет условию Гельдера почти во всех точках границы L и $\lim_{|t| \rightarrow \infty} Q(t) = 0$ (t — абсцисса граничной точки полуплоскости).

Решение исходной задачи заключается, как уже упоминалось, в нахождении суммы решений двух вспомогательных задач. Первая из них — для плоскости с трещиной, на кромках которой действует неизвестная самоуравновешенная нагрузка $P(x)$; вторая — для полубесконечной области с граничными условиями, равными разности граничных условий исходной задачи, и решения первой задачи на границе области. При этом предполагается, что неизвестную функцию $P(x)$ можно с достаточной степенью точности аппроксимировать полиномом сте-

пени N $\left(P(x) = \sum_{n=0}^N c_n x^n, |x| \leq 1 \right)$ с неизвестными комплексными коэффициентами c_n , а эти коэффициенты находить из граничного условия на трещине $[P(x) + \sigma_{yy}^{(2)}(x) - i\sigma_{xy}^{(2)}(\zeta(x))] = P_0(x)$,

$z \in L_0]$, которое в итоге принимает вид $\sum_{n=0}^N c_n R_n(\zeta(x)) +$

$+ \sum_{n=0}^N \bar{c}_n S_n(\zeta(x)) + SV(\zeta(x)) = P_0(x)$, $z \in L_0$. (В нем $R_n = \hat{R}_n + x^n$;

\hat{R}_n , S_n — несобственные сходящиеся интегралы; SV — слагаемые, не связанные с неизвестными коэффициентами c_n)

Затем используется метод коллокаций, согласно которому данное граничное условие удовлетворяется в дискретных точках $z_0 \in L_0$, $n = \overline{0, N}$. В результате исходная задача сводится к решению системы, состоящей из $2N + 2$ линейных алгебраических уравнений, причем в качестве точек на трещине берут-

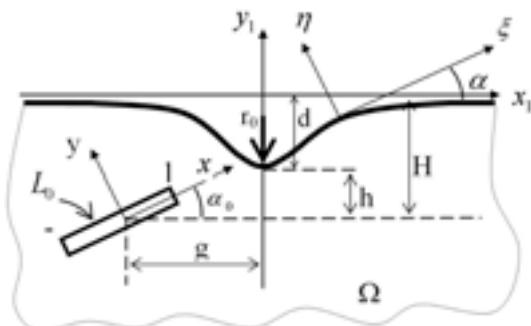


Рис. 1. Схема элемента кузова

ся точки экстремумов полиномов Чебышева. (Такой выбор точек дает более быструю, чем в случае равномерно расположенных узловых точек сходимость.)

Далее. Поскольку коэффициенты K_I и K_{II} интенсивности напряжений характеризуют напряженное состояние вблизи концов трещины, то в качестве критерия точности полученного решения берется точность вычисления безразмерных величин $\bar{K}_I = K_I/(p\sqrt{l})$ и $\bar{K}_{II} = K_{II}/(p\sqrt{l})$ (l — полудлина трещины) при увеличении числа узловых точек. Вычисления заканчиваются, если последующие значения \bar{K}_I и K_{II} отличаются от предыдущих не более чем на 1 %.

Метод проверен на том же частном случае, что и в работе [1]. Оказалось, что результаты решения полностью согласуются с результатами, полученными методом сингулярных интегральных уравнений. Это случай, когда на трещине действует равномерно распределенная нормальная нагрузка $P_{yy}^0 = -P = \text{const}$, $P > 0$ при отсутствии напряжений на бесконечности. И один из его вариантов — трещина параллельна оси O_1X_1 . (Основанием для исследования взаимодействия приповерхностной трещины, находящейся под действием внутреннего давления, с криволинейной границей тела служит явление наводораживания (проникновение водорода в металл, прежде всего в приповерхностные слои), характерное, например, для конструкций из низколегированных сталей низкой и средней прочности, соприкасающихся с сероводородосодержащей средой, поскольку в них часто присутствуют исходные расслоения.) Вычисления, в частности, показали, что чем больше материала над трещиной при одном и том же расстоянии H от трещины до границы области, тем предельная нагрузка выше. То есть при любых H или h в форме "выступа" или "выреза" трещина всегда будет распространяться к границе области и обязательно — от ближайшей к границе вершины.

И еще одно: изменения b и c пропорционально одному и тому же параметру при $a = \text{const}$, получаем области с подобными границами. Это дает возможность узнать, насколько должен быть мал концентратор напряжения, чтобы его влияние на трещину не было заметным. Установлено, например, что если трещина располагается около "выреза" глубиной $d \leq 0,1l$ на расстоянии $H = 3l$ и $a = 1,5l$, то при оценке прочности элемента кузова автомобиля "вырез" можно не учитывать; если трещина находится около "выступа" высотой $d \leq 0,6l$ на расстоянии $H = 3l$ от него и $a = 0,5l$, то "выступ" тоже можно не учитывать.

В процессе исследования трещину сдвигали параллельно оси O_1X_1 , ее длину считали соизмеримой с глубиной (высотой) концентратора напряжений, а значения h и H — равными $0,25l$. Оказалось, что при $g \leq 4l$ предельная для трещины нагрузка в области с концентратором превышает более чем на 10 % предельную нагрузку в полу平面ости при том же рас-

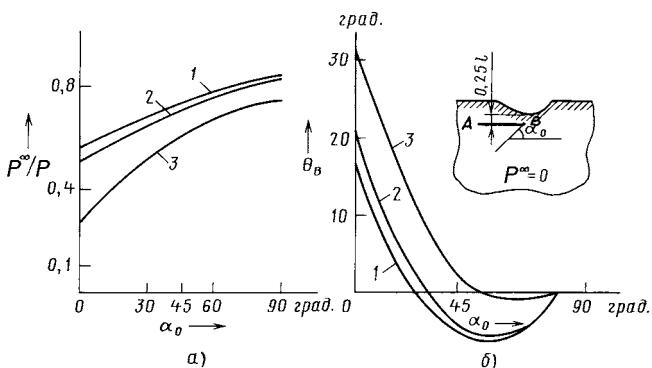


Рис. 2. Зависимость продольной нагрузки (а) и начала развития ("страгивания") трещины (б) от угла ее наклона и соотношения r_0 и d в области "выреза":

$$1 - r_0 = 0, d = 2l; 2 - r_0 = 0, d = l; 3 - r_0 = 2l, d = l$$

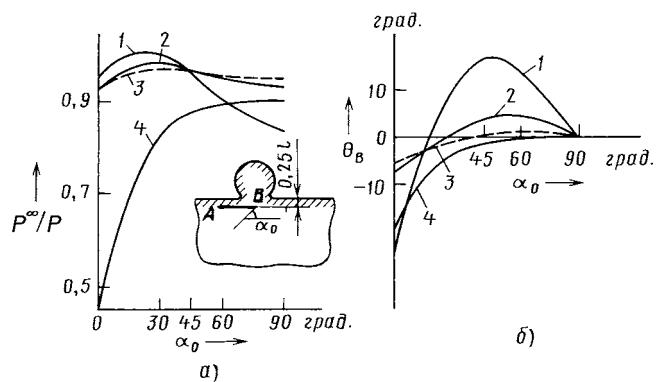


Рис. 3. Зависимость предельной нагрузки (а) и начала развития ("страгивания") трещины от угла ее наклона и соотношения r_0 и d (б) в области "выступа":

$$\begin{aligned} 1 - r_0 &= 0,2l, d = l, \text{"страгивание" от вершины } B; \\ 2 - r_0 &= 0,2l, d = 3,3l, \text{"страгивание" от вершины } B; \\ 3 - r_0 &= 0,2l, d = 3,3l, \text{"страгивание" от вершины } A; \\ 4 - r_0 &= 0,2l, d = l, \text{"страгивание" от вершины } A \end{aligned}$$

стоянии до оси O_1X_1 , а при $g \geq 8l$ можно использовать решение задачи для трещины в полу平面ости. Причем результат решения не зависит от типа концентраторов напряжений.

Был рассмотрен и случай, когда вершина B ($x = +1$) трещины зафиксирована на оси симметрии концентратора напряжений, а изменился только угол α_0 ее наклона по отношению к оси O_1X_1 . В итоге выяснилось, что в области с "вырезом" разрушение всегда начинается именно от данной вершины, ближайшей к границе области. Угол θ_B "страгивания" трещины при малых углах ее наклона положителен, т. е. как бы стремится увеличить угол α_0 , при больших — отрицателен, но по абсолютной величине он много меньше угла α_0 . То есть трещина всегда развивается к границе области. При этом предельная (разрушающая) нагрузка начинает ее развития тем меньше, чем меньше угол α_0 . И, наоборот, нагрузка максимальна, когда $\alpha_0 = 90^\circ$.

Что касается связи радиуса r_0 наименьшей кривизны поверхности с глубиной d "выреза", то чем больше r_0 при $d = \text{const}$ и чем меньше d при $r_0 = \text{const}$, тем быстрее начнется разрушение. То есть трещина начнет "раскрываться" относительно оси y (рис. 2).

В области с "выступом" при $\alpha_0 = 0\text{--}60^\circ$ разрушение начинается от вершины A ($x = -1$), а при $\alpha_0 = 60^\circ\text{--}90^\circ$ — от вершины B . Другими словами, трещина будет распространяться с той вершиной, которая ближе к границе области, при малых углах наклона трещины угол ее "страгивания" отрицателен, при больших — положителен, т. е. трещина тоже всегда развивается по направлению к границе области. При этом чем меньше r_0 при $d = \text{const}$ и чем меньше d при $r_0 = \text{const}$, тем разрушающая нагрузка меньше (рис. 3).

Когда же середина трещины зафиксирована на оси симметрии концентратора напряжений, то при любых (от нуля до 90°) углах наклона разрушение начинается с вершины B , так как она — ближайшая к границе области. Причем это верно и для области с "вырезом", и для области с "выступом". При $\alpha_0 \approx 45^\circ$ до $\approx 70^\circ$ будет самая низкая разрушающая нагрузка для области с "вырезом", а самая высокая — при $\alpha_0 = 90^\circ$. И чем больше r_0 при $d = \text{const}$ и чем меньше d при $r_0 = \text{const}$, тем меньше предельная нагрузка (рис. 4).

В области с "выступом" предельная нагрузка минимальная, когда $\alpha_0 = 0^\circ$, а максимальная, когда $\alpha_0 \approx 60^\circ$. И чем меньше r_0 при $d = \text{const}$ и чем меньше d при $r_0 = \text{const}$, тем она меньше (рис. 5).

Величина предельной нагрузки зависит также от длины трещины. Расчеты показали, что удлинение трещины, берега которой подвержены действию нормальных напряжений, где

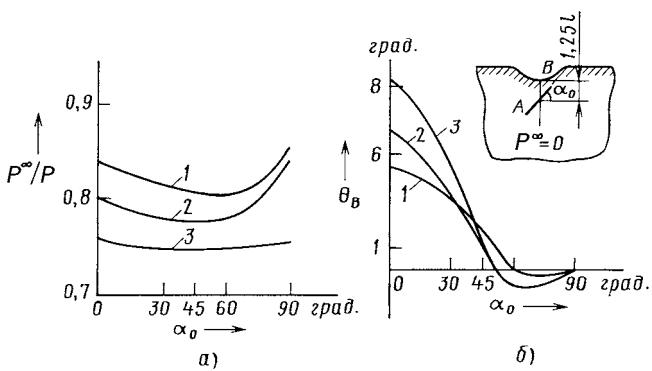


Рис. 4. Зависимость предельной нагрузки (а) и начала развития ("страгивания") трещины (б) от угла ее наклона и соотношения r_0 и d (б) для случая, когда ее середина располагается на оси симметрии:

1 — $r_0 = 0, d = 2l$; 2 — $r_0 = 0, d = l$; 3 — $r_0 = 2l, d = l$

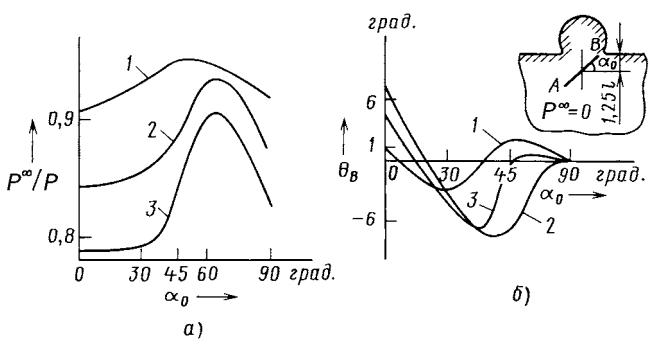


Рис. 5. Зависимость предельной нагрузки (а) и начала развития ("страгивания") трещины от угла ее наклона и соотношения r_0 и d (б) для случая, когда ее середина располагается на оси симметрии "выступа":

1 — $r_0 = 0,2l, d = 3,3l$; 2 — $r_0 = l, d = l$; 3 — $r_0 = 0,2l, d = l$

бы она ни находилась, снижает предельную нагрузку и, наоборот, сокращение длины увеличивает предельную нагрузку.

Расчеты для случая, когда нагрузка P на трещине равна нулю, а на бесконечности действуют растягивающие усилия, зафиксировали следующее.

Если середина трещины по оси o_1x_1 располагается на расстоянии $1,25l$ от ее вершины, то предельная нагрузка для любого "выреза" достигает наименьшего значения при $\alpha_0 \approx 90^\circ$. Причем "страгивание" трещины начинается с вершины B и распространяется она к границе области, независимо от угла наклона. Угол θ_B "страгивания" — положительный, максимален он, когда трещина наклонена под углом $30^\circ < \alpha_0 < 45^\circ$. Правда, в области с острым "вырезом" ($r_0 = 0$) разрушение может начаться с его вершины, поскольку напряжения $\sigma_{\xi\xi}$ в указанной точке не ограничены. С увеличением же глубины d "выреза" при $r_0 = \text{const}$ предельная нагрузка снижается. Если же $d = \text{const}$, то при увеличении α_0 от нуля до $\approx 35^\circ$ опаснее для трещины тот контур, у которого меньше r_0 , а при α_0 от 35 до 90° предельная нагрузка, наоборот, с увеличением параметра r_0 падает (рис. 6).

Этот частный случай расположения трещины у "выреза" с серединой трещины на оси симметрии проанализирован в работе [1]. Приведенные в ней результаты полностью согласуются с полученными автором статьи.

Если зафиксировать вершину B трещины на оси o_1y_1 на расстоянии $0,25l$ от вершины "выреза", то при $\alpha_0 = 0 \div 10^\circ$ большему значению параметра r_0 ($d = \text{const}$) соответствует и большая предельная нагрузка, а при $\alpha_0 = 10 \div 90^\circ$ картина меняется на противоположную. С уменьшением же глубины d "выреза"

при $r_0 = \text{const}$ разрушающая нагрузка увеличивается. При малых ($\alpha = 0 \div 35^\circ$) углах наклона трещины, когда ее вершина B на оси o_1y_1 , предельная нагрузка тем меньше, чем трещина короче, а при больших углах, наоборот, чем трещина короче, тем больше предельная нагрузка.

Как свидетельствуют результаты исследования, трещина около "выступа", с точки зрения ее развития, благоприятнее "выреза". Так, если нагрузка, действующая на трещину, равна нулю, а на бесконечности действуют растягивающие усилия, и ее середина, как и в рассмотренном выше варианте с "вырезом", зафиксирована на оси o_1y_1 на расстоянии $1,25l$ от оси o_1x_1 , то для любого выступа предельная нагрузка достигает наименьшего значения при $\alpha_0 \approx 90^\circ$, и "страгивание" трещины начинается с вершины A . Что объясняется распределением напряжений в области с "выступом" при растяжении на бесконечности. При этом угол "страгивания" — положительный, максимальной величины она достигает при $\alpha_0 = 0^\circ$; распространение трещины происходит в глубину материала. Причем с уменьшением r_0 при $d = \text{const}$ или уменьшением d при $r_0 = \text{const}$ предельная нагрузка снижается. И это верно для любого угла наклона трещины.

Наконец, исследование совместного действия усилий на трещине (P) и на бесконечности (P^∞) выявило, что при сравнимых по величине нагрузках на трещине и на бесконечности (расчеты производились при $P = P^\infty$) преимущественное влияние одной из них на поведение трещины около "выреза" зависит от остроты концентратора и положения вершины трещины.

Если вершина находится в зоне максимальной концентрации напряжений, то для более гладких и мелких "вырезов" ведущую роль играет давление, действующее на трещину, и при этом наиболее опасной с позиций теории хрупкого разрушения является трещина, параллельная оси o_1x_1 ; для острых же "вырезов" ($r_0 = 0$) преимущественное значение имеет усилие на бесконечности (даже при $P = P^\infty$), что проявляется в падении предельной нагрузки при изменении угла α_0 в пределах от нуля до 90° . С уменьшением отношения P/P^∞ нагрузка, как следовало ожидать, возрастает для всех видов "вырезов".

Если в зоне максимальной концентрации напряжений у "выреза" находится середина трещины, то на предельную нагрузку прежде всего оказывает влияние величина напряжения P^∞ и расстояние от границы до ближайшей к ней вершины трещины. Вследствие этого предельная нагрузка минимальна при $\alpha_0 = 90^\circ$ для всех видов "выреза" и любом из рассмотренных отношений P/P^∞ . Вместе с тем при $P^\infty = 0$ минимальной предельной нагрузке отвечают различные (от 45 до 70°) углы наклона трещины, величина которых зависит от геометрических параметров "выреза". Замечено, что при $P = P^\infty$, когда вершина трещины находится в зоне максимальной концентрации напряжений, увеличение длины трещины для любых α_0 , как и в случае $P^\infty = 0$, снижает предельную нагрузку. Причем с изменением этой длины меняется и угол α_0 , при котором

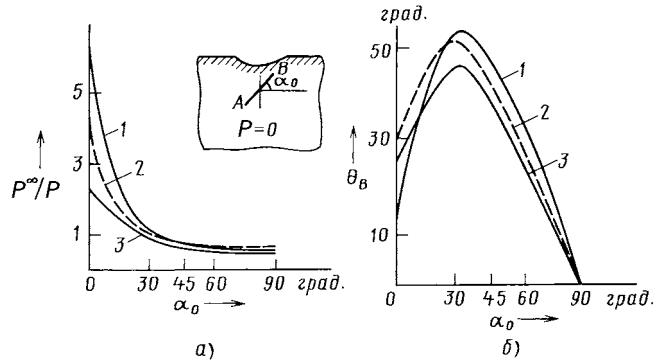


Рис. 6. Зависимость предельной нагрузки (а) и начала развития ("страгивания") трещины от угла ее наклона и соотношения r_0 и d для случая, когда нагрузка на ней равна нулю, а на бесконечности действуют растягивающие усилия (область "выреза"):

1 — $r_0 = 2l, d = l$; 2 — $r_0 = 0, d = l$; 3 — $r_0 = 0, d = 2l$

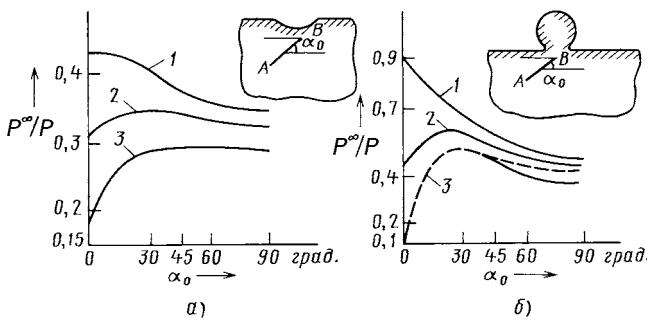


Рис. 7. Зависимость предельной нагрузки (а) и начала развития ("страгивания") трещины от угла ее наклона и длины:
1 — $l = 1$; 2 — $l = 2$; 3 — $l = 4l$

предельная нагрузка минимальна. Так, для трещины длиной 1 этот угол равен 90° , а длиной $4l$ — нулю. То есть на короткую трещину преимущественное влияние оказывает усилие P^∞ , а на длинную — усилие P . (На рис. 7 линия 2 показывает, что, начиная с некоторого угла α_0 , разрушение будет начинаться с вершины B .)

Для трещины около "выступа" при вершине, зафиксированной на оси o_1x_1 симметрии, наиболее существенное влияние на предельное состояние оказывает усилие P : уже при $P = 0,1P^\infty$ для малых углов α_0 трещина имеет тенденцию распространяться от вершины A к границе области, но начиная с некоторого угла α_0 , разрушение будет происходить в вершине B . При увеличении же α_0 все большее влияние начинает оказывать величина P^∞ : предельная нагрузка уменьшается.

Положительное значение угла "страгивания" указывает на стремление трещины к росту в глубь материала от вершины A (с некоторого угла α_0 разрушение будет происходить в вершине B). При этом уменьшение одного из параметров "выступа", r_0 или d , ведет к снижению предельной нагрузки.

В то же время следует отметить, что если на поверхности трещины действует усилие P , то при больших ($>50^\circ$) углах α_0 наиболее опасной вершиной трещины становится вершина B . При совместном действии нагрузок P и P^∞ этот эффект проявляется с уменьшением размеров "выступа" или с увеличением длины трещины, что объясняется относительной близостью границы "выступа" к вершине B .

Значение угла α_0 , при котором предельная нагрузка минимальна, зависит от длины трещины (для короткой трещины это 90° , что объясняется влиянием P^∞ , для длинной — 0° , что объясняется существенным влиянием P). Но увеличение l всегда снижает разрушающую нагрузку, т. е. короткая трещина ослабляет кузов в меньшей степени, чем длинная.

Для трещины, середина которой расположена на оси симметрии "выступа", в случае сравнимых по величине нагрузок ($P = P^\infty$) при малых ($< 30-45^\circ$) α_0 преимущественное влияние на предельное состояние оказывает нагрузка P . Оно проявляется в том, что при таких α_0 трещина имеет тенденцию развиваться от вершины B к границе области. И здесь важно отметить, что действие P^∞ повышает предельную нагрузку для горизонтальной ($\alpha_0 = 0^\circ$) трещины.

Однако при увеличении α_0 все большее значение приобретает величина P^∞ , что выражается в снижении предельной нагрузки для обеих вершин трещины. Причем при $\alpha_0 > 30-45^\circ$ наиболее опасной становится вершина A , и разрушение развивается в глубь материала. Но может быть исключение из этого правила. Например, для "выступа" с параметрами $r_0 = 0,2l$, $d = l$ вершина B трещины остается более опасной при всех значениях α_0 , если $P = P^\infty$.

При малом значении P (или при $P = 0$) предельное состояние определяется в большей степени величиной P^∞ , в связи с чем наименьшая предельная нагрузка достигается при $\alpha_0 = 90^\circ$, а трещина при всех α_0 имеет тенденцию распространяться в глубь материала от вершины A . При этом с уменьшением одного из параметров, r_0 или d , предельная нагрузка становится меньше.

Таким образом, автору статьи действительно удалось создать метод, позволяющий определять величины критических нагрузок, которые вызывают самопроизвольный рост макроскопических трещин в окрестностях "вырезов" и "выступов" деталей кузова автомобиля, а также величины углов "страгивания" стационарных трещин, находящихся в области с "вырезом" или "выступом". То есть получать информацию, которая крайне необходима разработчикам автомобильных кузовов.

Литература

- Борщук Е.М., Панасюк В.В. Задачи теории трещин для полу бесконечных областей, ограниченных криволинейным контуром // Физ.-хим. мех. матер. 1980, № 1.
- Chen Y.Z., Lin W.Z. Stress intensification at crack tips near parabolic notch // Theor. and Appl. Fract. Mech. 1991. — V. 16. — № 3.



ИНФОРМАЦИЯ

УДК 378.09

НАУЧНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КАФЕДРЫ "ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ" МГТУ "МАМИ" В ОБЛАСТИ СБОРОЧНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Кандидаты техн. наук Б.В. ШАНДРОВ и И.А. БУЛАВИН,
доктора техн. наук М.В. ВАРТАНОВ и Л.В. БОЖКОВА

Научные исследования, проводимые на кафедрах вузов, стали необходимостью: иначе не выжить. И это давно поняли в МГТУ "МАМИ". Здесь на протяжении десятилетий ведутся научные исследования, в том числе в области методов

и технологий сборки изделий машиностроения. Так, еще в 1965 г. заведующий кафедрой "Технология машиностроения" Ф.С. Демьянюк организовал группу, которая занялась именно проблемами сборки. Ее тогда возглавил А.В. Воронин. И нача-

ла эта группа с сотрудничества с Московским карбюраторным заводом по конкретной теме — сборке автомобильного бензонасоса. Затем, в 1968 г., в ее программе появилась новая тема — совершенствование сборки редукторов ведущих мостов автомобилей. В ее реализации сначала участвовал МЗМА, а затем УАЗ, ЗИЛ, ВАЗ, КамАЗ и другие автозаводы.

Например, объектом исследований на УАЗе стала оснастка, используемая при сборке редуктора ведущего моста и головки блока цилиндров ДВС. Результаты этой работы были такими, что один из ее участников, М.М. Стржемечный, успешно защитил диссертацию на тему "Исследование процесса автоматической сбор-

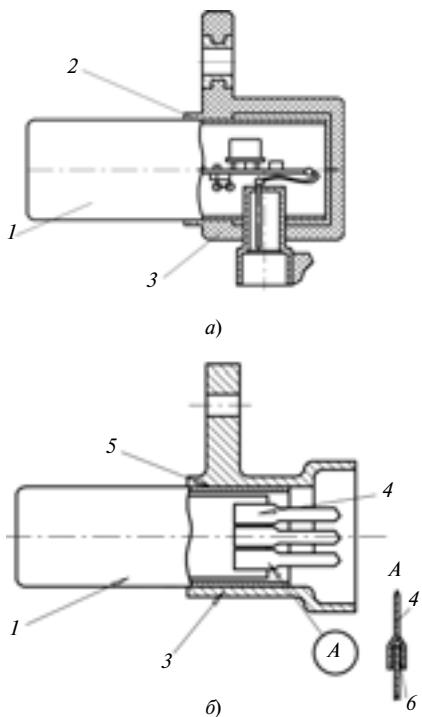


Рис. 1. Базовый (а) и технологически преобразованный (б) варианты датчика фазы:

1 — корпус датчика; 2 — шов, выполненный ультразвуковой сваркой; 3 — крышка датчика; 4 — электровыводы; 5 и 6 — клеевые швы

ки деталей типа "вал—втулка", а в 1980 г. под редакцией М.П. Новикова вышел учебник "Основы технологии сборки машин и механизмов".

Данный пример — всего лишь один из множества фактов взаимодействия кафедры с предприятиями отрасли в области совершенствования технологии сборки, сборочной оснастки и оборудования. Вообще-то их можно привести гораздо больше. Но главная, объединяющая их цель видна и из него — создание новых технологических операций, оснастки и стендов, позволяющих повысить качество и точность сборки автомобильных механизмов, а, следовательно, исключить повторные их переборки, резко увеличивающие общую ее трудоемкость. В результате практически был создан новый технологический процесс, а также комплекс технологической оснастки и оборудования, которые позволили ГАЗу и КамАЗу снизить трудоемкость, повысить качество и эксплуатационную надежность редукторов, устанавливаемых ими на свои АТС. И все благодаря тому, что, как рекомендовала кафедра, при исследовании и разработке редукторов конструкторы автозаводов стали учитывать силовые, деформационные, динамические и температурные факторы, влияющие на точность выходных параметров этих ответственнейших узлов АТС.

Об эффективности научных разработок кафедры можно судить и по такому "косвенному" признаку: специалисты ка-

федры, занимающиеся данным научным направлением, защитили четыре кандидатские диссертации, издали две монографии, получили более 20 авторских свидетельств и патентов, а также медали ВДНХ. Можно сказать, что ими создан не имеющий аналогов метод регулирования преднатяга подшипников, который позволяет определять: силу преднатяга с учетом конструкции редуктора, эксплуатационных нагрузок и жесткости подшипников; технологические условия (режимы) регулирования; понять взаимосвязь силы преднатяга и момента трения подшипников как контролируемого параметра.

С 1988 г. работы по сборке редуктора возглавил И.А. Булавин. Им совместно со специалистами агрегатного завода КамАЗа была создана технологическая оснастка для сборки редукторов ведущих мостов автомобилей, а в 1990-е годы внедрен в производство новый технологический метод — адаптивного регулирования преднатяга подшипниковых узлов, который позволил за счет дифференцированного учета конкретных силовых и деформационных факторов определять технологическую силу, необходимую для измерения компенсатора в подшипниковом узле точность преднатяга при сборке редукторов.

Этот метод затем был использован при разработке технологической установки для регулировки преднатяга подшипников ведущих шестерен в редукторах задних мостов легковых автомобилей и малотоннажных автомобилей ГАЗ, а затем и при экспертизе причин разрушения редукторов ведущих мостов АТС.

Кроме того, была разработана методология обеспечения технологичности изделий в процессе их проектирования. Ее основа — пакет прикладных программ, прекрасно себя зарекомендовавший при промышленной апробации на таких предприятиях, как Мелитопольский моторный завод, Кустанайский завод дизельных двигателей, Ярославский завод дизельной аппаратуры, НПО "Сборочные механизмы", зеленоградское ОАО "Сенсор", челябинский завод "Строммашина", НПО "НИИтракторсельхозмаш", "Авиатехнология" и др. В качестве примера его реа-

лизации можно привести технологическое преобразование датчика фазы, работающего в составе системы регулирования ДВС: в базовом его варианте (рис. 1, а) крышка 3 соединялась с корпусом 1 с помощью ультразвуковой сварки, а электрические выводы 4 — пайкой; в усовершенствованном варианте (рис. 1, б) сварка заменена kleem (5), а пайка — токопроводящим kleem (6).

Использование kleев снижает трудоемкость сборки; повышает жесткость конструкций, а главное, позволяет автоматизировать сборные процессы. Поэтому на кафедре под руководством М.В. Вартанова в течение последних 10 лет ведется теоретическое и экспериментальное изучение основных вопросов, связанных с kleевыми соединениями. Таких, как влияние микропрофиля поверхности на прочность этих соединений; компьютерное моделирование последних методом конечных элементов; корреляция толщины усадкой kleевой прослойки и прочности kleевого шва; возможность склеивания окрашенных панелей; вибростойкость и шумопоглощение kleевых составов и т. д. Причем дело не ограничивается только теоретическими исследованиями, результаты каждого из них находят применение на практике. На их основе, например, была создана технология сборки авиационных автотопливозаправщиков ТЗА-20 и ТЗА-40, изготавляемых московским НПО "Авиатехнология". Для них подобраны kleи-герметики и выполнен расчет герметичности фланцевых стыков трубопроводов (рис. 2).

В области автоматической сборки с использованием низкочастотных колебаний отработаны новые методы автоматической и роботизированной сборки, изготовлена и смонтирована экспериментальная установка, создано программное обеспечение для математического моделирования. Именно поэтому в октябре 2008 г. в МГТУ "МАМИ" и был проведен международный научно-технический семинар "Современные технологии сборки", тематика которого включала три направления — современные методы сборки; автоматизация сборочных работ; обеспечение качества сборки. Не случайно и то, что в 2009 г. проект "Адаптивное техноло-

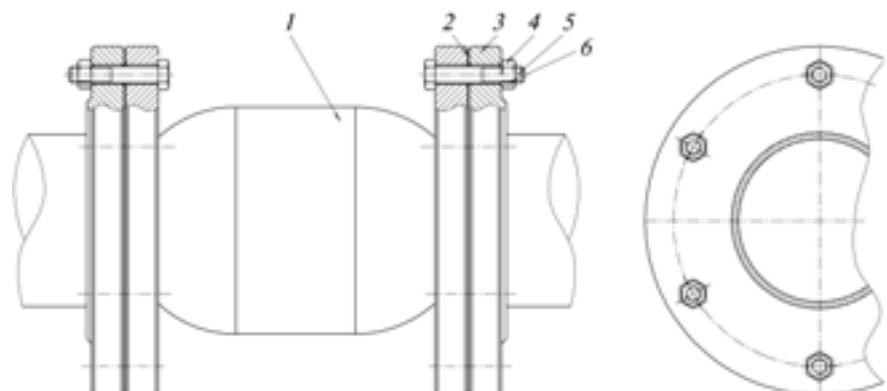


Рис. 2. Усовершенствованное фланцевое соединение трубопроводов:
1 — эластичная муфта; 2 — адгезивная прокладка; 3 — фланец из нержавеющей стали; 4 — гайка; 5 — болт; 6 — герметик резьбовой

гическое оборудование и технологическая оснастка для автоматической сборки" признан одним из победителей по федеральной целевой программе "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2009—2011 гг.

Исследования в области сборки машин находят свое отражение и в учебном процессе. На пятом курсе студенты слушают лекции и выполняют практические работы по курсу "Технология автоматизированной сборки", а 20 % дипломных проектов выполняются по тематике, связанной со сборочным производством. Их руководители — Б.В. Шандров, М.М. Стрже-

мечный, М.В. Вартанов, И.А. Булавин, А.Ю. Груздев и И.Н. Зинина. То есть на кафедре уже вполне сложилась группа преподавателей — "сборщиков".

Но есть у нее и проблемы. Например, в связи с закрытием ОАО "Москвич" она испытывает сложности с проведением практик на территориально доступных предприятиях, которые располагали бы современным автоматическим сборочным оборудованием: недостаток финансовых средств ограничивает возможности выездных практик на ВАЗ, КамАЗ и другие автозаводы, располагающие современным сборочным оборудованием. Централизо-

ванного же производителя такого оборудования в России, к сожалению, пока нет. Тем не менее в последние годы база практик все-таки расширяется — главным образом за счет оборонных предприятий, а также других отраслей промышленности. К примеру, кафедра стала организовывать практики на "Метровагонмаше", ОАО "Электрозвозов", Балашихинском заводе гидроаппаратуры. И опыт такого взаимодействия выгоден: кафедра получает исчерпывающую информацию о потребности предприятий в специалистах в области сборки машин, а предприятия — новые сборочные технологии.

Коротко о разном



Компания "Аллисон Трансмишн" выпустила миллионную автоматическую коробку передач серии 1000/2000. Достался "юбилейный" агрегат известному североамериканскому производителю грузовиков и автобусов "Нэвистар".

Такие коробки передач используются во всем мире на различных типах транспортных средств, включая коммерческие автомобили, строительную и военную технику, пожарные и аварийные автомобили,



школьные автобусы и жилые автофургоны. Автоматические трансмиссии "Аллисон" с гидротрансформатором обеспечивают транспортным средствам превосходные



эксплуатационные характеристики, повышают производительность, снижают износ ходовой части и уменьшают расходы на обслуживание.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Кравцова В.И., Николаенко А.В., Барыкин Д.В. — Модернизация как инструмент перехода отечественного производственного комплекса к четвертому и пятому технологическим укладам	1
Марченкова Л.М. — Интеграционный маркетинг как основа управления инновационным потенциалом региона	4
АСМ-факты	6

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Халиуллин Ф.Х., Матросов В.М. — Конструктивные параметры и характеристики крутильных колебаний коленчатого вала ДВС	7
Клокин П.Н. — Использование постоянных магнитов в катушках зажигания систем управления двигателем современных автомобилей	8
Яковлев В.Ф. — Светодиодные автомобильные световые приборы	10
Высоцкий М.С., Шмелев А.В., Сидоренко Д.Н. — Гибридный подход к оценке усталостной долговечности сварных несущих конструкций АТС	13

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Андианов Ю.В., Комаров В.В., Кравчинский В.И. — Методические рекомендации по расчету износа конструктивных компонентов АТС	17
Ишин Н.Н., Гоман А.М., Скородухов А.С., Натуриева М.К. — Расчетно-экспериментальный метод прогнозирования остаточного ресурса зубчатых передач	20
Хабибуллин Р.Г., Лысанов Д.М., Макарова И.В. — Модель функционирования системы технического обслуживания автомобилей	24

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Калашников А.С., Моргунов Ю.А., Калашников П.А. — Повышение эффективности изготовления колес цилиндрических зубчатых передач	26
Суслин В.П., Джунковский А.В., Макаров А.И., Холодов Д.А. — Новый метод контроля геометрических параметров колес шарикоподшипников	28
Басюк С.Т., Петров П.А., Плотников А.А., Шайхулов М.В. — Результаты компьютерного моделирования стендовых испытаний колес из магниевого сплава	30
Осбори Н. — Тестовые видеосистемы для испытаний ударной нагрузкой	32
Лебедева М.В. — О предельной нагрузке и направлении "страгивания" трещины в области поверхностного концентратора напряжений на кузове автомобиля	35

ИНФОРМАЦИЯ

Шандров Б.В., Булавин И.А., Вартанов М.В., Божкова Л.В. — Научные исследования кафедры "Технология машиностроения" МГТУ "МАМИ" в области сборочного производства	38
Коротко о разном	40

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, О. И. Гирющик, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновский-Лашков, А. С. Корягин, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, Г. И. Мамити, В. А. Марков, А. В. Николаенко, Е. Н. Никульников, В. И. Пащков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков
--

Белорусский региональный редакционный совет:

М. С. Высоцкий (председатель), В. Б. Альгин (зам. председателя), А. Н. Егоров, А. Н. М. Захарик, Г. М. Кухаренок, П. Л. Мариев, Ю. И. Николаев, И. С. Сазонов, С. В. Харитончик
--

Корректор В.Г. Быстров

Сдано в набор 02.09.2010. Подписано в печать 20.10.2010.

Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,09. Зак. 866.

Отпечатано в ООО «Подольская Периодика»

142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

ООО «Издательство Машиностроение»

Адрес издательства и редакции:

107076, Москва, Строгинский пер., 4

Телефон (499) 269-54-98, (915) 412-52-56

E-mail: avtroprom@mashin.ru, avtroprom@aport.ru

www.mashin.ru www.avtomash.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.

Свидетельство ПН № 77-7184

Цена свободная.

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

Перепечатка материалов из журнала «Автомобильная промышленность» возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.