

УЧРЕДИТЕЛИ:

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ  
И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ,  
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

11 • ноябрь • 2012



ЭКОНОМИКА

И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113:339.133.46

## ОТРАСЛЕВОЙ АСПЕКТ РАЗВИТИЯ РЫНКА ОТЕЧЕСТВЕННЫХ АВТОКОМПОНЕНТОВ

Д-р экон. наук **Б.Г. ДЯКИН**, канд. экон. наук  
**Е.Э. АЛЕНИНА**, **А.В. ПАСХИНА**  
МГМУ "МАМИ" (495.223-05-40)

*Рассматриваются основные проблемы производства автокомпонентов в России и меры по их решению.*

**Ключевые слова:** модернизация, иностранный опыт модернизации, автокомплетирующие, афтермаркет, кластеры, промышленная сборка, локализация производства, вертикальная и горизонтальная специализации производства.

Dyakin B.G., Alenina E.E., Pashina A.V.

BRANCH ASPECT OF EVALUATION OF MARKET OF NATIONAL  
AUTOCOMPONENTS

*Main problems of production of autocomponents in Russia and measures its decision are considered.*

**Keywords:** modernization, foreign experience of modernization, autocomponents, aftermarket, clusters, industrial assembly, vertical and horizontal specialization of production.

Сегодня отечественный рынок автокомпонентов переживает период острой конкуренции со стороны зарубежных производителей. Причины тому хорошо известны: морально устаревший модельный ряд российских автокомпонентов, ориентированных на отечественный спрос прежних времен, нежелание развивать продуктовые линии, и, главное, значительный (34...50 %) износ оборудования и его физическое старение. Отсюда понятно, почему количественный перевес российских производителей автокомплетирующих легко компенсируется качеством производимых зарубежными фирмами деталей и узлов: они соответствуют самым необходимым требованиям безопасности для автомобильного транспорта, что, в свою очередь, является необходимым условием конкурентоспособности подотрасли. Хотя для подотрасли автокомпонентов характерна узкая специализация выполняемых работ, которая, казалось бы, дает возможность производить детали и агрегаты качественнее, быстрее и дешевле, чем если бы сами производители автомобилей занимались этой деятельностью.

Но, повторяем, беда в том, что в настоящее время российские производители автокомпонентов не удовлетворяют европейским требованиям по качеству, поскольку показатели технологической оснащенности находятся на крайне низком уровне. Сказывается и то, что сырьё высокого качества, необходимого для изготовления деталей из пластмасс, металла, резино-технических изделий и т.д., у нас практически нет.

Такова реальность. И исправить ее в лучшую сторону, как представляется, можно лишь (в крайнем случае, сейчас) только одним способом – созданием в стране предприятий с участием зарубежных производителей автокомпонентов: тогда в выгоде окажутся все наши автозаводы. И это, наконец, поняли соответствующие государственные органы управления. Например, на данный момент в России уже созданы и существуют три крупных кластера по производству автокомплетирующих, имеющие региональное значение. Это Северо-Западный, Центральный и Приволжский.

Так, если взять Северо-Западный кластер, то в нем сосредоточены производства комплектующих к автомобилям фирм "Магна" (пластмассовые и металлические автокомпоненты), "Тойота" (компоненты двигателей, салонов и кузовов), "Теннеко" (выхлопные системы), "Джонсон Контрол" (автомобильные сиденья), "Бриск" (свечи зажигания), "Континенталь" (шины), "Нокия Тайрс" (шины) и др.

Не менее внушительны и результаты Центрального кластера (Калужская, Московская и Рязанская области): в нем находятся производства "Магнети Марелли" (электрика и электроника), "Мишлен" (шины), "Босаль" (выхлопные системы, каталитические нейтрализаторы, дефлекторы, кабины), "Джост" (запасные части для грузовых АТС), "Басф" (пластмассы), "Пилькистон" (стекла), "Сименс" (электроника, навигаторы).

Есть сдвиги и в Приволжском кластере, который объединяет Нижегородскую, Ульяновскую и Самарскую области, республику Татарстан; в нем работают

предприятия таких зарубежных фирм, как "Федераль Могул" (свечи, фильтры, щетки), "AGC Аутомотив" (стекла), "Дельфи", "Кнорр-Бремзе" (тормозные системы), "Магна", "Сименс", "Валео" (системы сцепления, освещения, охлаждения двигателя, электронного управления двигателем, тормозные и климатические системы и др.), "Бош" и "Перелли" (шины), "Цанрадфабрик" (коробки передач), "Теннеко" (выхлопные системы) и др.

Причем нельзя не отметить, что объемы выпуска автокомпонентов для зарубежных АТС стабильно растут. И это вполне объяснимо: спрос на зарубежные автомобили, в том числе российской сборки, непрерывно увеличивается. Что, в свою очередь, приводит ко все более обостряющейся конкуренции на отечественном рынке. И здесь, как сказано выше, автокомпоненты российского производства, к сожалению, во многом проигрывают.

Однако "рисовать картину черными красками" было бы неправильным. "Костяк" автокомпонентной индустрии по-прежнему составляют традиционные российские заводы, ставшие фирмами, ряд из которых сейчас объединены в группы и имеют общее стратегическое управление. К наиболее известным из таких групп относятся автокомпонентное подразделение ГК "СОК", группы "ОАТ", и "Автоком", а также чуть меньшие по числу участников группы "Промо", "Тадем" и "Криста". Кроме того, в более узких сегментах автокомпонентного рынка (шины, аккумуляторы, подшипники) тоже уже сформировались аналогичные группы.

То есть дело хотя и медленнее, чем хотелось бы, развивается в положительную сторону. Этому развитию, конечно, в какой-то мере мешает тот факт, что в режиме промышленной сборки, действующей в России с 2005 г., в страну ввозятся, безусловно, качественные западные образцы агрегатов, но при нулевых или заниженных таможенных пошлинах. Потому что при локализации производства автомобилей, которая, в соответствии с законодательством, должна составлять не менее 30 %, а к 2015 г. достигнуть 60 %, для иностранных брендов существует льготная схема налогообложения, которая привлекательна для западных фирм. В итоге последние явно выигрывают в конкурентной борьбе с отечественными производителями, которым не остается ничего иного, как идти на партнерство с зарубежными фирмами. Кроме того, сейчас в сфере выпуска автокомпонентов сохраняется развитая во времена СССР вертикальная ("автозавод—производитель автокомпонентов") специализация, характеризующаяся тесной связью производителя и потребителя компонентов на уровне конкретной фирмы, малыми объемами производства, отсутствием конкуренции. Однако будущее — за горизонтальной специализацией, которая позволит укрупнить производителей, их агломерацией по принципу специализации категорий автокомплектующих для дальнейших поставок нескольким автозаводам. При этом, понятно, увеличится конкуренция в категориях автокомпонентов, при которой борьба за выживание будет толкать их производителя к постоянному улучшению качества изделий и сервисных составляющих бизнеса.

Таким образом, будущее автокомпонентов в России определяется активностью производителей автомобилей и комплектующих в области создания наукоемких производств, но — совместно с зарубежными фирмами.

Эффективность этих мероприятий, конечно, во многом будет зависеть от государственной политики. Потому что анализ опыта развивающихся стран—производителей автокомпонентов показал: государство играет очень важную роль в формировании партнерских альянсов между производителями автокомплектующих. Например, в Китае государственная политика стимулирует консолидацию автомобильной индустрии путем снятия ограничений на слияния и поглощения, поддерживает НИОКР в сфере автомобилестроения с помощью государственных грантов путем снижения налога на продажи, что стимулирует спрос на автомобили.

Но это — не единственный путь. Некоторые страны делают упор на стимулирование производителей денежными выплатами за разработку новой экономической модели автомобиля или нового автокомпонента, освобождают автопроизводителей от таможенных сборов и НДС. Причем опыт показывает, что самым действенным способом подтолкнуть автоконцерны к созданию собственных производств является уменьшение налоговых ставок на импортируемую продукцию, а также снижение налога на добавленную стоимость и на прибыль.

Если проанализировать обстановку в целом и дать прогноз ее изменения, то надо сказать, что на фоне ускоряющегося с 2010 г. производства автомобилей во всем мире, обусловленного ростом спроса в таких развивающихся странах, как Китай и Индия, и оправившихся после мирового кризиса США, то в среднесрочной перспективе Россия может стать одной из лидеров стран-производителей автомобилей. Уже хотя бы потому, что, несмотря на то, что темпы восстановления отечественного автомобильного рынка не так высоки, как в Индии и Китае, однако они выше, чем в Западной Европе, и это во многом благодаря международным альянсам с западными же фирмами.

Например, разработанная минпромторгом и утвержденная правительством в конце апреля 2010 г. программа предусматривает существенную модернизацию автокомпонентного сектора. Предполагается, что за ближайшие 10 лет в это направление будет инвестировано ~150 млрд руб.

Мировой опыт автомобилестроения показывает, что использование информационных технологий в производстве сокращает его издержки, уменьшает время на выполнение технологических операций, снижает время простоя оборудования, обеспечивает эффект обратной связи с потребителем, увеличивает ценность конечного продукта. В связи с чем в основе модернизации отечественного автомобилестроения должна лежать переориентация на реальные нужды людей. Поэтому интеграция функций производства и обращения к средствам информационных технологий — условие, позволяющее добиться идеальной взаимосвязи вышеназванных сфер, что, в свою очередь, позволит создать конкурентоспособное российское производство и занять свое место в мировом автомобилестроении.

## МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ УПРАВЛЕНИЯ КОМПАНИЕЙ С УЧЕТОМ РЕАЛИЗАЦИИ ИНТЕРЕСОВ УЧАСТНИКОВ КОРПОРАТИВНЫХ ОТНОШЕНИЙ

**В.П. ГРУЗИНОВ, И.А. АСТАФЬЕВА**  
МГМУ "МАМИ" (495. 223-05-23)

*Предложена методика, направленная на выявление слабых сторон в подсистемах корпоративного управления и усиление мер управленческого воздействия в текущий момент и на краткосрочную перспективу в приоритетном для компании направлении с учетом интересов участников корпоративных отношений.*

**Ключевые слова:** методика, корпоративное управление, эффективность управленческих решений, участники корпоративных отношений.

**V.P. Gruzinov, I.A. Astafeva**

### TECHNIQUE OF EVALUATION OF THE MANAGEMENT DECISIONS DIRECTED ON REALIZATION OF INTERESTS OF PARTICIPANTS OF CORPORATE RELATIONS

*Technique directed on revealing of weaknesses in subsystems of corporate management and strengthening of measures of administrative influence at a present situation and on short-term prospect in a priority direction for the company, taking into account interests of participants of corporate relations is offered.*

**Keywords:** a technique, corporate management, efficiency of management decisions, participants of corporate relations.

С 1990-х гг. после перехода экономики страны с плановых на рыночные условия хозяйствования для российских предприятий становится актуальным учет ситуации в постоянно изменяющейся внешней среде. Особую важность при этом приобретает оценка эффективности принимаемых управленческих решений. Причем совершенно очевидно, что того опыта, который был накоплен во времена СССР, явно недостаточно. Менеджмент компаний, в том числе и автомобилестроительных, нуждается в инструментах, соответствующих новым требованиям. В последнее время методическое обеспечение формирования эффективной системы управления бизнесом пополняется новыми разработками российских ученых, построенными как на отечественном, так и на зарубежном опыте. Рассмотрим некоторые из них.

Методика, предложенная А.С. Счастливым [1], позволяет оценивать управленческие решения по инвестиционной сфере деятельности компаний. Она построена на анализе ведения ими бизнеса, результатов их хозяйственной деятельности, в частности на оценке финансового профиля. Сочетание количественных и качественных параметров дает возможность определять уровень соответствия состояния компании требованиям потенциальных инвесторов к рискам инвестиционных вложений.

Безусловным положительным аспектом этой методики является то, что она адаптирована к современным российским экономическим реалиям, может использоваться как действенный инструмент для принятия оптимальных управленческих решений в условиях неустойчивого положения хозяйствующего субъекта и при формировании концепции упреждающего антикризисного управления.

Однако у данной методики есть недостаток: не учитывается социальная составляющая деятельности компании, что в эпоху постиндустриального развития интересует инвесторов не меньше, чем финансовые итоги и нефинансовые характеристики деятельности, предложенные автором.

Методический подход к оценке эффективности управления М.Н. Литовских [2] имеет в своей основе концепцию управления стоимостью предприятия, в рамках которой на основе "дерева" целей и показателей системы управления стоимостью учитываются все структурные эле-

менты, позволяющие контролировать эффективность менеджмента в долгосрочной перспективе.

Согласно методике, увеличение стоимости корпорации строится на основе реализации конкретных проектов в формате инновационной стратегии развития, учитывающей быстротекущие изменения в экономической и научно-технической сферах. Подход осуществляется на базе финансового моделирования оценки эффективности и дает возможность оценивать стоимость корпорации в целом и по отдельным бизнес-направлениям, определяя их вклад в общую результативность деятельности, долю в добавленной стоимости, а также проводить бенчмаркинг показателей других компаний, собственных проектов и т.д.

Однако, на наш взгляд, для анализа и прогнозирования изменений в управлении бизнес-процессами в корпорации при реализации инновационной стратегии было бы неплохо рассмотреть оптимизационную модель при выборе варианта инновационного развития в случае ограниченного инвестирования, характерного в условиях кризисных явлений, наблюдаемых в последние годы.

Интересна и методика, предложенная О.П. Куровой [3], которая считает, что система менеджмента качества должна быть основой развития бизнеса. Используемый ею комплексно-системный подход к учету различных аспектов, влияющих на достижение высокого качества продукции, иллюстрирует взаимосвязь системы управления качеством с общей системой управления компанией, доказывает, что система управления качеством стимулирует повышение эффективности других подсистем управления.

Другими словами, система менеджмента качества, согласно О.П. Куровой, выступает как системообразующий фактор эффективного управления компанией и ориентирована на положительный конечный результат ее деятельности. Автор предлагает опираться на применение единых управленческих технологий, которые способствуют интегрированию усилий различных структурных подразделений и производственных процессов и направлены на повышение качества выпускаемой продукции, а также построение структурированной и интегрированной системы ключевых показателей, оценивающей вклад каждого структурного подразделения в повышение качества продукции.

Рекомендуемый автором данной методики оценочный интегральный показатель работы хозяйствующего субъекта определяется по результатам функционирования всех его служб (снабжения, производства, сбыта, финансовых служб, связей с общественностью и т.д.), позволяет оценить общую эффективность управления, учесть реальные результаты по различным направлениям его деятельности и при необходимости корректировать управляющие действия.

Однако рассматриваемый механизм рекомендован к реализации только при бизнес-процессном режиме управления, который заключается в определении процессов в экономической системе и управлении ими. Но в настоящее время переход от существующей функционально-иерархической системы управления, характерной для большинства российских автомобилестроительных предприятий, к процессной весьма проблематичен или находится в зачаточном состоянии.

Интересный подход к повышению эффективности управления автомобилестроительными предприятиями предлагает Н.А. Добрынин [4], который учитывает мировые тенденции сокращения глубины собственного производства и передачи определенных функций специализированным предприятиям. Этот подход связан с поиском более рациональных управленческих решений в части фор-

мирования единой инфраструктуры взаимодействия отдельных компаний отрасли.

Н.А. Добрынин считает, что будущее – за расширенным предприятием, которое представляет собой сеть прямых поставщиков и субпоставщиков, сгруппированных вокруг обслуживаемого ими автоборочного завода, поскольку это в современных условиях предоставляет возможность получения дополнительных экономических эффектов от сотрудничества в рамках кооперации.

В качестве инструмента формирования оптимальной сети поставок Н.А. Добрынин предложил концепцию управления поставщиками, направленную на максимизацию эффективности подсистемы управления поставками, сокращение транзакционных издержек при организации закупок, оптимизацию числа поставщиков, осуществление перманентного мониторинга добросовестности участников рынка, построение с ними долгосрочных отношений или замены на более подходящих.

Таким образом, концепция представляет собой комплексную систему планирования, налаживания, контроля и поддержания партнерских связей в рамках межфирменной кооперации. Она, безусловно, может применяться и в российских условиях. Но надо отметить, что и эта концепция повышения эффективности управления касается лишь отдельной подсистемы управления закупками, и к тому же ее реализация возможна лишь при развитом рынке автомобильной продукции и востребованных услугах с относительным соответствием их качества мировым стандартам.

Организационно-методическое обеспечение повышения качества корпоративного управления предложила Л.В. Широкова [5]. Его суть – построение системы эффективных отношений между всеми участниками бизнеса (акционерами, менеджментом, советом директоров, работниками и т.д.), регулирующими распределение прав и обязанностей между ними по вопросам обеспечения результативности деятельности компании, соблюдение их интересов в соответствии с действующим законодательством и международными стандартами.

Эта методика охватывает также сферу формирования взаимосвязи между советом директоров и профессиональным менеджментом [6]; между отдельными хозяйствующими субъектами, входящими в состав корпорации. Причем во всех случаях оптимизация хозяйственных связей и функций должна основываться на достижении максимального синергического эффекта. Однако такая концепция, к сожалению, носит чисто описательный характер, математически или графически выраженные обоснования создания эффективного корпоративного управления в ней не рассматриваются.

Анализ зарубежного опыта построения эффективной системы управления компаний показывает, что наиболее востребованным подходом в развитых странах является концепция всеобщего управления качеством (ВУК) [7]. Считается, что его использование ведет к росту производительности и повышению показателей рентабельности фирмы. Вместе с тем программы повышения качества направлены на легко измеряемые характеристики качества управления и производства. Тем аспектам, которые с трудом поддаются измерению и определению, зачастую уделяется недостаточно внимания.

Основным инструментом структурирования функции качества стал "дом качества", идея которого принадлежит фирме "Мицубиси". Первоначально эта идея была реализована в судостроении, а затем, многократно усовершенствованная, начала использоваться компанией "Тойота" и ее поставщиками, а также предприятиями, выпускающими электронику, одежду, интегральные схемы и др. [7]. Среди наиболее известных фирм, использующих данный подход

при управлении инновационными процессами, можно назвать автомобилестроительные компании "Форд" и "Дженерал Моторс".

"Дом качества" представляет собой набор процедур планирования и взаимодействий функций качества, отображается в виде матрицы взаимосвязей участников бизнес-процесса. Координируется и планируется потенциал компании, начиная со стадии проектирования, заканчивая производством и сбытом товаров с учетом пожеланий и вкусов потребителей. То есть "дом качества" – некий вариант принципиального плана, обеспечивающего средства межфункциональных взаимосвязей, поэтому работники, связанные с решением разнообразных задач и наделенные ответственностью, могут грамотно реализовать работы по проекту, обращаясь к структурам решеток "домов качества".

Но возможности данного инструмента практически везде используются только для улучшения именно качества продукции. Между тем неплохо было бы попробовать применить эту методику и на уровне управления, поскольку тенденции развития фирм, их эффективность, конкурентоспособность, результаты функционирования на рынке прямо связаны с эффективностью управления и качеством принимаемых управленческих решений.

И такая возможность весьма реальна. Основой "дома качества" является матрица, которая позволяет оценить и наглядно отобразить систему управления корпорацией, состояние корпоративного управления. Это некий инструментарий, который можно использовать в процессе выработки и координации управленческих решений внутри корпорации для повышения их эффективности на ближайшую перспективу и оптимизировать связанные с их реализацией затраты. По предлагаемой схеме эффективность управления можно определять как для корпорации в целом, так и для отдельного бизнес-процесса (торгово-закупочная деятельность, сбыт продукции, логистика и т.п.), дивизиона или отдельно взятого акционерного общества, входящего в состав корпорации. Матрица позволяет вскрыть, исследовать внутренние резервы и учесть внешнее воздействие среды обитания организации, структурировать качества управленческих решений через развертывание операций деятельности и идентификацию их характеристик. Таким образом, можно выявить корреляционную зависимость элементов и определить вектор их влияния на принятие и выработку взвешенного управленческого решения, позволяющего сбалансировать систему взаимодействия участников корпоративных отношений и при этом соблюсти ценностные параметры внутренней среды самой компании. Результаты выработанного решения должны иметь экономическую, технологическую и социальную эффективность.

Объективности ради, матрицу должны формировать специалисты, ответственные за определенные сферы деятельности компании, и приглашенные независимые эксперты. Для оценки эффективности управленческих решений будут использоваться ключевые количественные и качественные показатели, причем могут применяться два метода оценки – без расчета интегрального показателя и с расчетом интегрального показателя.

В первом случае проводится анализ абсолютного и относительного изменения различных показателей (к примеру, по сравнению с планом и/или предшествующим годом), в результате чего определяется положительная или отрицательная динамика, но общая количественная оценка не достигается. Во втором – такая оценка есть. При расчете интегрального показателя возможно применение различных подходов: аддитивные (путем сложения) и мультипликативные (путем умножения) индексы. В нашем случае

применяется первый подход, как наиболее предпочтительный при разработке процедурной технологии оценки эффективности системы управления компанией.

Рассмотрим процедуру социально-экономической оценки ряда основных элементов системы управления на примере одной из российских автомобилестроительных компаний на основе публичных данных, полученных в СМИ и Интернет-ресурсах (сайт компании). Она представляет собой последовательность отдельных шагов.

**Шаг 1. Формирование матрицы.** На первом этапе происходит отбор оцениваемых подсистем управления компанией и участников корпоративных отношений, так называемых стейкхолдеров, которые подвержены влиянию управленческих воздействий со стороны данных подсистем. Определяются:

- участники корпоративных отношений, на которых положительно или отрицательно отражаются результаты управленческих решений, принятых в процессе функционирования организации. Это – государство, акционеры, работники, инвесторы; менеджмент; потребители, поставщики, партнеры по бизнесу; экономика региона;

- сферы корпоративной управленческой деятельности или элементы системы управления компанией: используемая кадровая политика; реализуемые технологии управления; корпоративная нравственность (соблюдение этических норм); участие в кластере; уровень качества корпоративного управления.

Участники корпоративных отношений представляются в виде матрицы (табл. 1).

**Шаг 2. Структурирование элементов системы управления.** Каждый элемент системы управления организацией описывается отдельными характеристиками, которые оцениваются экспертной группой. Итоговая оценка каждой характеристики формируется на основе ключевых показателей эффективности ее переменных, определяемых экспертными методами по усмотрению специалистов. В нашем случае элемент "используемая кадровая политика" характеризуется следующими показателями: "степень открытости"; "обучение, развитие и продвижение персонала"; "мотивация".

Далее можно структурировать каждую из них. Например характеристику "степень открытости" можно разложить на показатели: "доля обучающих программ, проводи-

мых внутри компании"; "доля обучающих программ, проводимых вне компании"; "легкость адаптации новых сотрудников в коллективе" и т.д.

Уровень соответствия стратегии подсистемы (элемента) управления интересам участников корпоративных отношений определяется по схеме, представленной на рисунке.

Эффективность управления компанией проявляется на фоне совпадения целей компании с интересами различных участников корпоративных отношений.

Задаются дискретные значения степени влияния переменных элементов управления на интересы каждой из контактных групп на текущий момент  $\{-1; 0; 1\}$ . Эксперты оценивают степень влияния управленческих решений в сфере рассматриваемой подсистемы управления на объект воздействия.

Эксперты оценивали каждую характеристику, присвоив ей одно из возможных дискретных значений  $\{-1; 0; 1\}$  по шкале Харрингтона (табл. 2) [8], в которой в данном случае определены три диапазона.

Например, общая экспертная оценка характеристики "степень открытости" элемента "используемая кадровая политика" относительно объекта воздействия "государство", полученная методом прямого оценивания, равна 0,78. По шкале Харрингтона значение 0,78 соответствует высокому уровню исполнения интересов объекта воздействия "государство" и приравнивается к дискретному значению  $\{1\}$ . Это означает, что предприятие открыто для приема специалистов со стороны, в том числе и на руководящие должности, а для участника "государство (общество)" в целом этот факт является положительным, так как способствует занятости населения.

Экспертная оценка характеристики "степень открытости" элемента "используемая кадровая политика" относительно объекта воздействия "работник" составила 0,21, что по шкале Харрингтона соответствует низкому уровню исполнения интересов участника "работник" и приравнивается дискретному значению  $\{-1\}$ . Проводимая открытая кадровая политика приема на работу специалистов со стороны отрицательно отражается на работниках компании, так как снижает их возможность продвижения по служебной линии и повышает вероятность возникновения конфликтной ситуации.

Таблица 1

| Социальные объекты воздействия | Элементы системы управления организацией | Используемая кадровая политика | Реализуемые технологии управления | Корпоративная нравственность | Кластеризация | Уровень качества корпоративного управления |
|--------------------------------|--|--------------------------------|-----------------------------------|------------------------------|---------------|--|
| Государство                    |  |                                |                                   |                              |               |  |
| Мажоритарные акционеры         |  |                                |                                   |                              |               |  |
| Работники                      |  |                                |                                   |                              |               |  |
| Миноритарные акционеры         |  |                                |                                   |                              |               |  |
| Потенциальные инвесторы        |  |                                |                                   |                              |               |  |
| Менеджмент                     |  |                                |                                   |                              |               |  |
| Потребители, заказчики         |  |                                |                                   |                              |               |  |
| Поставщики                     |  |                                |                                   |                              |               |  |
| Партнеры по бизнесу            |  |                                |                                   |                              |               |  |
| Экономика региона              |  |                                |                                   |                              |               |  |

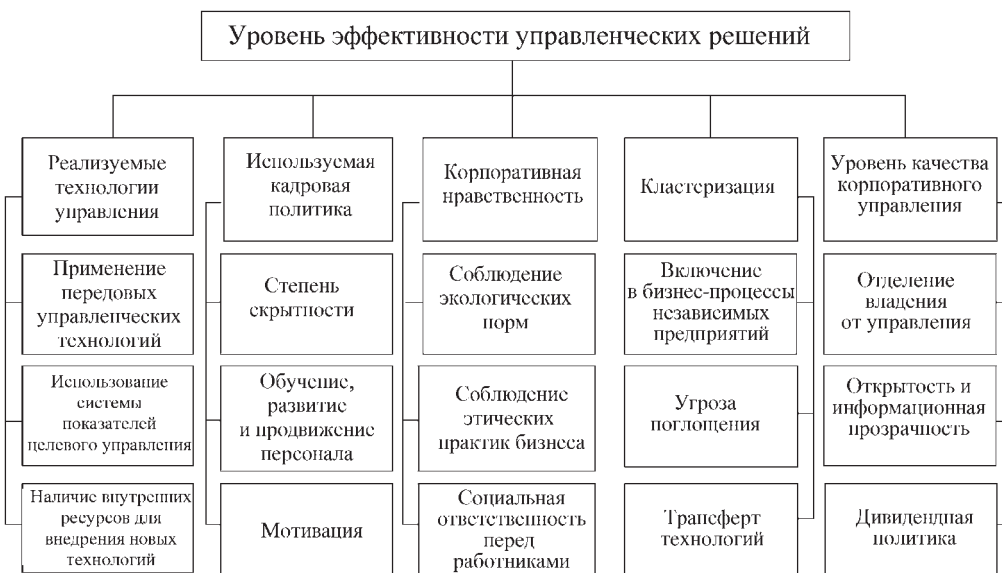


Схема описания подсистем (элементов) управления по отдельным характеристикам

Оценка, выставленная экспертами по характеристике "степень открытости" элемента "используемая кадровая политика" относительно объекта воздействия "потребители и заказчики", равна 0,58, что соответствует среднему уровню учета интересов объекта воздействия "потребители и заказчики" и приравнивается дискретному значению {0}. Это объясняется тем, что система управления персоналом мало касается потребителя, которому важен качественный выпускаемый продукт.

Подобным образом эксперты оценивают все остальные характеристики элементов управления компанией, и затем полученные значения заносятся в матрицу. В табл. 3 как пример дана оценочная система по переменной "используемая кадровая политика".

**Шаг 3. Заполнение матрицы.** На основе экспертных оценок рассчитываются среднеарифметические значения по каждому элементу управления и заносятся в рабочую матрицу (табл. 4).

**Шаг 4. Определение весов участников корпоративных отношений.** При этом участники корпоративных отношений одновременно рассматриваются как субъекты и объекты в системе управления бизнес-структурами. Для обработки информации, полученной экспертами, применяется метод парных сравнений. Здесь объекты сопоставляются попарно экспертами в зависимости от степени сравнительной важности участников корпоративных отношений (табл. 5).

**Шаг 5. Нормирование весов.** Для того чтобы нормировать веса, проводятся следующие действия.

1. Задается дискретная трехбалльная оценка, в данном случае это {0; 1; 2}, где "0" – нейтральное влияние; "1" – паритет взаимозависимостей; "2" – влияние сильное.

2. Затем суммируются полученные веса построчно, и каждый результат делится на общую получившуюся сумму весов. Округленные данные весов заносят в рабочую матрицу (табл. 6).

**Шаг 6. Формирование коэффициентов, количественно характеризующих состояние подсистем (элементов) системы управления бизнес-структурами.** Для получения взвешенных оценок нормированные веса перемножаются на средние показатели, далее отдельно суммируются значения показателей по элементам системы управления организацией. Таким образом, получаются коэффициенты, которые

отражают степень удовлетворения потребностей контактных групп компании. Пример, иллюстрирующий определение коэффициентов, приведен в табл. 7.

Под эффективностью в данном случае понимается уровень исполнения интересов заданных участников корпоративных отношений. По шкале Харрингтона (пять диапазонов) [8], которая представлена в табл. 8, определяется, насколько величина коэффициента благоприятна или неблагоприятна для участников, задействованных в бизнес-процессе.

Согласно этой шкале, идеальное удовлетворение интересов соответствует значению показателя, ока-

завшемуся в интервале от 1,00 до 0,80, а самое неблагоприятное значение (от 0,20 до 0,00) говорит о необходимости пересмотра управленческих действий в данной подсистеме управления. Низкие оценки – сигналы к действию, поэтому приоритетными к пересмотру/корректировке являются сферы управленческой деятельности со значениями ниже среднего (0,37).

В нашем случае по элементу управления "кластеризация" получен самый неблагоприятный эффект, о чем свидетельствует коэффициент, равный 0,24. Это говорит о том, что процесс участия в кластере исследуемой компании находится в начале своего становления. Этот факт вполне объясним, так как в России кластерные инициативы только зарождаются. Необходимо, чтобы сложилась высокая концентрация предприятий автомобилестроительной отрасли по сборке автомобилей, производству автокомпонентов, автосервисных и торговых фирм, образовательных, исследовательских, инжиниринговых и других организаций. Требуется формирование и развитие таких конкурентных механизмов, как человеческий капитал, научно-исследовательская база, средства производства и инновационная инфраструктура. Реализация подобных мероприятий не под силу одной компании, это возможно только при содействии государства и привлечении

Таблица 2

| Градация шкалы      | Значение    |
|---------------------|-------------|
| Высокий уровень (1) | 0,64...1,00 |
| Средний уровень (0) | 0,37...0,64 |
| Низкий уровень (-1) | 0,00...0,37 |

Примечания: 1 – оценка экспертов: состояние данной характеристики подтверждает соблюдение интересов участника корпоративных отношений; 0 – оценка экспертов: отношение участника к действию со стороны управленческой системы нейтрально; -1 – оценка экспертов: состояние данной характеристики свидетельствует об ущемлении интересов и потребностей участника корпоративных отношений.

Таблица 3

|                         | Переменные состояния КУ<br>Характеристики переменной | Используемая кадровая политика |                        | Переменные состояния КУ<br>Характеристики переменной | Используемая кадровая политика |
|-------------------------|--|--------------------------------|------------------------|--|--------------------------------|
| Государство             | Степень открытости                                   | 1                              | Мажоритарные акционеры | Степень открытости                                   | 1                              |
|                         | Обучение, развитие и продвижение персонала           | 1                              |                        | Обучение, развитие и продвижение персонала           | 1                              |
|                         | Мотивация  | 1                              |                        | Мотивация  | 1                              |
|                         | Переменные состояния КУ<br>Характеристики переменной | Используемая кадровая политика |                        | Переменные состояния КУ<br>Характеристики переменной | Используемая кадровая политика |
| Работники               | Степень открытости                                   | -1                             | Миноритарные акционеры | Степень открытости                                   | 1                              |
|                         | Обучение, развитие и продвижение персонала           | 1                              |                        | Обучение, развитие и продвижение персонала           | 1                              |
|                         | Мотивация  | 1                              |                        | Мотивация  | 1                              |
|                         | Переменные состояния КУ<br>Характеристики переменной | Используемая кадровая политика |                        | Переменные состояния КУ<br>Характеристики переменной | Используемая кадровая политика |
| Потенциальные инвесторы | Степень открытости                                   | 1                              | Менеджмент             | Степень открытости                                   | -1                             |
|                         | Обучение, развитие и продвижение персонала           | 1                              |                        | Обучение, развитие и продвижение персонала           | 1                              |
|                         | Мотивация  | 1                              |                        | Мотивация  | 1                              |
|                         | Переменные состояния КУ<br>Характеристики переменной | Используемая кадровая политика |                        | Переменные состояния КУ<br>Характеристики переменной | Используемая кадровая политика |
| Потребители и заказчики | Степень открытости                                   | 0                              | Поставщики             | Степень открытости                                   | 0                              |
|                         | Обучение, развитие и продвижение персонала           | 0                              |                        | Обучение, развитие и продвижение персонала           | 0                              |
|                         | Мотивация  | 0                              |                        | Мотивация  | 0                              |
|                         | Переменные состояния КУ<br>Характеристики переменной | Используемая кадровая политика |                        | Переменные состояния КУ<br>Характеристики переменной | Используемая кадровая политика |
| Партнеры по бизнесу     | Степень открытости                                   | 0                              | Экономика региона      | Степень открытости                                   | 1                              |
|                         | Обучение, развитие и продвижение персонала           | 0                              |                        | Обучение, развитие и продвижение персонала           | 1                              |
|                         | Мотивация  | 0                              |                        | Мотивация  | 1                              |

инвестиций на основе развития института частно-государственного партнерства.

Благодаря предложенному механизму можно скорректировать программу действий, усилить меру управленческого воздействия в данный момент и на краткосрочную

перспективу в приоритетном для компании и контактных групп направлении.

В процессе реализации корпоративных управленческих действий методика может служить инструментом определения соответствия действующих технологий формирования корпоративной стратегии развития компании потреб-

Таблица 4

| Участники корпоративных отношений | Сферы деятельности управленческой системы | Используемая кадровая политика | Реализуемые технологии управления | Корпоративная нравственность | Кластеризация | Уровень качества корпоративного управления |
|-----------------------------------|---|--------------------------------|-----------------------------------|------------------------------|---------------|--|
| Государство                       |   | 1                              | 0,33                              | 1                            | 0,66          | 0,33                                       |
| Мажоритарные акционеры            |   | 1                              | 1                                 | 1                            | 0,33          | 0,66                                       |
| Работники                         |   | 0,33                           | -0,33                             | 1                            | -0,33         | 0,33                                       |
| Миноритарные акционеры            |   | 1                              | 1                                 | 0                            | 0,66          | 1  |
| Потенциальные инвесторы           |   | 1                              | 1                                 | 1                            | 0,66          | 1  |
| Менеджмент                        |   | 0,33                           | 1                                 | 0                            | 0,33          | -0,33                                      |
| Потребители, заказчики            |   | 0                              | 1                                 | 0,66                         | 0,66          | 0  |
| Поставщики                        |   | 0                              | 0                                 | 0,33                         | -0,66         | 0,33                                       |
| Партнеры по бизнесу               |   | 0                              | 0                                 | 0,33                         | 0             | 0,33                                       |
| Экономика региона                 |   | 1                              | 0,33                              | 1                            | 0,66          | 0,66                                       |

Таблица 5

| Участники корпоративных отношений (субъекты) | Участники корпоративных отношений (объекты) | Государство | Мажоритарные акционеры | Работники | Миноритарные акционеры | Потенциальные инвесторы | Менеджмент | Потребители, заказчики | Поставщики | Партнеры по бизнесу | Экономика региона |
|--|---|-------------|------------------------|-----------|------------------------|-------------------------|------------|------------------------|------------|---------------------|-------------------|
| Государство                                  |   |             | 0                      | 0         | 2                      | 1                       | 1          | 0                      | 1          | 1                   | 1                 |
| Мажоритарные акционеры                       |   | 2           |                        | 1         | 2                      | 1                       | 2          | 0                      | 1          | 1                   | 2                 |
| Работники                                    |   | 2           | 1                      |           | 2                      | 1                       | 1          | 0                      | 1          | 1                   | 2                 |
| Миноритарные акционеры                       |   | 0           | 0                      | 0         |                        | 0                       | 2          | 0                      | 0          | 0                   | 1                 |
| Потенциальные инвесторы                      |   | 1           | 1                      | 1         | 2                      |                         | 1          | 1                      | 1          | 1                   | 2                 |
| Менеджмент                                   |   | 1           | 0                      | 1         | 0                      | 1                       |            | 0                      | 1          | 1                   | 1                 |
| Потребители, заказчики                       |   | 2           | 2                      | 2         | 2                      | 1                       | 2          |                        | 1          | 1                   | 2                 |
| Поставщики                                   |   | 1           | 1                      | 1         | 2                      | 1                       | 1          | 1                      |            | 1                   | 1                 |
| Партнеры по бизнесу                          |   | 1           | 1                      | 1         | 2                      | 1                       | 1          | 1                      | 1          |                     | 2                 |
| Экономика региона                            |   | 1           | 0                      | 0         | 1                      | 0                       | 1          | 0                      | 1          | 0                   |                   |

ностям разнородных контрагентов и диагностики практики управления взаимосвязями с участниками бизнес-отношений с целью выработки рациональных управленческих решений по реализации их интересов.

Методику расчета и результаты такой системы оценки эффективности корпоративного управления целесообразно применять для внедрения передового опыта работы компаний-лидеров (бенчмаркинг), что позволит повысить эффективность всей управленческой системы, а значит, удержать конкурентные позиции на рынке или вывести компанию на более высокий уровень развития.

Методика, разработанная для компаний автомобильно-строительной отрасли, может использоваться также для акционерных обществ и корпораций других отраслей национальной экономики.

## Литература

1. Счастликов А.С. Методологические аспекты принятия управленческих решений на промышленных предприятиях на основе рейтинговых оценок: автореферат дисс. ... канд. экон. наук. М.: МГТУ "МАМИ", 2011.
2. Литовских М.Н. Разработка и организационно-методическое обеспечение инновационной стратегии корпорации в условиях модернизации: автореферат дис. ... канд. экон. наук. М.: МГТУ "МАМИ", 2011.
3. Курова О.П. Повышение эффективности управления промышленными предприятиями на основе внедрения системы менеджмента качества: автореферат дис. ... канд. экон. наук. М.: МГТУ "МАМИ", 2009.



Таблица 6

| Участники корпоративных отношений \ Сферы деятельности управленческой системы | Вес  | Используемая кадровая политика | Реализуемые технологии управления | Корпоративная нравственность | Кластеризация | Уровень качества корпоративного управления |
|---|------|--------------------------------|-----------------------------------|------------------------------|---------------|--|
| Государство   | 0,08 | 1                              | 0,33                              | 1                            | 0,66          | 0,33                                       |
| Мажоритарные акционеры  | 0,13 | 1                              | 1                                 | 1                            | 0,33          | 0,66                                       |
| Работники   | 0,12 | 0,33                           | -0,33                             | 1                            | -0,33         | 0,33                                       |
| Миноритарные акционеры  | 0,03 | 1                              | 1                                 | 0                            | 0,66          | 1  |
| Потенциальные инвесторы   | 0,12 | 1                              | 1                                 | 1                            | 0,66          | 1  |
| Менеджмент  | 0,07 | 0,33                           | 1                                 | 0                            | 0,33          | -0,33                                      |
| Потребители, заказчики  | 0,17 | 0                              | 1                                 | 0,66                         | 0,66          | 0  |
| Поставщики  | 0,11 | 0                              | 0                                 | 0,33                         | -0,66         | 0,33                                       |
| Партнеры по бизнесу   | 0,02 | 0                              | 0                                 | 0,33                         | 0             | 0,33                                       |
| Экономика региона   | 0,04 | 1                              | 0,33                              | 1                            | 0,66          | 0,66                                       |

Таблица 7

| Участники корпоративных отношений \ Сферы деятельности управленческой системы | Вес  | Используемая кадровая политика | Регулируемые технологии управления | Корпоративная нравственность | Кластеризация | Уровень качества корпоративного управления |
|---|------|--------------------------------|------------------------------------|------------------------------|---------------|--|
| Государство   | 0,08 | 0,08                           | 0,03                               | 0,08                         | 0,05          | 0,03                                       |
| Мажоритарные акционеры  | 0,13 | 0,13                           | 0,13                               | 0,13                         | 0,04          | 0,09                                       |
| Работники   | 0,12 | 0,04                           | -0,04                              | 0,12                         | -0,04         | 0,04                                       |
| Миноритарные акционеры  | 0,03 | 0,03                           | 0,03                               | 0                            | 0,02          | 0,03                                       |
| Потенциальные инвесторы   | 0,12 | 0,12                           | 0,12                               | 0,12                         | 0,08          | 0,12                                       |
| Менеджмент  | 0,07 | 0,02                           | 0,07                               | 0                            | 0,02          | 0,02                                       |
| Потребители, заказчики  | 0,17 | 0                              | 0,17                               | 0,11                         | 0,11          | 0  |
| Поставщики  | 0,11 | 0                              | 0                                  | 0,04                         | -0,07         | 0,04                                       |
| Партнеры по бизнесу   | 0,12 | 0                              | 0                                  | 0,04                         | 0             | 0,04                                       |
| Экономика региона   | 0,04 | 0,04                           | 0,01                               | 0,04                         | 0,03          | 0,03                                       |
| Итого   |      | 0,46                           | 0,52                               | 0,68                         | 0,24          | 0,40                                       |

Таблица 8

| № уровня | Градация шкалы        | Значения    |
|----------|-----------------------|-------------|
| 1        | Высокий уровень       | 1,00...0,80 |
| 2        | Уровень выше среднего | 0,80...0,64 |
| 3        | Средний уровень       | 0,64...0,37 |
| 4        | Уровень ниже среднего | 0,37...0,20 |
| 5        | Низкий уровень        | 0,20...0,00 |

- Добрынин Н.А. Организация системы межфирменной кооперации на предприятиях отечественного автопрома: автореферат дис. ... канд. экон. наук. М.: МГТУ "МАМИ", 2011.
- Широкова Л.В. Повышение качества корпоративного управления в организациях автомобилестроения России: автореферат дис. ... канд. экон. наук. М.: МГТУ "МАМИ", 2006.
- Широкова Л.В., Гришина Ю.Б. Роль совета директоров в системе корпоративных отношений // Справочник. Инженерный журнал. 2009. № 6 (147). С. 44–48.
- Хойзер Джон Р., Клосинг Дон. Дом качества // Курс на качество. 1992. № 1. С. 85–102.
- Майборода В.П., Титов А.В., Харин А.А. Использование экспертных технологий для управления ресурсным обеспечением научно-инновационной деятельности // Инновации, 2005. № 8.



УДК 621.43

## ДВИГАТЕЛЬ С КОЛЬЦЕВЫМ ЦИЛИНДРОМ

Канд. техн. наук **Е.П. ИВАНОВ** (499. 466-59-56)

*Рассмотрен доработанный четырехпоршневой двигатель с кольцевым цилиндром.*

**Ключевые слова:** двигатель с кольцевым цилиндром; поршни, ступицы, рычаги, шатуны, коленчатый вал, маховик.

Ivanov E.P.

### ENGINE WITH CIRCULAR CYLINDER

*Improved fourpiston engine with circular cylinder is considered.*

**Keywords:** engine with circular cylinder, pistons, hubs, levers, connecting-rod, crank, flywheel.

Предлагаемый вниманию читателей двигатель с кольцевым цилиндром (ДКЦ) — доработанный вариант четырехпоршневого ДКЦ (см. "АП", 1993, № 12). Там же были рассмотрены роторный и восьмипоршневой ДКЦ. Их анализ и расчеты показали, что эти двигатели значительно превосходят по всем техническим показателям существующие поршневые и газотурбинные ДВС. Проведенные дополнительные исследования подтвердили: за счет некоторых доработок можно еще больше улучшить технические качества ДКЦ. В данной статье рассмотрен доработанный четырехпоршневой ДКЦ и его отличительные признаки.

Этот ДКЦ выполняется по схеме, приведенной на рисунке. Как видим, он имеет очень простую конструкцию, так как состоит из выполненных в его корпусе 2 одного цилиндра с боковыми крышками 9; четырех лопастных поршней 3, размещенных попарно консольно на двух соосных ступицах 4; двух рычагов 10 с противовесами, зафиксированных на концах ступиц с помощью шлицев; двух шатунов 11; коленчатого вала 12 с противовесами и маховиком. На рисунке лопастные поршни показаны с четырьмя рядами пластинчатых уплотнителей 7, расположенных попарно в двух канавках на каждом поршне. Цилиндр и соосные ступицы образуют кольцевой цилиндр, объем которого разделяется лопастными поршнями на четыре рабочие камеры 8. Между поршнями и цилиндром находятся камеры 1 сгорания, оснащенные клапанами 5 и топливными форсунками 6. Клапаны имеют механический привод от коленчатого вала.

Ступицы установлены на подшипниках, размещенных в боковых крышках цилиндра и корпусе ДКЦ. Коленчатый вал располагается в подшипниках корпуса ДКЦ.

Система охлаждения цилиндра, боковых крышек и поршней ДКЦ может быть жидкостной или воздушной. При работе двигателя поршни совершают взаимно противоположное качательное движение, а в рабочих камерах по окружности

имеют место рабочие циклы из четырех тактов: забора воздуха, его сжатия, рабочего хода и выпуска отработавших газов. За каждый полуоборот коленчатого вала через шатуны на шатунные шейки коленчатого вала, как обычно, передается усилие от такта рабочего хода.

Для проведения расчетов и анализа ДКЦ в качестве начальных технических показателей ДКЦ было принято отношение высоты  $V$  лопастных поршней к их ширине  $Ш$  и диаметру  $D$  цилиндра ( $V:Ш:D = 1:1,5:3$ ) и отношения толщины  $T$  поршней к их ходу  $S$  ( $T:S = 1:1$ ). На основе этих отношений получены формулы для определения значений номинальных мощностей  $N_e$ , диаметра  $D$  цилиндра, рабочего объема  $V_l$  и габаритного объема  $V_{габ}$  ДКЦ:

$$N_e = \frac{4 \cdot 295 \cdot 588 \cdot p_{cp} \cdot c_{cp}^3}{n_e^2}, \text{ кВт};$$

$$D = \sqrt{\frac{30,6 \cdot N_e}{p_{cp} \cdot c_{cp}}}, \text{ см}; \quad V_l = \frac{D^3}{2866}, \text{ л (D в см)};$$

$$V_{габ} \approx 5 \cdot D^3, \text{ м}^3 \text{ (D в м)},$$

где  $p_{cp}$  — среднее эффективное давление, МПа;  $c_{cp}$  — средняя скорость лопастных поршней, м/с;  $n_e$  — частота вращения коленчатого вала,  $\text{мин}^{-1}$ .

По этим формулам при использовании обычных для поршневых двигателей значений  $p_{cp}$ ,  $c_{cp}$  и  $n_e$  можно определить минимальные и максимальные значения  $N_e$ ,  $D$ ,  $V_l$  и  $V_{габ}$  ДКЦ. Так, при  $p_{cp} = 0,7$  МПа ( $7,13 \text{ кгс/см}^2$ ),  $c_{cp} = 8$  м/с и  $n_e = 6000 \text{ мин}^{-1}$  у бензинового ДКЦ будем иметь минимальную мощность  $N_{e \min} = 42,7$  кВт (58 л.с.),  $D_{\min} = 15,2$  см;  $V_{l \min} = 1,2$  л;  $V_{габ \min} = 0,018 \text{ м}^3$ . При  $p_{cp} = 1,4$  МПа ( $14,26 \text{ кгс/см}^2$ ),  $c_{cp} = 10$  м/с и  $n_e = 2000 \text{ мин}^{-1}$  у дизельного ДКЦ с наддувом  $N_{e \max} = 1503$  кВт (2044 л.с.),  $D_{\max} = 57$  см,  $V_{l \max} = 64,6$  л и  $V_{габ \max} = 0,94 \text{ м}^3$ .

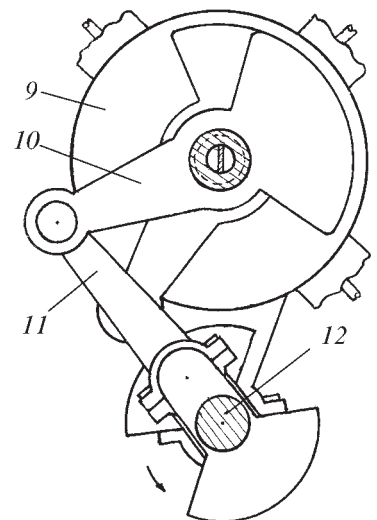
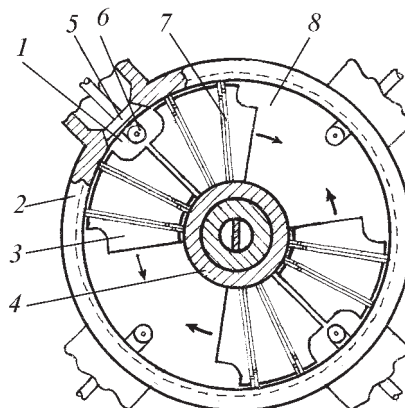


Схема четырехпоршневого ДКЦ:

1 — камера сгорания; 2 — корпус с цилиндром; 3 — лопастной поршень; 4 — ступица; 5 — клапан; 6 — топливная форсунка; 7 — пластинчатый уплотнитель; 8 — рабочая камера; 9 — боковая крышка; 10 — рычаг; 11 — шатун; 12 — коленчатый вал

| Показатель  | Двигатель   |             |             |            |                     |                       |                     |
|---|-------------|-------------|-------------|------------|---------------------|-----------------------|---------------------|
|   | КамАЗ-740   | ДКЦ-1       | Д-12А-525   | ДКЦ-2      | ДКЦ-3<br>с наддувом | ПД-1000<br>с наддувом | ДКЦ-4<br>с наддувом |
| Мощность, кВт (л.с.)  | 154,4 (210) | 154,4 (210) | 386 (525)   | 386 (525)  | 386 (525)           | 735 (1000)            | 735 (1000)          |
| Число цилиндров   | 8           | 1           | 12          | 1          | 1                   | 12                    | 1                   |
| Среднее эффективное давление, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )      | 0,66 (6,7)  | 0,69 (7,0)  | 0,60 (6,19) | 0,69 (7,0) | 1,08 (11,0)         | 1,37 (14,0)           | 1,37 (14,0)         |
| Средняя скорость поршня, м/с                                  | 10,4        | 8,57        | 12,0        | 10,0       | 10,0                | 10,0                  | 10,0                |
| Частота вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>          | 2600        | 3500        | 2000        | 2790       | 3500                | 1990                  | 2860 (3500)         |
| Рабочий объем, л  | 10,85       | 7,70        | 38,17       | 24,18      | 12,27               | 32,3                  | 22,48 (18,3)        |
| Диаметр цилиндра, мм  | 120         | 280         | 150         | 411        | 327                 | 150                   | 400                 |
| Габаритные размеры поршня, см:                                |             |             |             |            |                     |                       |                     |
| ширина  | –           | 14          | –           | 20,5       | 16,4                | –                     | 20                  |
| высота  | –           | 9,4         | –           | 13,7       | 10,9                | –                     | 13,36               |
| толщина   | –           | 7,2         | –           | 10,6       | 8,5                 | –                     | 10,4 (12,2)         |
| Ход поршня, мм  | 120         | 730         | 180         | 107        | 857                 | 150                   | 105 (86)            |
| Площадь поршня, см <sup>2</sup>                               | 113,0       | 131,0       | 177,0       | 281,0      | 179,0               | 176,6                 | 267,9               |
| Среднее усилие на шатуне от среднего эффективного давления, Н | 757         | 459         | 1093        | 984        | 984                 | 2472                  | 1875                |
| Площадь трения уплотнителей, м <sup>2</sup> /с                | 31,3        | 16,0        | 68,0        | 27,4       | 21,8                | 56,5                  | 26,7                |
| Площадь тепловоспринимающих поверхностей, м <sup>2</sup>      | 0,60        | 0,38        | 1,50        | 0,80       | 0,52                | 1,32                  | 0,75 (0,67)         |
| Периметр уплотнения цилиндров и камер, см                     | 302         | 318         | 565         | 466        | 371                 | 565                   | 454                 |
| Габаритный объем двигателя, м <sup>3</sup>                    | 0,97        | 0,11        | 1,62        | 0,347      | 0,176               | 1,62                  | 0,32                |
| Габаритная мощность, л.с./м <sup>3</sup>                      | 216         | 1909        | 324         | 1513       | 2983                | 617,3                 | 3125                |

Из расчетов следует, что ДКЦ может иметь очень широкий диапазон номинальных мощностей и без увеличения числа цилиндров, поршней, шатунов и других деталей КШМ, заменять 4-, 6-, 8-, 12- и 24-поршневые двигатели, что объясняется следующим: ДКЦ на любой мощности фактически работает как 24-поршневой двигатель, так как его четыре поршня имеют двухстороннее действие, т.е. заменяют восемь поршней, а прямоугольная поверхность каждого из них равна поверхности трех круглых поршней диаметром и ходом, равными ходу лопастных поршней. Фактически получается, что в каждой из четырех рабочих камер работают как бы шесть круглых поршней.

Еще одно безусловное преимущество ДКЦ перед традиционными поршневыми двигателями: в несколько раз меньший габаритный объем. Формула  $V_{\text{габ}} \approx 5D^3$  для ДКЦ была выведена, исходя из отношений его габаритных размеров: длины  $L$ , ширины  $\Pi$  и высоты  $B$  к диаметру  $D$  его цилиндра. Эти отношения для ДКЦ с системой жидкостного охлаждения равны 1,5; 1,5 и 2,2, откуда  $V_{\text{габ}} = 1,5D \cdot 1,5D \times 2,2D = 5D^3$ .

Габаритные объемы ДКЦ, как и другие их показатели, в сравнении с показателями обычных поршневых двигателей – таких, как КамАЗ-740, Д-12А-525 и возможного поршневого двигателя ПД-1000, приведены в таблице. Из

нее видно, что при равных мощностях габаритные объемы ДКЦ-1, ДКЦ-2, ДКЦ-3, ДКЦ-4 будут соответственно меньше в 8,8; 4,67; 9,2 и 5 раз. Более значительное уменьшение габаритного объема ДКЦ-3 в сравнении с ДКЦ-2 объясняется его наддувом. При этом усилия, передаваемые через рычаги и шатуны на коленчатый вал, оказываются такими же, как у ДКЦ-2, потому что уменьшены площади поршней ДКЦ-3 относительно ДКЦ-2.

Еще одним фактором, снижающим габаритный объем ДКЦ, является 100%-е использование объема кольцевого цилиндра под рабочий объем в связи с двухсторонним действием поршней и толщиной, равной их ходу. Важно также и то, что при отношении  $B:\Pi:D = 1:1,5:3$  объем кольцевого цилиндра занимает 88,8% объема цилиндра. За счет уменьшения габаритного объема будет снижена и масса ДКЦ. Следует отметить гораздо меньшие размеры, а следовательно, и массу коленчатого вала и маховика ДКЦ. У коленчатого вала это объясняется тем, что он имеет только две коренные и две шатунные шейки, а меньшая масса маховика ДКЦ определяется не только гораздо меньшими суммарной инерционной массой поршней и шатунов, но и силами трения, о чем будет сказано ниже.

Можно привести и еще один способ значительного (в 1,4–2 раза) снижения габаритного объема и массы ДКЦ.

Для этого на двухзвенных колесных и гусеничных машинах и седельных автопоездах целесообразно вместо одного ДКЦ применять два, но вдвое меньшей мощностью каждого и устанавливать их отдельно — на тягаче и у колес полуприцепа. При этом суммарный габаритный объем и масса двух ДКЦ будет в 1,4 раза меньше одного ДКЦ, работающего только на тягаче. У таких автопоездов, очевидно, будет резко повышена проходимость, а при отключенном заднем двигателе на дороге с твердым покрытием уменьшен расход топлива.

Кроме того, применение двух ДКЦ вместо одного на двухзвенных машинах и автопоездах значительно упростит их трансмиссии. На самолетах использование для каждого винта вместо одного ДКЦ двух, трех или четырех ДКЦ соответственно меньшей мощностью каждого позволит снизить их суммарный габаритный объем и массу соответственно в 1,4; 1,73 и 2 раза. При этом очень важно, что у самолетов резко уменьшается лобовая площадь ДКЦ, расположенных в одном ряду. Например, при четырех ДКЦ — в 4 раза по сравнению с одиночным ДКЦ. В результате значительно меньше аэродинамическое сопротивление, а значит, и расход топлива.

Очень важным преимуществом ДКЦ, по сравнению с поршневыми двигателями, является снижение в нем нагрузок и механических потерь. У ДКЦ в шатунных и коренных подшипниках коленчатого вала суммарные механические потери значительно меньше, чем у поршневых двигателей. Это объясняется меньшим числом подшипников в ДКЦ, а следовательно, меньшей суммарной площадью трения в них, меньшими нагрузками в подшипниках от сил тактов рабочего хода, а также сил инерции поршней и других деталей. Нагрузки от этих сил снижены в 2 раза за счет передачи сил к коленчатому валу через рычаги. Нагрузки в подшипниках коленчатого вала ДКЦ могут быть меньше благодаря динамической уравновешенности поршней и других деталей при их противоположном качательном движении и выполнении поршней с их ступицами и рычагами с равными моментами инерции. Но еще больше эти нагрузки уменьшаются оттого, что в ДКЦ через подшипники передаются только силы для создания на коленчатом валу полезного крутящего момента, а силы, необходимые для тактов всасывания воздуха, его сжатия и вытеснения отработавших газов, передаются через лопастные поршни, минуя шатуны и подшипники коленчатого вала. Эта особенность объясняется тем, что все такты проходят в четырех рабочих камерах, разделяемых лопастными поршнями. Когда в одной из камер имеет место такт рабочего хода, то сила от этого такта, а также силы инерции поршней через сами поршни передаются на совершение трех других тактов.

Надо отметить и следующее: хотя площади поршней ДКЦ больше площадей поршней традиционных ДВС, нагрузки, передаваемые от поршней на шатуны и подшипники коленчатого вала, у ДКЦ меньше. Если же учесть, что у ДКЦ число поршней меньше, то суммарные механические потери в его подшипниках тоже меньше.

В ДКЦ, по сравнению с обычными поршневыми двигателями, значительно снижены потери на трение и износ в ЦПГ. Это объясняется тем, что соосные ступицы ДКЦ установлены в подшипниках боковых крышек и корпуса, а лопастные поршни не имеют силового контакта с цилиндром и его боковыми крышками. Контактуют с ними только пластинчатые уплотнители лопастных поршней. При этом суммарная площадь трения, проходящая в секунду одним рядом уплотнителей четырехлопастных поршней ДКЦ, как видно из таблицы, в 2; 2,5 и 2,1, а также в 3,1 раза меньше, чем у поршней 8-, 12-цилиндрового двигателя и 12-цилиндрового с наддувом, а также ДКЦ соответственно. В поршневых же двигателях поршни имеют сильный боковой контакт с цилиндрами, что приводит к овалному износу и цилиндров, и поршней, прорыву га-

зов в картер, угару масла, снижению компрессии и мощности, увеличению расхода топлива, а в итоге — к сокращению срока службы двигателей.

Очень важное преимущество ДКЦ перед традиционными двигателями — сниженные тепловые потери: меньше отвод теплоты в систему охлаждения в связи с меньшей площадью тепловоспринимающих поверхностей в рабочих камерах ДКЦ. Как видно из той же таблицы, площади тепловоспринимающих поверхностей в ДКЦ оказываются меньше в 1,58; 1,87; 2,88 и 1,76 раза, чем эти же площади у восьми- и 12-цилиндровых дизелей: из-за меньшего рабочего объема ДКЦ и числа его рабочих камер.

Для дальнейшего сокращения тепловоспринимающих площадей в ДКЦ можно уменьшить объем рабочих камер за счет увеличения толщины поршней и сокращения их хода. Если при этом увеличить частоту вращения коленчатого вала, то мощность двигателя, средняя скорость поршней и другие показатели ДКЦ сохранятся (значения измененных показателей на примере ДКЦ мощностью 735 кВт, или 1000 л.с., приведены в таблице в скобках).

Для цилиндропоршневой группы ДКЦ целесообразно применять жаропрочные металлы и керамические материалы. Благодаря их возможности выдерживать высокие температуры снижается перепад температуры между ними и газом. В результате уменьшается отвод теплоты в тепловоспринимающие поверхности (по тепловому балансу, у бензиновых двигателей в систему охлаждения уходит от 14 до 28 % теплоты, а у дизелей — от 16 до 35 %). Меньшие механические и тепловые потери обеспечат ДКЦ сниженный, по сравнению с поршневыми и тем более газотурбинными двигателями, расход топлива.

Системы, обеспечивающие нормальную работу двигателя, у ДКЦ более эффективны. Например, система уплотнения рабочих камер — потому что, во-первых, в ДКЦ из-за меньших потерь на трение можно иметь больше рядов уплотнителей в виде пластин, установленных в лопастных поршнях. Во-вторых, как видно из таблицы, суммарный периметр уплотнений четырех рабочих камер ДКЦ примерно равен периметру восьмицилиндрового двигателя и значительно меньше периметра 12-цилиндровых двигателей. В-третьих, при парных пластинах имеется возможность исключить прорыв газов через температурные зазоры. В-четвертых, в ДКЦ отсутствуют овалы износа цилиндра и поршней, имеющиеся у поршневых двигателей. Кроме того, система охлаждения ДКЦ, по сравнению с системой охлаждения традиционных поршневых двигателей, проще из-за наличия только одного цилиндра с меньшим теплотоком, что требует меньше мощности на привод вентилятора и водяного насоса. Наконец, система смазки ДКЦ, по сравнению с теми же серийными поршневыми двигателями, проще благодаря меньшему числу в ней подшипников и поршней, более короткой магистрали подвода к ним масла и меньшей мощности на привод масляного насоса.

ДКЦ — малогабаритные, в связи с этим на них можно разместить дополнительные агрегаты. Например, газовую турбину, соединенную с коленчатым валом через редуктор и работающую на отработавших газах; турбину паровую и т.д. Причем ДКЦ с газовой турбиной может применяться на автомобилях, сельскохозяйственных и военных машинах, а ДКЦ с обеими турбинами — на более мощных и тяжелых самоходных средствах и стационарных установках. Ведь теплота, уходящая в системы охлаждения и выпуска газов дизелей, составляет 44...78 %. Поэтому ее утилизация турбинами — задача очень важная, потому что ее решение приводит к экономии топлива и экологичности ДКЦ, которую можно повысить уже освоенными средствами — нейтраллизатором отработавших газов и переводом ДКЦ на работу на сжиженном газе.

Для ускорения пуска ДКЦ зимой, особенно в северных регионах страны, он может иметь предпусковой подогре-

ватель. Но при его теплопроизводительности, равной теплопроизводительности предпускового подогревателя обычных поршневых двигателей, подогрев ДКЦ осуществляется быстрее, поскольку его масса меньше. Кроме того, сам пуск оказывается легче из-за меньшего, чем в поршневых двигателях, трения в ДКЦ. Более быстрый и легкий пуск будет также экономить топливо.

ДКЦ, по сравнению с традиционными поршневыми двигателями, обладают значительными преимуществами в проектировании и производстве: требуется в несколько раз меньше время как на проектирование, так и на производство, а при производстве будет меньше затрат металла, энергии и труда. Следовательно, существенно ниже окажется стоимость проектирования и производства ДКЦ.

Рассмотрим теперь отличительные от первого варианта ДКЦ (прототипа) признаки доработанного варианта ДКЦ.

Первый отличительный признак – другое, технически более выгодное отношение высоты  $V$  поршней к их ширине  $Ш$  и диаметру  $D$  цилиндра. У прототипа оно было равно 1:1,5:4, у доработанного ДКЦ оно стало равным 1:1,5:3. То есть увеличена высота поршней и уменьшен диаметр их ступиц. Эта доработка, во-первых, в 2,25 раза увеличивает мощность ДКЦ за счет большей площади поршней в 2,25 раза, а следовательно, и рабочий объем ДКЦ в те же 2,25 раза. Например, при среднем эффективном давлении  $p_{cp}$ , равном 0,7 МПа (7,1 кгс/см<sup>2</sup>), средней скорости поршней  $c_{cp} = 10$  м/с, частоте вращения коленчатого вала  $n_e = 2000$  мин<sup>-1</sup>, мощность у прототипа составляла 334 кВт (454 л.с.), а у доработанного ДКЦ – 838 кВт (1022 л.с.). Во-вторых, эта доработка при равных мощностях и равных значениях  $p_{cp}$  и  $c_{cp}$  у прототипа и доработанного ДКЦ обеспечивает доработанному ДКЦ уменьшение диаметра цилиндра в 1,33 раза, а габаритного объема – почти в 2 раза. Например, при мощности 334 кВт (454 л.с.),  $p_{cp} = 0,7$  МПа (7,1 кгс/см<sup>2</sup>),  $c_{cp} = 10$  м/с диаметр цилиндра у прототипа равен 508 мм, у доработанного ДКЦ – 382 мм, а габаритный

объем у них будет соответственно 0,6 и 0,28 м<sup>3</sup>. В-третьих, при меньшем диаметре цилиндра будет больше частота вращения коленчатого вала и меньше рабочий объем ДКЦ, а следовательно, и площадь тепловоспринимающих поверхностей в рабочих камерах, поэтому будет меньше теплоты уходить в систему охлаждения, что обеспечивает меньший расход топлива. Например, при мощности 334 кВт (454 л.с.),  $p_{cp} = 0,7$  МПа (7,1 кгс/см<sup>2</sup>),  $c_{cp} = 10$  м/с у прототипа и у доработанного ДКЦ частота вращения коленчатого вала будет соответственно равна 2000 и 3000 мин<sup>-1</sup> (в 1,5 раза больше), рабочий объем – 29,2 и 19,4 л (в 1,5 раза меньше), а площадь тепловоспринимающих поверхностей 0,956 и 0,703 м<sup>2</sup> (1,36 раза меньше).

Второй отличительный признак – увеличенная длина рычагов, соединяющих ступицы поршней с шатунами, что снизило нагрузки в шатунных и коренных подшипниках коленчатого вала. Так, при длине рычагов, равной двум средним радиусам кольцевого цилиндра, эти нагрузки уменьшатся, по сравнению с прототипом, в 2 раза, а значит, снизится износ подшипников, меньше будут и механические потери и, следовательно, расход топлива.

Третий отличительный признак – изменение расположения рычагов с шатунами: вместо двухстороннего их расположения относительно оси ДКЦ они стали располагаться с одной стороны оси. Это позволило обеспечить взаимно противоположное качание рычагов с шатунами и в результате уменьшить нагрузки на коренные подшипники коленчатого вала.

Наверное, эту статью следует завершить таким тезисом: в период развала отечественного двигателестроения (и не только его) моторным заводам дела до новых схем ДВС, в общем-то, не было. Сейчас же тем, кто хочет сказать новое слово и выиграть в конкурентной борьбе, предлагаемый вариант нового ДВС представляет собой несомненный шанс нашему двигателестроению не только выжить, но и преуспеть.

УДК 629.114

## ТИПОВАЯ МОДЕЛЬ НАГРУЖЕНИЯ СТРОИТЕЛЬНЫХ САМОСВАЛОВ

Доктора техн. наук **Х.А. ФАСХИЕВ** и **П.Д. ПАВЛЕНКО**  
ОАО "КамАЗ" (8960. 380-35-36)

*Рассматривается типовой цикл движения большегрузных строительных самосвалов, который позволяет изучить режим нагружения деталей их несущих систем и ходовой части, сформировать ступенчатые блоки нагружения, необходимые для расчета долговечности деталей или проведения их ускоренных стендовых испытаний.*

**Ключевые слова:** самосвал, нагруженность, типовой цикл, усталостная долговечность, прочность, испытания.

Faskhiev Kh.A., Pavlenko P.D.

### TYPICAL MODEL LOADING BUILDING DUMP-BODY TRUCKS

*The typical motion cycle of supersize building trucks which allows to study a mode loading details of their bearing systems and a running gear, to generate step blocks loading necessary for calculation of durability of details or carrying out of their accelerated bench tests are considered.*

**Keywords:** dump-body truck, stress loading, typical cycle, fatigue durability, durability, tests.

Условия эксплуатации большегрузных строительных самосвалов определяется их предназначением: основная часть их движения – грунтовые дороги среднего и низкого качества, при полном бездорожье (особенно в начале строительных работ), в карьерах. Кроме того, для них ха-

рактерны пробег на относительно малом (от 3 до 15 км) плече с частыми (до 6 тыс. в год) подъемами кузова, а также ударные нагрузки при погрузке. На практике степень загрузки самосвалов определяется вместимостью кузова или вместимостью и числом ковшей экскаватора, т.е. без учета плотности различных строительных грузов, что часто приводит к перегрузкам на 30...40 %. Наконец, в процессе эксплуатации таким самосвалам приходится преодолевать неглубокие канавы, бревна, насыпи, железнодорожные переезды, а при маневрах наезжать на отдельные камни, пни, кочки и т.п.

Но несмотря на такое многообразие условий эксплуатации, большинство большегрузных строительных самосвалов работают, в общем-то, по однотипным циклам, что позволяет оперативно провести их режимометрирование, а по его результатам составить нагрузочные блоки, используемые при расчетах ресурса и ускоренных ресурсных стендовых испытаниях несущих систем и узлов ходовой части этих мобильных колесных машин. Что авторы и делали многократно. Причем применительно ко многим моделям самосвалов. Поэтому они считают, что у них есть все основания предложить типовой рабочий цикл большегрузного строительного самосвала.

Предлагаемый цикл состоит из следующих операций: механизированная загрузка в карьере; движение по карьере, по подъездным дорогам к нему и по дорогам с усовершенствованным покрытием к месту разгрузки; разгрузка

и движение обратно в карьер для загрузки. Иначе говоря, типичный набор режимов работы строительного самосвала не превышает шести.

Результаты статистической обработки этих режимов показали, что средняя протяженность  $l$  маршрута большегрузного строительного самосвала составляет 3720 м, по карьеру самосвал походит в среднем 615 м, на выезде из карьера 287 м и к месту разгрузки 2818 м. Средний уклон дороги при выезде из карьера – 10,5 %, скорость же движения по карьеру не превышает 5...7 км/ч, по подъездным дорогам к карьеру – 15...35, по дорогам к месту разгрузки – 35...65 км/ч. Причем в различных регионах наиболее вероятная протяженность типового маршрута, как правило, менее 8 км и 30 % его протяженности приходится на бездорожье в карьере, подъездные дороги к нему и к строительной площадке.

Таковы исходные данные. Они позволяют выявить наиболее нагруженные, опасные с точки зрения прочности и долговечности зоны самосвалов, закономерности нагружения деталей, лимитирующих их надежность. Тем более что в процессе эволюции их несущие системы приняли определенные компоновочные формы, которые варьируются лишь в незначительных пределах.

Так, наиболее распространены в настоящее время рамные конструкции несущих систем строительных самосвалов. Кроме того, как в отечественном, так и в зарубежном автомобилестроении для самосвалов широко используются шасси грузовых автомобилей общего назначения. Хотя совершенно очевидно, что более тяжелые условия эксплуатации самосвалов требуют более прочные рамы и увеличенную угловую жесткость несущей системы. В противном случае ресурс и боковая устойчивость самосвалов при их разгрузке на площадках с поперечным уклоном будут уступать прототипам шасси. И конструктивные меры, предупреждающие все это, стали уже традиционными. Главная из них – надрамник, т.е. дополнительная рама, устанавливаемая на основную. Характерный тому пример – несущие системы большегрузных самосвалов КамАЗ-53111, КамАЗ-65115 и КамАЗ-65116, выполненных на базе шасси седельного тягача КамАЗ-54112. Их рама представляет собой конструкцию лестничного типа со штампованными лонжеронами швеллерного сечения из стали 22Г2ТЮ, соединенные между собой шестью поперечинами открытого профиля из стали 20.

Однако надрамник существенно увеличивает металлоемкость, а также трудоемкость изготовления несущей системы: на его изготовление расходуется до 318 кг металла, т.е. 40 % идущего на постройку основной рамы. Хуже того, несмотря на старания конструкторов, сделать все элементы несущей системы самосвала равнопрочными пока не удается. Узлы соединения поперечных и продольных балок рамы и надрамника, места крепления различных деталей (кронштейны рессор, топливного бака, силового агрегата и т.д.) к стенкам и полкам лонжеронов, многочисленные отверстия технологического и конструктивного назначения, усложненная из конструктивных соображений форма поперечин и т.д. создают в элементах несущей системы зоны резких перепадов жесткости и повышенных концентраций напряжений, опасные возможностью усталостных разрушений.

Еще один сильно тяжело нагруженный агрегат самосвалов – мосты. Они по их прочности, жесткости и долговечности должны превосходить мосты автомобилей общего транспортного назначения. Поэтому для передней оси приходится применять кованые балки двутаврового сечения, выполненные из термоулучшенных на твердость 241...285 НВ сталей 45 и 40Х, а картеры 3 (рис. 1) – делать составными, литыми из стали 35Л. В такой картер запрессован трубчатый кожух 2 полуоси из стали 18ХГТ, а к его фланцу и кожуху полуоси шпильками М18×1,5 присоединены шаровые опоры 1 поворотных цапф. Шаровые опо-

ры изготовлены из стали 40Х, термоулучшенной на твердость 241...285 НВ.

Картеры задних ведущих мостов – штампованные (рис. 2), с балками 1 из листовой стали 17ГС (толщина 11 мм) и горизонтально расположенным банджо. Крышка 5 картера, служащая емкостью для смазочного масла, имеет куполообразную форму, оштампована из листовой стали 20 толщиной 8 мм и приварена к балке кольцевым швом внахлест. Цапфы 3 колес – из стали 40Х, соединены с балкой картера сваркой трением.

Все перечисленное – итог статистического анализа отказов и неисправностей самосвалов, прежде всего разрушения несущих систем и узлов ходовой части, а также выявления зон их эксплуатационной повреждаемости, выполненных авторами. Он показал, что основной вид повреждений конструкций несущей системы и ходовой части (за исключением балки передней оси) строительных самосвалов – усталостные трещины и разрушения их элементов. Именно они при пробеге до капитального ремонта, равном, в зависимости от модели самосвалов, 350...600 тыс. км, наблюдались чаще всего (в 85 % случаях). Это говорит о том, что для прочности элементов несущей системы и узлов ходовой части строительных самосвалов решающее значение имеют переменные нагрузки. Разрушения тех же элементов, но связанные с аварийными и единичными статическими перегрузками, встречаются значительно реже и не лимитируют сроки службы самосвалов. Исключение, пожалуй, составляют лишь необратимые деформации несущей системы из-за потери кузовом боковой устойчивости при разгрузке самосвалов на площадках с поперечным уклоном.

Обобщение материалов по эксплуатационным повреждениям несущих систем самосвалов КамАЗ позволяет сделать вывод: наиболее характерными их поломками являются усталостные трещины поперечин и лонжеронов рамы, лонжеронов надрамника у передних опор кузова, элементов опор силового агрегата, ослабления заклепок и их срез в соединениях поперечин с лонжеронами и косынками. То есть повреждения рамы такие же, как и у базового автомобиля, седельного тягача КамАЗ-54112, но пробег до их появления у самосвалов гораздо меньший. Кроме того, усталостные трещины лонжеронов рам наблюдаются и в других местах. Так, над осью среднего моста у седельного тягача трещина идет от кромки верхней полки, а у самосвала – от нижней. Поломки же деталей правой и левой сторон рам примерно одинаковы и происходят одинаково часто. В лонжеронах усталостные трещины (основной вид повреждения рам) зарождаются у кромок полок, в поперечинах (в местах их крепления к лонжеронам от различных концентраторов напряжений). Эти трещины развиваются в перпендикулярном к кромке направлении, быстро прогрессируют и приводят к разрушению лонжеронов.

В поперечинах и их косынках трещины распространяются значительно медленнее, чем в лонжеронах, и к выходу из строя рамы, как правило, не приводят.

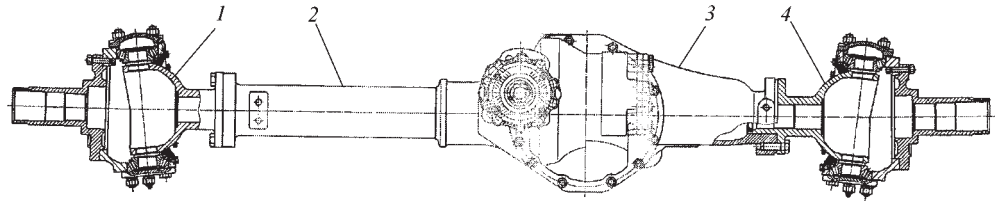
В целом сведения об эксплуатационных повреждениях рам показывают, что их долговечность определяется именно сопротивлением усталости, т.е. именно усталостная долговечность, с точки зрения долговечности самосвала, имеет решающее значение.

Усталостные разрушения балок передней оси самосвалов – крайне редкие и происходят вследствие дефекта металла. Причем чаще балки выходят из строя из-за остаточных деформаций от единичных перегрузок. Картеры же ведущих мостов, как свидетельствует опыт, оказываются не пригодными к дальнейшей эксплуатации из-за усталостных разрушений цапф колес – по галтели и шву приварки к балке, балки к банджо и крышки к балке.

В результате обработки статистического материала с помощью критериев согласия установлено, что эмпирические распределения ресурсов лонжеронов и поперечин

Рис. 1. Картер переднего ведущего моста самосвала КамАЗ-65116 в сборе:

1, 4 – шаровые опоры;  
2 – трубчатый кожух полу-оси; 3 – литой картер



рам, а также картеров переднего и задних ведущих мостов хорошо согласуются с теоретическим законом нормального распределения, плотность которого подчиняется закону

$$f(x) \approx \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \exp \left[ -\frac{(x - m_x)^2}{2\sigma^2} \right],$$

где  $m_x$  – среднее значение,  $\sigma$  – среднеквадратическое отклонение случайной величины  $x$ , т.е. ресурса. И если это учесть, то реальный средний ресурс лонжеронов рам самосвалов КамАЗ составляет 468 тыс. км пробега (с коэффициентом вариации  $v = \sigma / m_x = 0,24$ ), второй и третьей поперечин – 120 и 156 тыс. км (с  $v = 0,22$  и  $0,32$ ). Средний же ресурс картера переднего моста, шаровых опор поворотных цапф и картера задних ведущих мостов равен соответственно 368, 352 и 482 тыс. км пробега при коэффициентах вариации 0,23, 0,28 и 0,26, что несколько выше, чем у базового автомобиля. То есть усиление рамы надрамником привело к повышению ресурса ее элементов в более тяжелых условиях эксплуатации. И это несмотря на то, что элементы рамы и картеров мостов испытывают наибольшее нагружающее воздействие при движении самосвалов по карьеру и подъездным к нему дорогам. И лонжероны, и поперечины рамы также подвержены высокому уровню напряженности.

При движении самосвала в карьере, на неблагоустроенных строительных площадках зафиксированы также наибольшие (до  $3,5^\circ$  по базе) величины углов закручивания несущей системы. Здесь же наблюдаются и динамические напряжения, соизмеримые с записанными на треке со сменными неровностями НИЦИАМТа. Это указывает на то, что наиболее интенсивное накопление усталостных повреждений элементов рамы происходит при переменных закручиваниях несущей системы, что имеет место при движении самосвала по неровным дорогам. Другие специальные дороги (мощная, "бельгийская мостовая" и горная) оказывают меньшее нагружающее воздействие на несущие конструкции, чем трек со сменными неровностями.

В тяжелых дорожных условиях, как показали замеры, наибольших значений достигают и боковые нагрузки, действующие на раму самосвала. Максимальная их величина с увеличением скорости движения возрастает и достигает 8 % полной силы тяжести самосвала. В результате уровень напряженности элементов его рамы и картеров мостов в нагруженном состоянии в среднем на 20 % выше, чем при движении порожняком.

Любопытно и то, что при разгрузке напряженность элементов рамы и картеров мостов самосвалов оказалась

большей, чем при погрузках, а при движении напряжения в балке передней оси и картерах ведущих мостов от изгиба их в вертикальной плоскости – значительно большими, чем от изгиба в горизонтальной плоскости. Причем средние значения напряжений от изгиба в данной плоскости составляют лишь 10...20 % значений напряжений от изгиба в вертикальной плоскости, а их максимальные значения не превышают 40...50 % последних.

При экстренном торможении самосвала из-за продольного перераспределения его силы тяжести напряжения в балке передней оси от изгиба в вертикальной плоскости, по сравнению с напряжениями от статической осевой нагрузки, увеличиваются, а в картерах задних мостов уменьшаются вдвое. И наибольшие нагрузки (коэффициент динамичности 2,5–2,7) мосты испытывают при движении груженого самосвала по грунтовой дороге низкого качества и разбитым мощеным дорогам.

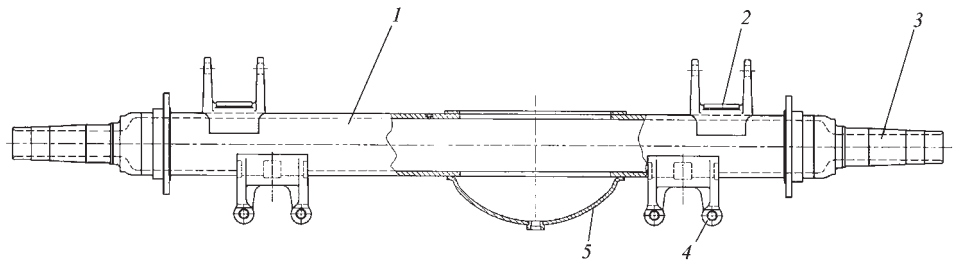
Таким образом, на основе анализа результатов динамического тензометрирования можно заключить, что ресурс балки передней оси и картеров ведущих мостов определяется переменными нагрузками, изгибающими их в вертикальной плоскости.

В ходе исследований установлено, что самосвал КамАЗ на малой скорости может преодолевать неровности дороги высотой до 0,5 м. В таких условиях нагружение конструкций его несущей системы и ходовой части можно считать квазистатическим. При этом коэффициенты запасов прочности не разрушающихся в эксплуатации элементов его несущей системы при статических перекосах на 0,5 м (диагонально расположенные колеса самосвала наезжают на неровности высотой 0,25 м) составляют как минимум 1,5, а при движении по треку со сменными неровностями высотой 0,23 м – 1,3. Эти коэффициенты и следует принимать за нормативные при предварительных расчетах.

Используя функцию распределения амплитуд  $\sigma$  напряжений (рис. 3) при работе самосвала по типовому циклу (известно число  $N$  циклов нагружения), характеристики сопротивления усталости стали 22Г2ТЮ ( $\sigma_{-1} = 230$  МПа,  $v_{\sigma_{-1}} = 0,1$ ;  $m = 4$ ), а также вероятностный метод расчета, авторы вывели функцию распределения усталостной долговечности (ФРД) – вероятность выхода из строя самосвала в зависимости от пробега лонжерона в сечении над осью среднего моста (прямая 1 на рис. 4). На этом же рисунке приведена эмпирическая ФРД этого сечения лонжерона (прямая 2) в условиях эксплуатации. Как видим, графики практически совпадают, что указывает на правильность определения типового рабочего цикла самосвалов. Но надо признать, что оценка прочности по коэффициентам за-

Рис. 2. Картер задних мостов самосвала КамАЗ-65116:

1 – балка; 2 – рессорная площадка;  
3 – цапфа колеса; 4 – кронштейн тормозной камеры; 5 – крышка картера



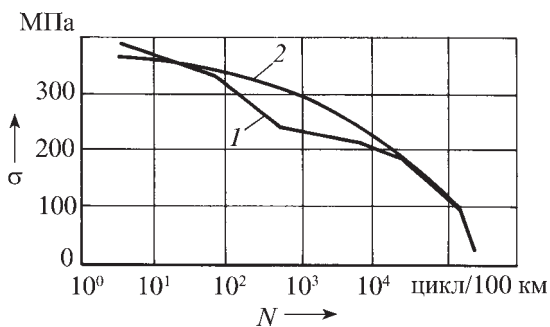


Рис. 3. Функции распределения амплитуд напряжений в нижней полке лонжерона рамы над осью среднего моста самосвала КамАЗ-65116 при его работе по обычному циклу (1) и при движении по дорогам НИЦИАМТа (2)

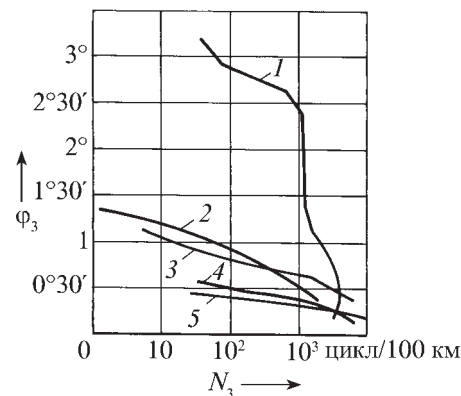


Рис. 5. Зависимости угла закручивания несущей системы самосвала КамАЗ-55111 от накопленного числа циклов закручивания и характера опорной поверхности:

1 – трек со сменными поверхностями; 2 – профилированная мощеная дорога; 3 – "бельгийская мостовая"; 4 – ровная полоса мощеной дороги; 5 – горная дорога

паса или по допускаемым напряжениям не говорит о надежности конструкции. Значения последней можно получить только после проведения статических, динамических и эксплуатационных испытаний, что, как известно, и долго, и дорого. Поэтому задача сокращения сроков испытаний, как была, так и остается актуальной. И чтобы ее решить, приходится разрабатывать методы эквивалентных стендовых ресурсных испытаний, а также методы, позволяющие на основе результатов ограниченных испытаний рассчитать долговечность конструкции.

И такие методы есть. Например, на основе информации о нагруженности конструкций при работе самосвала по типовому циклу и при его испытаниях на специальных дорогах и сооружениях НИЦИАМТа, как воспроизводимых и стабильных во времени, были определены функции распределения амплитуд напряжений смешанных блоков конструкций. Варьируя долями нагруженности в таком блоке нагружения при движении самосвала по различным дорогам (30 % – по ровной, 20 – по профилированной полосе мощеной дороги, 30 – по грунтовой, 15 – по дороге с асфальтобетонным покрытием, 3 – по "бельгийской мостовой" и 2 % – по треку со сменными неровностями высотой 0,23 м) и при работе по типовому циклу добивались соответствия функций распределения амплитуд нагружения. Полученные графики распределения амплитуд  $\Delta\varphi$  углов закручивания несущей системы приведены на рис. 5, а амплитуд напряжений смешанных блоков нагружений картеров ведущих мостов и шаровых опор поворотных цапф переднего моста – на рис. 6.

При этом эмпирические распределения нагрузок, действующих в эксплуатационных и полигонных условиях на элементы несущей системы и ходовой части самосвалов, подчиняются так же, как и распределения их усталостной долговечности, теоретическому закону нормального рас-

пределения. (По вносимым усталостным повреждениям мостов составленные смешанные блоки нагружений эквивалентны пробегу самосвала в условиях автополигона 100 км, а в эксплуатационных условиях – 400 км.)

Воспроизводя ступенчато в стендовых условиях нагрузки, полученные в смешанном блоке, можно ускоренно получить сведения о долговечности шаровых опор и картеров мостов самосвалов.

Таким образом, критериями предельного состояния несущей системы, лимитирующими работоспособность большегрузных строительных самосвалов, являются необратимые деформации, обусловленные потерей самосвалами поперечной устойчивости при разгрузках кузовов на неровных площадках, и усталостные разрушения лонжеронов и поперечин рамы, а также балок передней оси из-за пластических деформаций вследствие перегрузок и картеров ведущих мостов из-за усталостных трещин и разрушения их балок и цапф. Из чего напрашивается предельно простой вывод: эти конструкции не полностью соответствуют критерию равнопрочности. Следовательно, здесь есть резервы для совершенствования рассматриваемых самосвалов. И предлагаемый типовой их рабочий цикл – один из серьезнейших инструментов, облегчающих решение данной задачи.

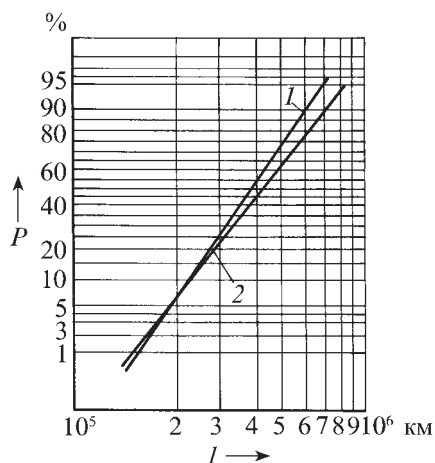


Рис. 4. Функции распределения усталостной долговечности лонжерона рамы над осью среднего моста самосвала КамАЗ-65116:

1 – расчетная при работе по обычному циклу; 2 – эмпирическая при работе в условиях эксплуатации

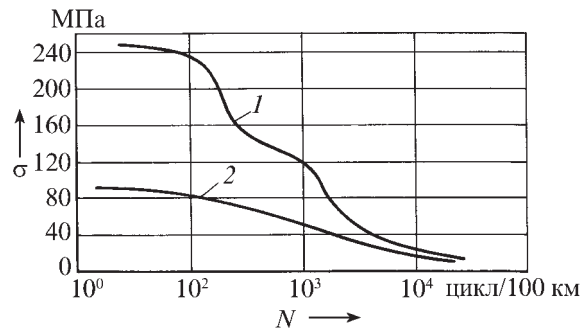


Рис. 6. Функция распределения амплитуд напряжений смешанных блоков нагружения шаровых опор переднего моста (1) и картеров переднего и задних мостов (2)



## ДИНАМИКА ТРАНСМИССИИ ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ С НОВОЙ РАЗДАТОЧНОЙ КОРОБКОЙ

Канд. техн. наук **П.В. ЯКОВЛЕВ**, д-р техн. наук **Г.Д. ДРАГУНОВ**  
Южно-Уральский ГУ (351. 267-94-41)

*Показано, что существующие общепринятые принципы в оценке допустимых динамических нагрузок не позволяют разрабатывать и внедрять перспективные решения в области автомобильных трансмиссий. Для уточнения действующих нагрузок при переключении в раздаточной коробке на основании уравнения Лагранжа второго рода составлена модель функционирования моторно-трансмиссионной установки полноприводного автомобиля "Урал".*  
**Ключевые слова:** автомобиль, трансмиссия, раздаточная коробка, математическая модель, уравнение Лагранжа.

**Yakovlev P.V., Dragunov G.D.**

### DYNAMICS OF TRANSMISSION FOUR-WHEEL CAR WITH THE NEW TRANSFER CASE

*It is shown that existing generally accepted principles in the evaluation of permissible dynamic loads do not allow you to develop and implement innovative solutions in the field of automotive transmissions. To clarify the existing loads when switching to the transfer case.*

**Keywords:** automobile, transmission, transfer case, the mathematical model, the Lagrange equation.

Известно, что уменьшение времени переключения передач на движущемся автомобиле положительно сказывается на его проходимости. Но на полноприводном его варианте водитель, чтобы увеличить крутящий момент на ведущих колесах, полностью реализовав передаточный диапазон коробки передач, может еще включить понижающую передачу в раздаточной коробке. Однако для этого он должен остановить автомобиль, поскольку в противном случае велика вероятность поломки деталей, участвующих в переключении. Правда, опытные водители, управляя частотой вращения коленчатого вала двигателя и ориентируясь на дорожные условия и скорость движения, переключают раздаточную коробку на ходу, но в этом случае трансмиссия все равно испытывает существенные ударные (динамические) нагрузки. Что, естественно, неблагоприятно сказывается на ее надежности и надежности автомобиля в целом.

Из сказанного напрашивается вывод: общепринятые принципы оценки допустимых динамических нагрузок не позволяют разрабатывать и внедрять перспективные решения в области конструкции и способов управления агрегатами механических трансмиссий колесных машин.

Авторы попытались решить эту проблему, разработав и исследовав комплексную имитационную математическую модель функционирования моторно-трансмиссионной установки полноприводного автомобиля "Урал", оснащенного раздаточной коробкой оригинальной конструкции, — модель, позволяющую рассмотреть упругие характеристики всех полуосей автомобиля, ввести в нее характеристики двигателя и автоматизированного управления переключением передач в коробке.

Данная модель разрабатывалась в соответствии с рекомендациями многих [1, 2 и др.] авторов, которые при

исследовании нагруженности трансмиссии автомобиля использовали систему дифференциальных уравнений, основанных на уравнении Лагранжа второго рода. В частности, при составлении динамической схемы трансмиссии рассматриваемого автомобиля "Урал" и разработке ее математической модели учитывали следующие допущения: связи системы голономны; основными источниками нелинейности являются буксование сцепления, а также буксование и проскальзывание ведущих колес; трансмиссия представляет собой систему с распределенными параметрами, каждый элемент которой характеризуется двумя свойствами (инерционностью и податливостью), при схематизации представляется в виде колебательной системы с дискретными параметрами; основанием для их дискретизации является то, что крутильные колебания имеют выраженный дискретный спектр собственных колебаний (частот) в диапазоне до 300 Гц, поэтому дискретные системы и пригодны для расчета колебательных процессов в этом диапазоне; в системах, приведенных к дискретному виду, все детали заменяются элементами, каждый из которых характеризуется только одним из параметров — инерционностью или податливостью; дискретизация системы выполняется путем выделения элементов, относящихся к сосредоточенным массам, и элементов, обладающих только податливостью; инерционными элементами (сосредоточенными массами) считаются такие, осевой размер которых не превышает 1,5...2 их диаметра, а элементами, обладающими только податливостью, — в первую очередь валы и оригинальные упругие детали.

На основании перечисленных допущений была разработана плоская расчетная схема (рис. 1), отражающая динамику поступательного движения

рассматриваемого автомобиля и учитывающая характеристику двигателя, привила управления полнотой включения сцепления, крутильные колебания трансмиссии совместно с вертикальными, продольными и угловыми его колебаниями на упругих элементах подвески и шин.

На расчетной схеме обозначены:  $J_d$  — момент инерции вращающихся масс двигателя;  $J_{сц}$  — момент инерции ведомой части сцепления;  $J_г$  — момент инерции ступицы демпфера сцепления, первичного вала и части коробки передач;  $J_d^R$  — момент инерции корпуса силового агрегата относительно продольной оси;  $J_{кв}$  — момент инерции части коробки передач и части карданного вала;  $J_{рк}$  — момент инерции первичного вала и водила раздаточной коробки;  $J_{кв1}$  — момент инерции межосевого дифференциала раздаточной коробки и части карданного вала;  $J_{рк}^R$  — момент инерции корпуса раздаточной коробки относительно продольной оси;  $J_{кв2}$  — момент инерции части карданного вала и ведущей части межосевого дифференциала задней тележки;  $J_{гп2}$  — момент инерции главной передачи промежуточного моста и ее валов привода;  $J_{гп3}$  — момент инерции главной передачи заднего моста и валов ее привода;  $J_{к1}$  — момент инерции полуосей и колес переднего моста;  $J_{к2}$  — момент инерции полуосей и колес промежуточного моста;  $J_{к3}$  — момент инерции полуосей и колес заднего моста;  $J_6$  — момент инерции балансира подвески;  $J_a$  — момент инерции поддрессоренной массы автомобиля относительно поперечной оси, проходящей через центр масс;  $m_a$  — поддрессоренная масса автомобиля;  $m_1$  — масса переднего моста;  $m_2$  — масса промежуточного моста;  $m_3$  — масса заднего моста;  $M_{п1}$  — крутящий момент на полуоси переднего моста;  $M_{п2}$  — крутящий момент на полуоси среднего моста;  $M_{п3}$  — крутящий момент на полуоси заднего моста;  $C_г$  — крутильная жесткость демпфера сцепления, приведенная к первичному валу;  $C_к$  — крутильная жесткость валов коробки передач;  $C_d^R$  — крутильная жесткость опор силового агрегата относительно продольной оси;  $C_{кв}$  — крутильная жесткость карданного вала к раздаточной коробке;  $C_{рк}$  — крутильная жесткость валов раздаточной коробки;  $C_{рк}^R$  — крутильная жесткость опор раздаточной коробки относительно продольной оси;  $C_{кв1}$  — крутильная жесткость валов привода межосевого дифференциала задней тележки;  $C_{кв2}$  — крутильная жесткость валов привода главной передачи промежуточного моста;  $C_{кв3}$  — крутильная жесткость валов привода главной передачи заднего моста;  $C_{п1}$  — крутильная жесткость полуосей

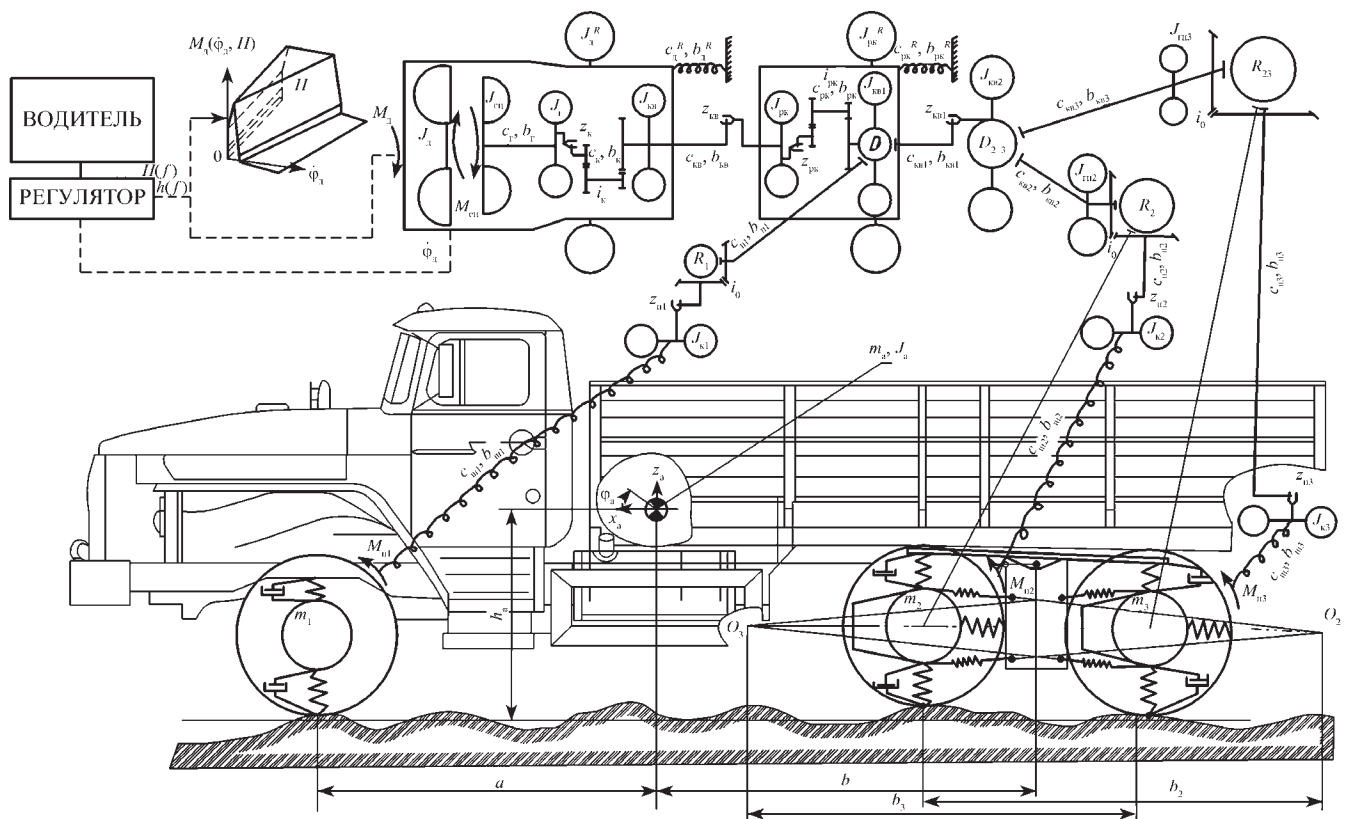


Рис. 1. Расчетная схема динамики трансмиссии полноприводного автомобиля "Урал"

переднего моста;  $C_{п2}$  – крутильная жесткость полуосей промежуточного моста;  $C_{п3}$  – крутильная жесткость полуосей заднего моста;  $C_{ш1}$  – крутильная жесткость колес переднего моста;  $C_{ш2}$  – крутильная жесткость промежуточного моста;  $C_{ш3}$  – крутильная жесткость колес заднего моста;  $b_r$  – коэффициент демпфирования демфера сцепления;  $b_k$  – коэффициент демпфирования валов коробки передач;  $b_d^R$  – коэффициент демпфирования опор силового агрегата относительно продольной оси;  $b_{кв}$  – коэффициент демпфирования карданного вала к раздаточной коробке;  $b_{рк}$  – коэффициент демпфирования валов раздаточной коробки;  $b_{рк}^R$  – коэффициент демпфирования опор раздаточной коробки относительно продольной оси;  $b_{кв1}$  – коэффициент демпфирования валов привода межосевого дифференциала задней тележки;  $b_{кв2}$  – коэффициент демпфирования валов привода главной передачи промежуточного моста;  $b_{кв3}$  – коэффициент демпфирования валов привода главной передачи заднего моста;  $b_{п1}$  – коэффициент демпфирования полуосей переднего моста;  $b_{п2}$  – коэффициент демпфирования полуосей промежуточного моста;  $b_{п3}$  – коэффициент демпфирования полуосей заднего моста;  $Z_k$  – суммарный зазор в соединениях деталей коробки передач, приведенный к

первичному валу;  $Z_{кв}$  – суммарный зазор в соединениях карданного вала привода раздаточной коробки;  $Z_{рк}$  – суммарный зазор в соединениях деталей раздаточной коробки, приведенный к первичному валу;  $Z_{кв1}$  – суммарный зазор в соединениях карданного вала привода межосевого дифференциала задней тележки;  $Z_{кв2}$  – суммарный зазор в соединениях редуктора промежуточного моста;  $Z_{кв3}$  – суммарный зазор в соединениях редуктора заднего моста;  $Z_{п1}$  – суммарный зазор в соединениях полуосей с главной передачей и ступицей колеса переднего моста;  $Z_{п2}$  – суммарный зазор в соединениях полуосей промежуточного моста с главной передачей и ступицей колеса заднего моста;  $D$  – условное обозначение межосевого дифференциала раздаточной коробки;  $D_{2-3}$  – условное обозначение межосевого дифференциала задней тележки;  $R_1, R_2, R_3$  – условные обозначения реактивных элементов ведущих мостов;  $a$  – расстояние между передней осью и центром масс автомобиля;  $b$  – расстояние между осью балансира и центром масс автомобиля;  $h_a$  – высота центра масс автомобиля;  $i_k$  – передаточное число коробки передач;  $i_{рк}$  – передаточное число раздаточной коробки;  $i_0$  – передаточное число главной пе-

редачи;  $O_1, O_3$  – мгновенные центры вращения мостов задней тележки при вертикальных колебаниях;  $b_2, b_3$  – радиусы вращения мостов задней тележки вокруг мгновенных центров.

При составлении математической модели, описывающей трансмиссию автомобиля с учетом нелинейных факторов и податливостей деталей, были использованы рекомендации автора работы [3]. В итоге получилась система, состоящая из 22 дифференциальных уравнений (ввиду ее громоздкости здесь не приводится).

При моделировании многомассовых систем со свободными и вынужденными колебаниями руководствовались следующими подходами и аналитическими зависимостями.

Так как большая часть деталей трансмиссии имеет форму тела вращения (валы, муфты, шкивы, зубчатые колеса) и вращается вокруг своей и общей оси или движется поступательно, то в динамической модели они приводятся к какой-либо одной оси вращения. При этом для каждой сосредоточенной массы момент инерции складывается из суммы моментов инерции всех элементарных цилиндров за вычетом суммы моментов инерции всех полостей, а сам момент  $J_i$  инерции элементарного цилиндра рассчитывается по формуле:

$$I_i = \pi h_i \frac{D_i^4 - d_i^4}{64} \rho,$$

где  $h_i$  – высота цилиндра;  $D_i$  – наружный его диаметр;  $d_i$  – внутренний его диаметр;  $\rho$  – плотность материала.

Далее определяется жесткость типичных упругих соединений масс модели трансмиссии, т.е. валов, шлицев, шпоночных или фланцевых соединений или зубчатых зацеплений. При расчете в режиме диалога вводятся их геометрические параметры. При этом жесткость вала определяется по формуле:

$$C_w = \frac{\pi G (D^4 - d^4)}{32 L}$$

( $C_w$  – крутильная жесткость вала;  $G$  – модуль сдвига материала;  $D$  и  $d$  – наружный и внутренний диаметры вала соответственно;  $L$  – длина вала), жесткость шлицевых и шпоночных соединений – по формуле:

$$C_{ww} = \frac{D_s^2 h_a Z L_{ww}}{K_{ww}}$$

( $C_{ww}$  – жесткость шлицевого или шпоночного соединения;  $D_s$  – средний диаметр соединения;  $h_a$  – активная высота шлиц или шпонки;  $Z$  – число шлиц или шпонок;  $L_{ww}$  – длина шлицевого или шпоночного соединения;  $K_{ww}$  – поправочный коэффициент), жесткость зубчатого зацепления – по формуле:

$$C_z = \frac{b^2 R^2 \cos^2 \alpha}{K_z}$$

( $C_z$  – жесткость зубчатого соединения;  $b$  – ширина зубчатого венца;  $R$  – радиус делительной окружности шестерни, установленной на приводном валу;  $\alpha$  – угол зацепления;  $K_z$  – поправочный коэффициент), а жесткость фланцевого соединения – по формуле:

$$C_k = \frac{\pi G D^3 n d}{64 l},$$

в которой  $C_k$  – жесткость фланцевого соединения;  $G$  – модуль сдвига материала;  $D$  – диаметр окружности, по которой располагается крепеж;  $n$  – число болтов;  $d$  – диаметр болта;  $l$  – толщина фланца.

Массы модели соединяются между собой упругими связями, каждая из которых может состоять из произвольного числа валов, зубчатых зацеплений, шлицевых, шпоночных и фланцевых соединений.

Для редукции модели трансмиссии полноприводного автомобиля использован один из самых распространенных в практике динамических расче-

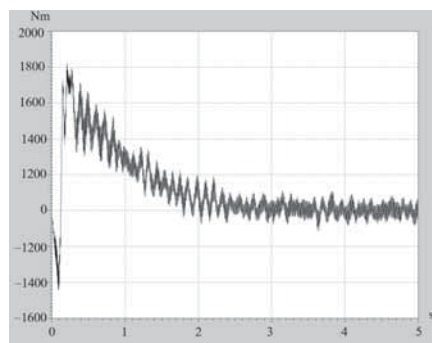


Рис. 2. Изменение динамического момента в трансмиссии автомобиля "Урал" при "броске" сцепления на второй передаче в коробке передач

тов метод, основанный на замене двухмассовых парциальных систем одномассовыми, – метод парциальных частот.

Далее формируется динамическая модель передачи, причем для исследования установившихся процессов – в виде цепной схемы, а для исследования переходных – в виде разветвленной схемы.

Для такого типа многомассовых систем со свободными колебаниями, как известно, целесообразно применять численные методы. Поэтому для решения полученной системы уравнений использовался метод Рунге–Кутты системы MathCAD, а точнее – встроенные функции rkfixed и Rkadapt.

Начальные условия при моделировании были следующими: суммарный момент  $J_{\Sigma}$  инерции вращающихся деталей трансмиссии составлял  $9 \text{ кгм}^2$ ; скорость  $v_a$  движения автомобиля –  $5 \text{ км/ч}$ ; передаточное отношение  $i_{II}$  второй передачи в коробке передач –  $4$ ; передаточные отношения понижающей ( $i_{np}$ ) и повышающей ( $i_{pp}$ ) передач в раздаточной коробке –  $2,15$  и  $1,3$  соответственно; время  $t_{пл}$  полного включения муфты сцепления –  $1 \text{ с}$ , время  $t_{рк}$  переключения передач в раздаточной коробке –  $0,1 \text{ с}$ ; время  $t_{пл}$  рассматриваемого переходного процесса –  $5 \text{ с}$ ; автомобиль движется по ровной гладкой опорной поверхности.

В ходе моделирования получены результаты, приведенные на рис. 2 и 3, первый из которых характеризует процесс так называемого броска сцепления при переключении в коробке передач с первой на вторую передачу, а второй – процесс переключения передачи в раздаточной коробке на понижающую. Как видим, в первом случае величина динамического момента составила  $1820 \text{ Н·м}$ , а во втором –  $1380 \text{ Н·м}$ .

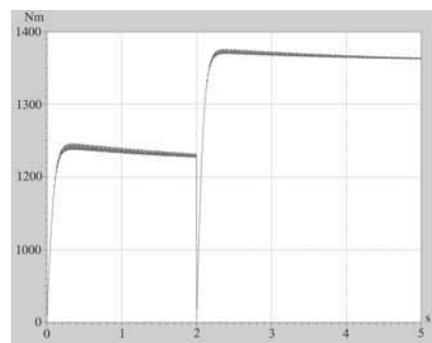


Рис. 3. Изменение динамического момента в трансмиссии автомобиля "Урал" при переключении на понижающую передачу в раздаточной коробке без выключения сцепления

Для предотвращения перегрузок трансмиссии были проработаны следующие гипотезы.

Во-первых, метод неполного включения муфты сцепления, что иллюстрирует рис. 4, на котором показано сочетание рассматриваемых процессов "бросок" сцепления в начале отсчета и включение понижающей передачи в раздаточной коробке на второй секунде рассматриваемого диапазона. Из рисунка следует, что процесс "бросок" характеризуется динамическим моментом, равным  $1580 \text{ Н·м}$ , а включение понижающей передачи –  $1250 \text{ Н·м}$ .

Во-вторых, уменьшение диаметра полуосей и карданных валов, что также снижает динамические нагрузки в трансмиссии. Для более правильной оценки рекомендаций по изменению размеров деталей трансмиссии следует анализировать их нагруженность по напряжениям. Что и было сделано. В результате установлено, что уменьшение диаметра полуосей, как и следовало ожидать, увеличивает напряжения кручения. Но, проанализировав нагруженность аналогичных деталей других автомобилей, было принято решение о возможности изменения этого параметра.

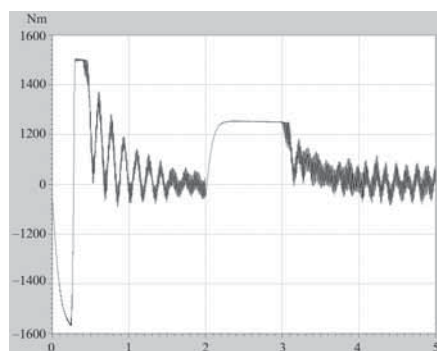


Рис. 4. Изменение динамического момента в трансмиссии автомобиля "Урал" при переключении на понижающую передачу в раздаточной коробке при неполном включении сцепления

Дело в том, что напряженность полуосей (заводской диаметр 58 мм) и карданных валов (заводской диаметр 114 мм) всех автомобилей "Урал" ниже напряженности тех же деталей у серийных автомобилей ГАЗ и ЗИЛ. Кроме того, согласно работе [4], максимальные динамические нагрузки полуосей должны составлять 0,73...0,76 нагрузок, соответствующих пределу текучести их материала. Полуоси автомобиля "Урал" изготовлены из стали 40ХН2МА с пределом текучести  $\sigma_b = 950$  МПа (9500 кгс/см<sup>2</sup>). То есть при диаметре полуосей, равном 56 мм, динамические нагрузки составляют лишь 72 %; а при диаметре 52 мм, характерном для автомобилей ГАЗ и ЗИЛ, — 83 % от предела текучести. Наконец, расчетные исследования изменения диаметра труб карданных валов показали его незначительное влияние на динамические кру-

тящие моменты. Поэтому итоговая степень его уменьшения определялась из условия прочности при приведенных выше значениях крутящих моментов, а также из конструктивных и компоновочных соображений. Аналогично был выбран диаметр фланца крепления карданных валов.

Таким образом, разработанная авторами модель трансмиссии полноприводного автомобиля "Урал" позволила подтвердить и развить выдвинутые гипотезы о величине динамического момента при переключении передач в раздаточной коробке, конструктивных параметрах деталей и способах управления сцеплением для предотвращения перегрузок трансмиссии. В частности, установить, что метод неполного включения сцепления на переходных процессах снижает динамическую нагруженность трансмиссии на 24 %. И

что для увеличения на 1,5 % податливости полуосей среднего и заднего мостов целесообразно снизить их диаметр на 3 %.

## Литература

1. Цитович И.С., Альгин В.Б. Динамика автомобиля. Минск: Наука и техника, 1981. — 191 с.
2. Альгин В.Б., Павловский В.Я., Поддубко С.Н. Динамика трансмиссии автомобиля и трактора. Минск: Наука и техника, 1986. — 214 с.
3. Свитачев А.И. Моделирование и оптимизация динамической нагруженности силовых передач транспортных машин: дис. ... д-ра техн. наук. Иркутск, 2005. — 295 с.
4. Прочность и долговечность автомобиля / Б.В. Гольд, Е.П. Оболенский, Ю.Г. Стефанович, О.Ф. Трофимов. М.: Машиностроение, 1974. — 328 с.

УДК 621.833.6

## ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Н.А. КУЗНЕЦОВА, кандидаты техн. наук А.А. ТЕТЮШЕВ и И.М. ШАНДЫБИНА

Волгоградский ГТУ (+7.8422. 24-80-98)

*На примере планетарной передачи типа 2К-Н с различными остановленными звеньями рассмотрены вопросы построения дискретных динамических моделей.*

**Ключевые слова:** планетарные передачи, динамические модели, редуктор, упругая механическая связь.

Kuznetsova N.A., Tetyushev A.A., Shandibina I.M.

### THE PRINCIPLES CONSTRUCTION OF DYNAMIC MODELS OF PLANETARY TRANSFERS

*The questions of construction of discrete dynamic models on example of planetary transfer of type 2K-H with the various fixed links are considered.*

**Keywords:** planetary transfers, dynamic models, reducer, elastic mechanical connection.

Опыт эксплуатации зубчатых передач показывает, что значительная доля их отказов и неисправностей связана с контактными и изгибными напряжениями в зубьях зубчатых колес. Причина же повышенных напряжений — высокие удельные нагрузки, обусловленные технологическими, конструкторскими и эксплуатационными факторами. Но особенно резко удельная нагрузка может возрасти при колебаниях в резонансных зонах системы "двигатель—исполнительный механизм".

Все перечисленные факторы пытаются устранить или хотя бы ослабить их действие. Типичный тому пример — применение планетарных передач, использующих принцип многопоточности, что существенно снижает нагрузки, массу и габаритные размеры передач. Однако для выравнивания нагрузки между сателлитами в таких передачах приходится применять плавающие подвески, а также оснащать центральные зубчатые колеса податливыми ободьями. Что, естественно, усложняет технологию их изготовления и приводит к уменьшению значений частот собственных колебаний системы, а это в совокупности с тенденцией повышения частот вращения коленчатых валов современных ДВС мо-

жет, в принципе, привести к значительным дополнительным нагрузкам в приводе.

Чтобы такое не случилось, необходимы определенные предупредительные меры. Какие конкретно, лучше всего определять с помощью динамических моделей зубчатых передач. Такая модель позволяет исследовать сколь угодно много сочетаний различных вариантов и выбрать из них наилучший. При динамическом моделировании возможны два вида схематизации динамических моделей. Многое зависит от моделей [1] — со сосредоточенными (дискретные модели) и с распределенными параметрами (непрерывные модели).

В первом случае используются такие понятия, как "сосредоточенная масса" — материальная точка, имеющая конечную массу или момент инерции; "сосредоточенная сила" — сила, действующая в точке; "упругая механическая связь" в виде безынерционного соединения без трения (диссипативная связь), а во втором — реальная система представляется в виде одно-, двух- или трехмерных упругоинерционных сплошных сред.

Каждый из этих видов схематизации имеет свои плюсы и минусы, но для определения динамических нагрузок в приводах машин (особенно на стадии проектирования) наиболее часто применяется схематизация первого вида. Поэтому в дальнейшем речь будет идти именно о ней.

При составлении динамических моделей планетарных передач следует принимать следующие семь допущений.

Первое. Рассматриваются только крутильно-колебательные движения, а поперечные колебания не учитываются. Такого рода упрощения при расчете прямозубых цилиндрических зубчатых колес вполне допустимы.

Второе. При составлении расчетной схемы за основу берутся, как сказано выше, динамические модели с сосредоточенными параметрами. Это связано не только с тем, что их используют наиболее широко, но и с тем, что на предварительной стадии проектирования определить их упруго-инерционные параметры экспериментальным путем не представляется возможным.

Третье. Пара зубчатых цилиндрических прямозубых колес, находящихся в зацеплении, представляется двухмассовой крутильно-колебательной системой. Величина податливости механической связи — суммарная величина податливости зубьев этих колес.

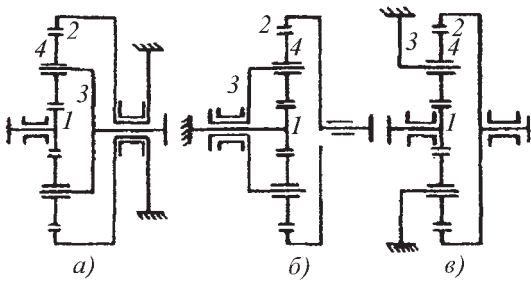


Рис. 1. Схемы планетарных передач с различными (а, б, в) остановленными звеньями

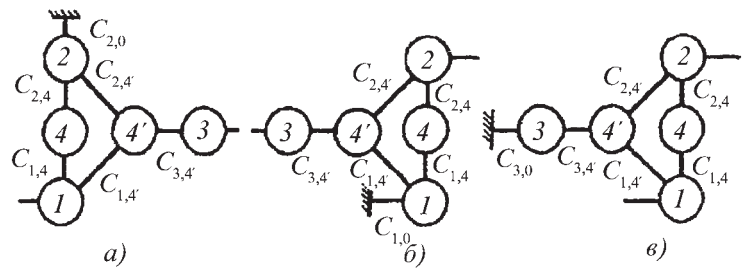


Рис. 2. Динамические модели планетарных передач с различными (а, б, в) остановленными звеньями

Четвертое. Сателлиты располагаются на водиле симметрично, и нагрузка между ними распределяется равномерно. Принятое допущение означает, что радиальная нагрузка в подшипниках центральных колес (солнца и эпицикла) отсутствует и, следовательно, при динамическом анализе нет и поступательного смещения центров инерции этих колес.

Пятое. Сложное движение сателлита раскладывается на два самостоятельных вращения вокруг собственной оси и вокруг общей оси редуктора (водила).

Шестое. Динамическая система считается линейной. Это допущение сделано в предположении, что значение средней нагрузки в приводе больше значения нагрузки, вызванной колебательными явлениями, а зубчатые передачи и зубчатые муфты, применяемые в большинстве машин, имеют кусочно-линейные характеристики, причем линейность может нарушаться только в момент размыкания контакта зубьев.

Седьмое. Силы трения не учитываются. Это предположение основано на том, что в планетарных передачах они невелики, а тем более они невелики при вынужденных колебаниях, происходящих вдали от резонансных зон.

Исходя из перечисленных допущений, рассмотрим одноступенчатую прямозубую планетарную передачу типа 2КН с различными остановленными звеньями (рис. 1).

Так как зубчатое колесо 1 входит в зацепление с сателлитом 4, а последний, в свою очередь, при вращении вокруг собственной оси зацепляется с колесом 2, то характеристика упругого соединения колес 1–4 и 2–4 определяется (рис. 2) величиной упругой характеристики их зубчатых зацеплений. Соответственно этому  $c_{1,4}$  и  $c_{2,4}$  – суммарные жесткости зубьев этих колес, приведенные к оси вращения сателлита.

Поскольку сателлит 4 при колебательных движениях вокруг оси редуктора опирается на зубья колес 1 и 2, то характеристика упругого соединения элементов 2–4' и 1–4' определяется величиной упругой характеристики зубчатых колес 1–4 и 2–4. Тогда  $c_{1,4'}$  и  $c_{2,4'}$  – суммарные жесткости зубьев колес 1–4 и 2–4, приведенные к оси вращения водила.

Водило 3 при колебательных движениях вокруг собственной оси одним своим концом опирается на подшипник сателлита 4, поэтому  $c_{3,4'}$  (см. рис. 2) – жесткость подшипников опор сателлита, приведенная к оси вращения водила. Жесткость деталей, соединяющих остановленное звено в планетарном редукторе с корпусом –  $c_{1,0}$ ,  $c_{2,0}$ ,  $c_{3,0}$ .

Номерами 1, 2, 3, 4 (см. рис. 2) условно обозначены моменты инерции зубчатых колес и водила относительно собственных осей, а круг с номером 4' – момент инерции сателлита вокруг оси редуктора (водила).

Уравнения кинетической  $T$  и потенциальной  $\Pi$  энергий рассматриваемых редукторов для схем, показанных на рис. 2, следующие.

Для схемы, рис. 2, а:

$$T = \frac{1}{2} \left[ \sum_{i=1}^4 J_i \dot{\varphi}_i^2 + J_{4'} \dot{\varphi}_{4'}^2 \right];$$

$$\Pi = \frac{1}{2} [c_{1,4} (\varphi_1 - u_{1,4} \varphi_4)^2 + c_{2,4} (\varphi_2 - u_{2,4} \varphi_4)^2 + c_{2,0} \varphi_2^2 + c_{1,4'} (\varphi_1 - u_{1,4'} \varphi_{4'})^2 + c_{2,4'} (\varphi_2 - u_{2,4'} \varphi_{4'})^2 + c_{3,4'} (\varphi_3 - \varphi_{4'})^2];$$

для схемы рис. 2, б:

$$T = \frac{1}{2} \left[ \sum_{i=1}^4 J_i \dot{\varphi}_i^2 + J_{4'} \dot{\varphi}_{4'}^2 \right];$$

$$\Pi = \frac{1}{2} [c_{3,4'} (\varphi_3 - \varphi_{4'})^2 + c_{2,4'} (\varphi_4 - u_{4,2} \varphi_2)^2 + c_{1,4'} (\varphi_4 - u_{4,1} \varphi_1)^2 + c_{1,4} (\varphi_4 - u_{1,4} \varphi_4)^2 + c_{2,4} (\varphi_4 - u_{4,2} \varphi_2)^2 + c_{1,0} \varphi_1^2];$$

для схемы рис. 2, в:

$$T = \frac{1}{2} \left[ \sum_{i=1}^4 J_i \dot{\varphi}_i^2 + J_{4'} \dot{\varphi}_{4'}^2 \right];$$

$$\Pi = \frac{1}{2} [c_{1,4} (\varphi_1 + u_{1,4} \varphi_4)^2 + c_{2,4} (\varphi_2 - u_{4,2} \varphi_2)^2 + c_{1,4'} (\varphi_1 - u_{1,4'} \varphi_{4'})^2 + c_{2,4'} (\varphi_2 - u_{2,4'} \varphi_{4'})^2 + c_{3,4'} (\varphi_4 - \varphi_3)^2 + c_{3,0} \varphi_3^2].$$

В этих уравнениях  $J_i$  и  $J_{4'}$  – моменты инерции колеблющихся масс,  $\varphi_i$  и  $\varphi_{4'}$  – углы поворота соответствующих масс ( $i = 1, 2, 3, 4$ ),  $u$  – передаточное отношение (индексы означают, от какого звена к какому идет передача движения).

На основании полученных уравнений кинетической и потенциальной энергий с использованием уравнения Лагранжа определяют спектр собственных частот системы. Сравнивая его со спектром частот возмущающих сил, можно судить о наличии (близости) резонансных зон, а изменяя конструкцию зубчатых колес, водила и валов – повлиять на упругоинерционные параметры системы и тем самым наметить пути выхода из резонансных зон.

#### Литература

1. Вейц В.Л., Коловский М.В., Качура А.Е. Динамика управляемых машинных агрегатов. М.: Наука, 1984. – 357 с.

## ВЫЧИСЛЕНИЕ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ ПОЛУШАРА ОТНОСИТЕЛЬНО ПРОИЗВОЛЬНОЙ ОСИ

Д-р физ.-мат. наук **В.И. КОЗЛОВ**  
МГМУ "МАМИ" (495. 223-05-23, доб. 13-38)

*На примере полушара доказано, что вычисление моментов инерции тела относительно его произвольной оси, проходящей через центр его плоской стороны, не зависит от ориентации этой оси.*

**Ключевые слова:** полушар, момент инерции, ориентация.

Kozlov V.I.

### CALCULATION OF MOMENTS OF INERCIA OF A HALF-BALL WITH RESPECT TO AN ARBITRARY AXIS

*It was proved that the calculation of moments of inertia of a body with respect to its arbitrary axis, which passes through the centre of its flat side, is independt of the orientation of this axes.*

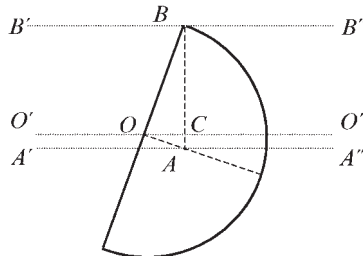
**Keywords:** half-ball, moment of inertia, orientation.

Технология вычисления момента инерции любого тела обычно сводится к тому, что расчетчик, исходя из определения момента инерции материальной точки и согласно определению момента инерции протяженного тела, разбивает рассматриваемое тело на дифференциально малые элементы и путем интегрирования получает нужную расчетную формулу. Однако эта процедура удается лишь в небольшом числе случаев (правда, самых интересных и важных), когда геометрия тела достаточно проста. А таких случаев в машиностроительной практике не так уж много. Конструктору же чаще всего приходится иметь дело с телами (детальями) довольно сложной формы, определение момента инерции которых, как считается, превращается иногда чуть ли не в головную боль.

Но, по мнению автора, это не совсем так. И для тел сложной формы всегда можно найти простое и красивое решение. Чтобы убедиться в этом, рассмотрим полушар, и пусть нас интересует момент инерции относительно оси  $B'B''$ , проходящей через край его плоской поверхности в некоторой точке  $B$  так, что диаметр данной поверхности, проходящий через эту же точку, лежит в одной плоскости с осью (см. рисунок).

Центр масс рассматриваемого полушара находится в точке  $A$ , а центр плоской его части – точка  $O$ . Если его момент  $J_{0,5ш}^{B'B''}$  инерции искать стандартным образом, т.е. разбиением на дифференциально малые элементы и последующим суммированием их моментов инерции, то совершенно очевидно, что такой расчет, действительно, будет неприемлемо громоздким.

Но если бы мы знали момент инерции полушара относительно оси  $A'A''$ , проходящей через его центр масс  $A$ , то, используя теорему Штейнера, легко определили бы интересующий нас момент  $J_{0,5ш}^{B'B''}$ . Более того, и момент инерции  $J_{0,5ш}^{B'B''}$  искать стандартным образом, разбивая полушар на соответствующие дифференциально малые элементы, так же нецелесообразно, как и момент инерции.



При взгляде на рисунок обращает на себя внимание наличие такой интересной точки, как точка  $O$  – центр плоской стороны полушара. Она же – центр полного шара, из которого вырезан рассматриваемый полушар. И если известен момент инерции  $J_{0,5ш}^{B'B''}$  относительно оси  $O'O''$ , то по теореме Штейнера можно определить момент инерции  $J_{0,5ш}^{A'A''}$  относительно параллельной ей оси  $A'A''$ . Но искать момент инерции  $J_{0,5ш}^{O'O''}$  стандартным образом так же нецелесообразно, как и в предыдущих случаях. И здесь нам поможет точка  $O$ . Ведь она – точка симметрии полного шара, из которого вырезан рассматриваемый полушар. Поскольку физическая характеристика момента инерции твердого тела – аддитивна (!), то момент инерции полного шара относительно какой-либо оси складывается из моментов инерции его половин относительно этой же оси, которые, естественно, равны друг другу и в силу этого равны половине момента инерции полного шара. Таким образом, можно записать формулу № 1 (см. таблицу).

А теперь, чтобы получить формулу для момента инерции  $J_{0,5ш}^{B'B''}$ , пойдем по пройденному в наших рассуждениях пути в обратном направлении.

Момент инерции рассматриваемого полушара относительно оси  $A'A''$ , согласно теореме Штейнера, связан с моментом инерции  $J_{0,5ш}^{O'O''}$  (формула № 2), а входящий в эту формулу момент инерции  $J_{0,5ш}^{A'A''}$  дает формула № 3. И, наконец, по теореме Штейнера находим момент инерции  $J_{0,5ш}^{B'B''}$  (формула № 4). Затем, подставив в правую ее часть найденные ранее величины, получаем окончательную формулу № 5.

В заключение отметим, что момент инерции полушара относительно оси, проходящей через точку центр  $O$  его плоской поверхности, не зависит от ориентации этой оси (!), что является следствием независимости момента инерции шара относительно оси, проходящей через его центр, и от ориентации этой оси.

| № формулы | Формула  | Примечания   |
|-----------|--|--|
| 1         | $J_{0,5ш}^{O'O''} = 0,5 J_{ш}^{O'O''} = 0,5 m_{0,5ш} R^2$  | $O'O''$ – момент инерции шара относительно оси $O'O''$ ; $m_{0,5ш}$ – половина массы шара; $R$ – радиус шара |
| 2         | $J_{0,5ш}^{O'O''} = 0,5 J_{ш}^{A'A''} + 0,5 m_{0,5ш} (AC)^2$   | $AC = 9R / 8\sqrt{73}$   |
| 3         | $J_{0,5ш}^{A'A''} = J_{ш}^{O'O''} - m_{0,5ш} (AC)^2 =$<br>$= \left( \frac{2}{5} - \frac{81}{64 \cdot 73} \right) m_{0,5ш} R^2 = \frac{8339}{23360} m_{0,5ш} R^2$ | –  |
| 4         | $J_{0,5ш}^{B'B''} = J_{0,5ш}^{A'A''} = m_{0,5ш} (AB)^2$  | –  |
| 5         | $J_{0,5ш}^{B'B''} = \frac{8339}{23360} m_{0,5ш} R^2 + m_{0,5ш} \frac{73}{64} R^2 = \frac{4373}{2920} m_{0,5ш} R^2 \approx 1,5 m_{0,5ш} R^2$                      | –  |



УДК 629.114.2

## КОМПЬЮТЕРНОЕ ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ И ФРИКЦИОННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТРАНСМИССИЙ АТС В ДВИЖЕНИИ

В.А. СУДАКОВА

Белорусско-Российский университет (+375 222. 25-34-31)

*Предложен новый вариант диагностирования технического состояния зубчатых и фрикционных элементов трансмиссий мобильных машин в процессе движения.*

**Ключевые слова:** диагностирование, привод, трансмиссия, зубчатые зацепления, фрикционные элементы, импульсная диагностика.

Sudakova V.A.

### COMPUTER DIAGNOSTICS OF A TOOTH AND THE FRICTION ELEMENTS OF TRANSMISSIONS OF MOBILE MACHINERY IN MOTION

*New variant of diagnostics of technical condition of teeth and the friction elements of transmissions of mobile machines in the process of movement is offered.*

**Keyword:** diagnosing, drive, transmission, gear gearings, frictional elements, pulse diagnostics.

Диагностирование трансмиссий АТС, в принципе, должно осуществляться по параметрам технического состояния зубчатых зацеплений, подшипников, фрикционных элементов, гидротрансформатора и системы управления. Однако на практике такого большого объема работ, как правило, не требуется: наибольшее число неисправностей трансмиссий связано, главным образом, с износом зубчатых зацеплений, шлицевых соединений и фрикционных муфт. Поэтому ниже речь и пойдет именно об этих элементах конструкции.

Техническое состояние зубчатых и шлицевых элементов принято оценивать по суммарному угловому зазору, характеризующему боковой износ зубьев и деформацию шлицев. Причем отдельно для коробки передач и трансмиссии в целом. А состояние фрикционов — по буксованию при передаче максимальных крутящих моментов.

Все перечисленные параметры можно отслеживать по относительным угловым перемещениям ведущего и ведомого валов, и один из таких способов, импульсный (рис. 1), разработан в Белорусско-Российском университете (пат. № 9279, № 13401 РБ). Этот способ предусматривает компьютерную обработку результатов диагностирования по определенным алгоритмам и, по мнению автора, должен представлять собой не только теоретический, но и практический интерес.

Начнем с алгоритма диагностирования технического состояния зубчатых зацеплений по величине суммарного углового зазора в процессе движения АТС. Его основная идея — подача на трансмиссию тестового воздействия, обеспечивающего выбор этого зазора. Таким воздействием является торможение двигателем, благодаря чему силы инерции вращающихся и поступательно движущихся масс будут выбирать зазоры противоположного тяговому режиму направления. Если в этот момент зафиксировать число импульсов опорного сигнала с ведущего ( $U_1$ ) и ведомого ( $U_2$ ) валов, а затем их сумму сравнить с суммой средних значений опорного сигнала  $U_1$  за то же число периодов  $T$ , то окажется, что разница этих сумм, если ее отнести к чис-

лу импульсов опорного сигнала за один оборот ведущего вала, и даст величину суммарного углового зазора (см. рис. 1, б).

При контроле состояния фрикционного элемента фрикцион сначала замкнут, и число импульсов опорного сигнала за периоды  $T_1$  и  $T_2$  выходного сигнала постоянно (рис. 1, в). Затем водитель, нажимая на педаль штатной тормозной системы, постепенно увеличивает момент сопротивления ведомого вала трансмиссии до тех пор, пока фрикцион начинает пробуксовывать. В результате угловые скорости ведущих и ведомых частей фрикциона изменяются, что приводит к возрастанию числа опорных импульсов в каждом последующем периоде зубцовой частоты колеса, связанного с ведомым валом.

Тем самым алгоритм диагностирования состояния фрикционных элементов позволяет отслеживать изменения относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов путем анализа шагов зацепления зубчатого колеса, связанного с ведомым валом, по числу импульсов высокочастотного опорного сигнала с ведущего вала. Изменение числа импульсов опорного сигнала  $U_1$  в каждом периоде  $T_i$  выходного  $U_2$  импульса по отношению к стандартному числу импульсов будет свидетельствовать о нарушении кинематической связи между валами, т.е. о наличии буксования фрикциона, а при одинаковом их числе — отсутствии буксования.

Реализация данной идеи довольно проста: для адаптации трансмиссий неспециальных колесных мобильных машин к компьютерной диагностике достаточно оснастить их двумя датчиками — опорной и зубцовой частот, связанными с ведущим и ведомым валами трансмиссии. Для более же сложной трансмиссии, имеющей основную, допол-

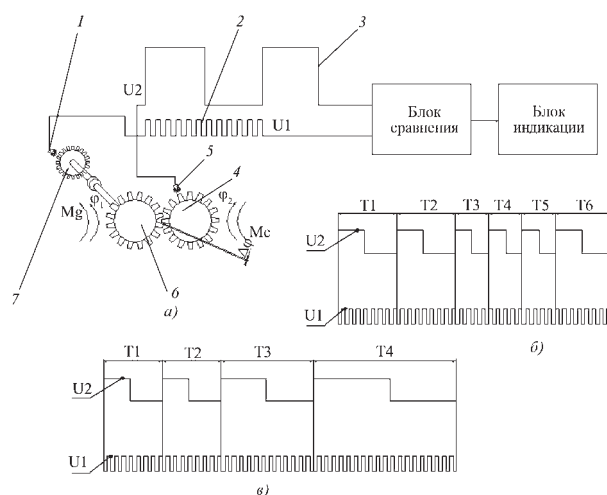


Рис. 1. Схема импульсного диагностирования трансмиссии (а), изменение выходного сигнала при выборе зазора (б) и изменение этого сигнала при появлении буксования (в):

1 — датчик опорного сигнала; 2 — опорный сигнал; 3 — выходной сигнал; 4 — ведомое колесо; 5 — датчик выходного сигнала; 6 — ведущее колесо; 7 — турбинный вал гидротрансформатора

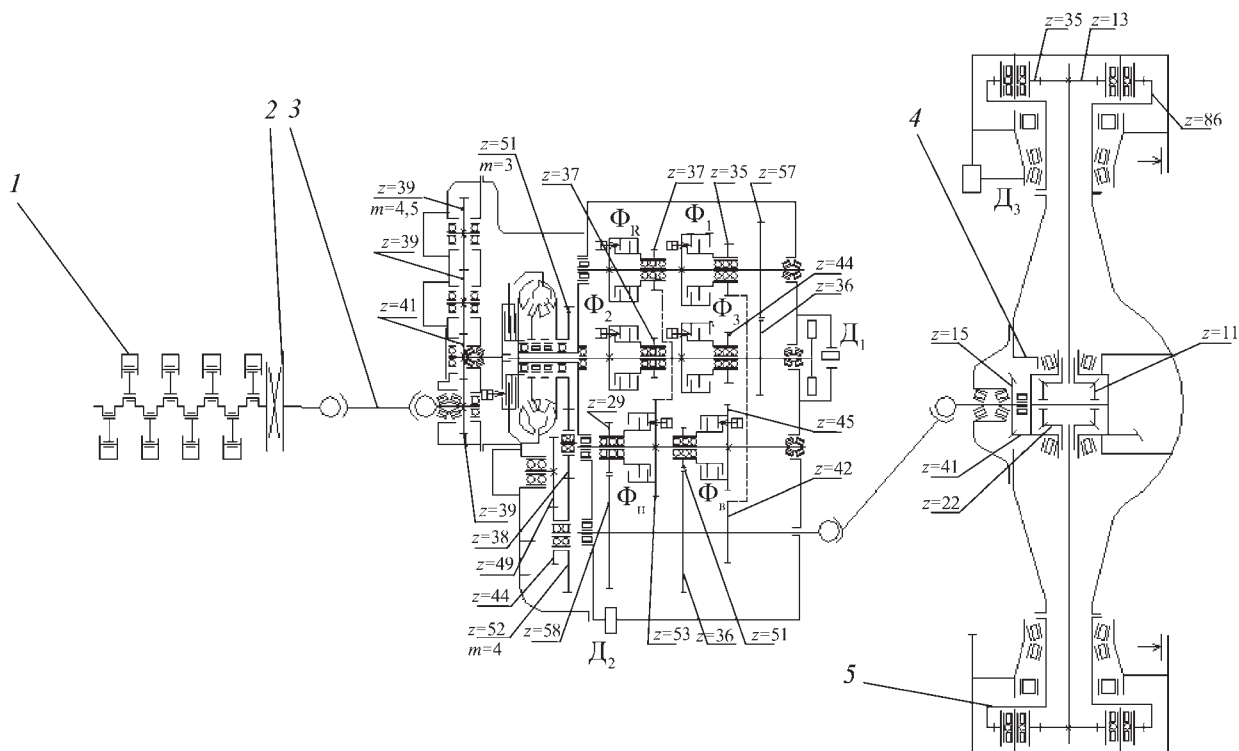


Рис. 2. Кинематическая схема автомобиля БелАЗ-7555:

1 – дизель ЯМЗ-4Э845.10 ( $M_d = 2400$  Н·м,  $\omega_n = 210$  рад./с); 2 – упругая муфта; 3 – карданный вал; 4 – главная передача и дифференциал; 5 – колесный редуктор

нительную, раздаточную коробку, коробку отбора мощности и др., естественно, потребуется больше датчиков.

Информация от датчиков накапливается в микропроцессорном блоке, а затем обрабатывается ПЭВМ с соответствующим программным обеспечением для постановки диагноза. Например, для ГМТ карьерного самосвала БелАЗ-7555, имеющей шесть ступеней переднего и одну заднего хода, переключаемых многодисковыми фрикционными муфтами, адаптация трансмиссии к компьютерной диагностике заключается (рис. 2) в дооснащении ее датчиками опорного сигнала  $D_1$ , связанного с турбинным валом гидротрансформатора, и датчиков  $D_2$  и  $D_3$ , связанных с ведомыми валами коробки передач и трансмиссией в целом.

Понятно, что суммарный угловой зазор  $\Delta\phi$  в трансмиссии должен определяться не на какой-то одной, а на всех передачах. Причем в каждом случае для локализации дефекта, если зазор в трансмиссии превышает допустимый, его необходимо разделить на две составляющие – в коробке передач и главной передаче. Потому что суммарный угловой зазор в коробке передач однозначно характеризует износ зубьев и шлицев по толщине, а в главной передаче он еще зависит и от регулировки конической (гипоидной) передачи. Поэтому заключение о техническом состоянии трансмиссии по суммарному угловому зазору, при его превышении допустимого значения, следует, очевидно, давать лишь после проверки и регулировки конической (гипоидной) главной передачи.

Реализацию импульсного способа диагностирования зубчатых зацеплений и фрикционных элементов трансмиссии можно проводить как для внешних, так и для встроенных систем диагностирования. При этом для диагностирования зубчатых зацеплений трансмиссии, адаптированной к компьютерной диагностике, можно пользо-

ваться силовым роликовым стендом с выводом результатов на стационарный компьютер. Если используется переносной компьютер, то диагностирование можно выполнять в процессе движения АТС. Для машин же с ГМТ стенд малоприменим, поскольку при замкнутых фрикционах создать тестовое воздействие для выбора зазоров противоположного направления затруднительно. Диагностировать такие трансмиссии целесообразно только в движении.

Однако для каждого АТС необходимо найти параметры тестового воздействия, обеспечивающего выбор суммарного углового зазора в трансмиссии на каждой передаче при различных условиях движения. Таким воздействием может быть торможение двигателем (резкое прекращение подачи топлива в двигатель), при котором на входе трансмиссии создается отрицательный крутящий момент, способствующий уменьшению момента на ведущем валу. И тогда момент от сил инерции вращающихся и поступательно движущихся масс, связанных с ведомым валом, будет способствовать продолжению движения, и выбирать зазоры противоположного направления.

Важным элементом импульсной системы диагностирования является алгоритм определения суммарных угловых зазоров в зубчатых зацеплениях: измерение максимального углового перемещения ведущей части трансмиссии по отношению к ее ведомой части. В импульсном выражении – это разница между накопленным числом импульсов опорного сигнала в каждом выходном импульсе за время тестового воздействия и суммарным числом импульсов при жесткой кинематической связи за это же число импульсов выходного сигнала.

При диагностировании в движении на точность определения величины суммарного углового зазора – параметра, характеризующего техническое состояние зубчатых за-



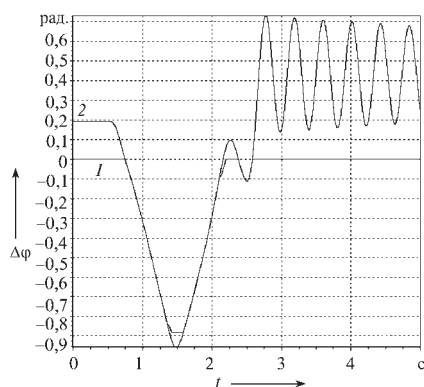


Рис. 3. Графики выбора зазора (1) и фактических угловых перемещений (2) на выходе трансмиссии автомобиля БелАЗ-7555

цеплений, — безусловно влияют упругие элементы трансмиссий. В частности, угловые деформации валов, неизбежные при передаче крутящего момента, в процессе движения будут идентифицироваться импульсной системой как составляющие суммарного углового зазора. Поэтому необходимо учесть не только угловые перемещения, связанные с выбором суммарных угловых зазоров, но и общие перемещения сосредоточенных масс, с которыми связаны датчики углового положения ведущей и ведомой частей трансмиссии и коробки передач. При этом угловые деформации валов нужно разделить на две составляющие — статическую и динамическую.

Первая из них — это угловая деформация валов, обусловленная передачей крутящего момента, который нужен для преодоления сил сопротивления движению в установившемся режиме. Вторая связана с тем, что при тестовом воздействии на трансмиссию (торжение двигателем) силы инерции вращающихся и поступательно движущихся масс, взаимодействующих с выходным валом, не только выбирают зазоры противоположного направления, но и деформируют упругие элементы в том направлении. Кроме того, наличие упругих элементов в динамической системе вызывает появление низкочастотных колебаний, влияющих на точность определения суммарного углового зазора при диагностировании в движении. Чтобы исключить их влияние, суммарный угловой зазор следует определять только на фазе торможения двигателем.

На математической модели [1], описывающей как исследуемый объект, так и средства диагностирования, автор просчитала величины суммарного углового зазора  $\Delta\varphi$  с учетом обеих составляющих в трансмиссии БелАЗ-7555 при движении на первой передаче по грунтовой дороге ( $f = 0,035$ ) и режиме работы двигателя, соответствующем  $\omega_d = 120$  рад/с.

Оказалось, что при подаче тестового воздействия на трансмиссию в виде торможения двигателем суммарный угловой зазор в трансмиссии, равный 0,88 рад. (рис. 3, кривая 1), выбирается полностью, хотя общая деформация выходного вала (идентифицируемая импульсной системой, как суммарный угловой зазор) значительно больше (кривая 2). В этом случае статическая составляющая фактического перемещения валов для трансмиссии составляют 0,2 рад., а динамическая изменяется от  $-0,88$ , до  $-1,055$  рад.

Статическая составляющая зависит, что вполне естественно, от дорожных условий, т.е. от величин передаваемого крутящего момента, влияющих на углы закручивания валов, а динамическая — от скорости движения АТС, т.е. от принятого при тестовом воздействии скоростного режи-

ма работы двигателя и передаточного числа трансмиссии (другими словами, от накопленной АТС кинетической энергии).

Таким образом, чтобы определить истинное значение суммарного углового зазора, необходимо учесть статическую и динамическую составляющие с помощью поправочного коэффициента, величина которого, как показывает анализ, при движении АТС в различных дорожных условиях на всех передачах при одном и том же скоростном режиме двигателя не остается постоянной. Например, с увеличением коэффициента  $f$  сопротивления движению он либо возрастает, либо убывает. Все дело в том, что с ростом скорости движения статический момент на выходном валу уменьшается, а кинетическая энергия, наоборот, возрастает. Что и приводит к большим деформациям валов от динамических нагрузок, т.е. при больших передаточных числах преобладают статические деформации, при малых — динамические.

Учесть статическую и динамическую составляющие зазора при различных дорожных условиях на всех передачах достаточно сложно, поэтому целесообразней учитывать погрешность по каждой передаче, рассматривая ее как функцию дорожных условий. Для чего достаточно эту зависимость описать полиномом второго порядка вида:  $q_i = k_{0i} = k_{1i}f + k_{2i}f^2$  ( $q_i$  — поправочный коэффициент для определения зазора на  $i$ -й передаче при коэффициенте сопротивления качению  $f$ ;  $k_i$  — коэффициенты регрессии по  $i$ -й передаче). Что из этого получилось для автомобиля БелАЗ-7555, показывает таблица, в которой приведены значения коэффициента регрессии и поправочного коэффициента в зависимости от дорожных условий.

Учет статической и динамической составляющих фактических перемещений валов с помощью поправочного коэффициента позволяет при диагностировании зубчатых зацеплений в движении с высокой точностью определять суммарный угловой зазор. Однако следует иметь в виду, что поправочный коэффициент не является универсальным, а зависит от динамических параметров АТС. Иначе говоря, для каждого АТС необходима своя таблица.

Тем не менее выход из сложившейся ситуации есть. Если данных о динамических параметрах АТС нет, то статическую и динамическую составляющие общей деформации валов при расчете суммарных угловых зазоров можно исключить. Для этого на выходном валу трансмиссии достаточно установить датчик крутящего момента, по которому и следует начинать отсчет суммарного углового зазора, поскольку он выбирается при нулевом моменте на выходном валу (рис. 4).

Таким образом, алгоритм диагностирования зубчатых зацеплений ГМП в движении предполагает равномерное движение АТС на каждой передаче в определенных дорожных условиях, подачу тестового воздействия на трансмиссию в виде торможения двигателем и запись информации с датчиков опорного сигнала с ведущего вала и с ведомых валов коробки передач, а также трансмиссии в целом. Обработка информации сводится к определению разницы между суммой импульсов опорного сигнала в каждом выходном импульсе за время тестового воздействия и средним числом опорных импульсов за то же число выходных импульсов. Расчет же фактических суммарных угловых зазоров осуществляется переводом полученной разницы в угол поворота входного вала. Естественно, с учетом поправочных коэффициентов, которые компенсируют погрешности, возникающие от статической и динамических составляющих общей деформации валов.

Очень важным параметром, определяющим ресурс механической трансмиссии, является, о чем уже упоминалось, износ фрикционных элементов сцепления, который

| Параметр                    | Передача |       |       |         |       |       |         |       |       |
|-----------------------------|----------|-------|-------|---------|-------|-------|---------|-------|-------|
|                             | I        |       |       | II      |       |       | III     |       |       |
| Коэффициент $f$             | 0,015    | 0,025 | 0,035 | 0,015   | 0,025 | 0,035 | 0,015   | 0,025 | 0,035 |
| Коэффициент $k_0$           | 0,61250  |       |       | 0,57500 |       |       | 0,62500 |       |       |
| Коэффициент $k_1$           | -1       |       |       | -1      |       |       | -1      |       |       |
| Коэффициент $k_2$           | 100      |       |       | 0       |       |       | 0       |       |       |
| Поправочный коэффициент $q$ | 0,62     | 0,65  | 0,70  | 0,59    | 0,60  | 0,61  | 0,61    | 0,60  | 0,59  |

| Параметр                    | Передача |       |       |         |       |       |         |       |       |         |       |       |
|-----------------------------|----------|-------|-------|---------|-------|-------|---------|-------|-------|---------|-------|-------|
|                             | IV       |       |       | V       |       |       | VI      |       |       | 3.X.    |       |       |
| Коэффициент $f$             | 0,015    | 0,025 | 0,035 | 0,015   | 0,025 | 0,035 | 0,015   | 0,025 | 0,035 | 0,015   | 0,025 | 0,035 |
| Коэффициент $k_0$           | 0,7150   |       |       | 0,78250 |       |       | 0,81375 |       |       | 0,67250 |       |       |
| Коэффициент $k_1$           | -1       |       |       | -7      |       |       | -5      |       |       | -8      |       |       |
| Коэффициент $k_2$           | 0        |       |       | 100     |       |       | 50      |       |       | 300     |       |       |
| Поправочный коэффициент $q$ | 0,70     | 0,69  | 0,68  | 0,70    | 0,67  | 0,66  | 0,75    | 0,72  | 0,70  | 0,62    | 0,66  | 0,76  |

зависит от их буксования при передаче максимального крутящего момента двигателя. При нарушении регулировки привода сцепления или износе фрикционных накладок ведомых дисков уменьшается усилие сжатия пар трения и, как следствие, коэффициент запаса сцепления. Это может привести к появлению буксования сцепления, что особенно опасно при резком увеличении скоростного режима двигателя, например, в момент обгона АТС или при передаче больших крутящих моментов в тяжелых дорожных условиях при движении с полной нагрузкой. Причем, как ни странно, АТС с ГМП с этой точки зрения опаснее. Если в механической трансмиссии буксование сцепления при резком увеличении частоты вращения коленчатого вала двигателя опытный водитель может заметить, то буксование фрикционной муфты в ГМП при разблокированном гидротрансформаторе его обнаружить практически невозможно. Поэтому именно импульсный способ диагностирования сцепления крайне необходим.

Но для этого, как уже сказано выше, трансмиссия должна быть оснащена импульсными датчиками угловых перемещений ведущего и ведомого ее валов с выходом на бортовые средства диагностирования. Что же касается алгоритма диагностирования, то он довольно прост и предусматривает анализ относительных перемещений ведущего и ведомого валов трансмиссии по информации от импульсных датчиков. Если число импульсов опорного сигнала в каждом выходном сигнале остается неизменным, то буксование отсутствует, а если меняется, то оно есть.

Говоря о части трансмиссии с ГМП, гидромеханической коробке передач, то техническое состояние ее фрикционных элементов в процессе эксплуатации определить достаточно сложно. Хотя непродолжительное буксование фрикциона коробки может привести к перегреву и короблению ее дисков, а при длительном — к их спеканию. Но и здесь импульсный способ позволяет отслеживать в процессе движения относительные перемещения турбинного и выходного валов трансмиссии, а значит, и отделять буксование фрикциона от скольжения в гидротрансформаторе.

Причем тестовым воздействием на ГМП в этом случае может быть нагружение фрикционных муфт штатной тормозной системой.

Поскольку при затормаживании АТС можно создать момент нагружения, существенно превосходящий передаваемый фрикционом момент, то при отсутствии в трансмиссии датчика этого момента величину нагружения диагностируемого фрикциона следует определять расчетным путем. И один из вариантов расчета сводится к следующему. Перед диагностированием определяется крутящий момент, который нужно реализовать в процессе нагружения. Для этого двигатель плавно выводится на предельную скоростную характеристику (при максимальной "утопленной" педали акселератора) с одновременным плавным затормаживанием машины — до тех пор, пока частота вращения коленчатого вала достигнет расчетной величины, контролируемой по показаниям тахометра. Результаты такого моделирования для карьерного самосвала БелАЗ-7555 показаны на рис. 5.

Как из него видно, при нагружении трансмиссии самосвала угловая скорость  $\omega_k$  коленчатого вала двигателя по регуляторной характеристике изменяется от 200 до 152 рад./с (кривая 1), а угловая скорость  $\omega_{тн}$  турбинного вала из-за приближения к стоповому режиму работы гидротрансформатора резко падает. При достижении предельного крутящего момента фрикционный элемент начинает буксовать (кривая 2), а ведомый вал и ведущие колеса через небольшой промежуток времени останавливаются (кривая 3).

Именно в этом промежутке времени информационные переменные импульсной системы диагностирования выдают четкий сигнал о буксовании (кривая 4), поскольку число импульсов опорного сигнала в каждом выходном сигнале резко, по сравнению со средним значением при отсутствии буксования на конкретной передаче, возрастает.

Важно отметить, что среднее значение числа импульсов опорного сигнала в каждом выходном импульсе при жесткой кинематической связи изменяется незначительно

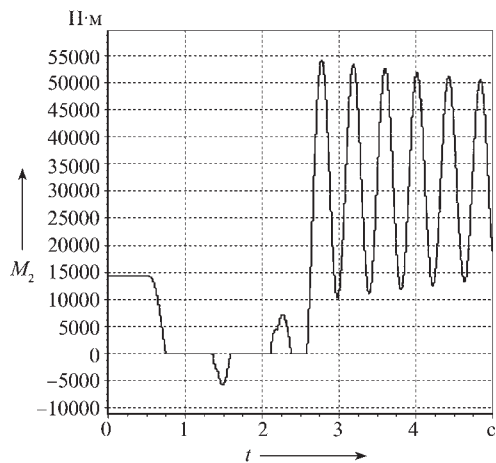


Рис. 4. График изменения крутящего момента на выходном валу трансмиссии автомобиля БелАЗ-7555 при выборе суммарного углового зазора в ней

(из-за упругих колебаний ведомого вала относительно вала ведущего, на котором установлен датчик опорного сигнала). При сравнении числа импульсов опорного сигнала на каждом выходном сигнале со средним значением не следует принимать эти изменения за появление буксования фрикциона, а лишь его превышение сигнализирует о неисправности диагностируемого фрикциона.

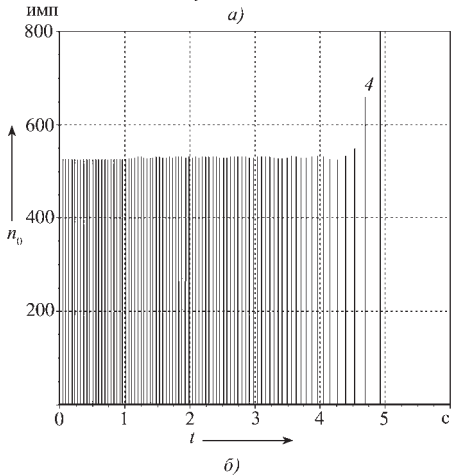
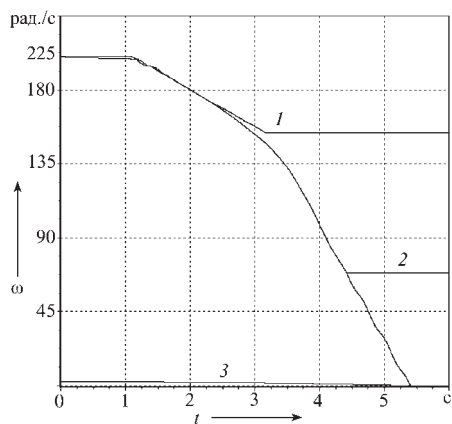


Рис. 5. Результаты моделирования процесса буксования фрикциона (а) и сигнал начала его буксования (б)

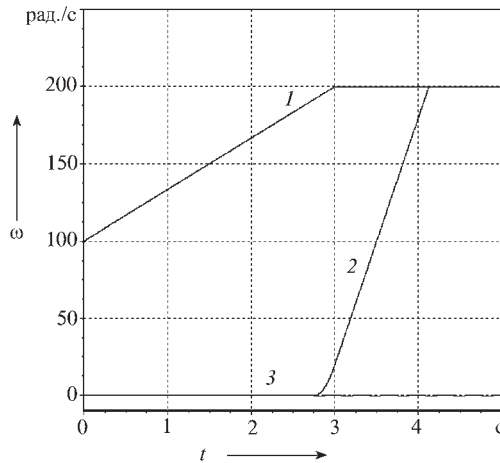


Рис. 6. Графики изменения угловых скоростей коленчатого вала двигателя (1), турбинного вала гидротрансформатора (2) и выходного вала (3)

В итоге можно сделать вывод, что предложенная автором импульсная система диагностирования позволяет распознать буксование фрикциона гидромеханической коробки передач в процессе движения АТС с разблокированным гидротрансформатором, а по угловой скорости коленчатого вала при начале процесса буксования установить, какой из фрикционов, расположенных последовательно в кинематической цепи, пробуксовывает.

И последнее, диагностирование фрикционных муфт в ГМП по буксованию при передаче максимального крутящего момента можно проводить и в условиях ремонтной мастерской. В этом случае АТС затормаживается штатной тормозной системой, в результате чего диагностируемый фрикцион плавно нагружается крутящим моментом двигателя с увеличением частоты вращения коленчатого вала. И поскольку нагружение трансмиссии в этот режим осуществляется изменением положения педали акселератора, т.е. скоростного режима работы двигателя, то моделирование работы последнего выполняется по частичным регуляторным характеристикам (для каждого положения педали акселератора). Коэффициент трансформации при таком

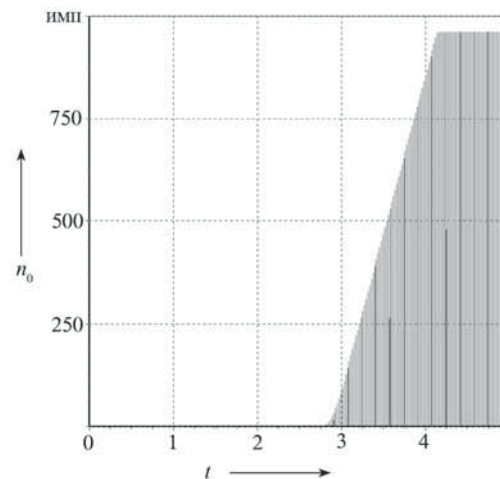


Рис. 7. Определение буксования импульсной системой при диагностировании фрикциона в стоповом режиме работы гидротрансформатора

тестовом воздействии на трансмиссию всегда постоянен и равен максимальному значению, так как турбинное колесо гидротрансформатора неподвижно. Это упрощает расчет скоростного режима работы двигателя, обеспечивающего требуемый для диагностируемого фрикциона крутящий момент.

Алгоритм диагностирования состояния фрикционных элементов в данном случае должен включать анализ наличия импульсов опорного сигнала с турбинного вала гидротрансформатора относительно некоторых дискретно задаваемых периодов времени диагностирования, поскольку ведущий вал ГДТ неподвижен и связанный с ним датчик импульсов сигнал не выдает. Появление импульсов с датчика, связанного с турбинным валом ГДТ, будет свидетельствовать о буксовании диагностируемого фрикциона.

При достижении величины крутящего момента, превышающей момент диагностируемого фрикциона, турбинный вал ГМП, с которым связан датчик опорных им-

пульсов, начинает вращаться (рис. 6, кривая 2) и выдавать импульсы, подсчет которых осуществляется, например, с интервалом 0,2 с. Угловая скорость коленчатого вала двигателя, поскольку между турбинным и насосным колесом имеется нежесткая гидравлическая связь, изменяется (кривая 1) от холостого хода ( $\omega_{\text{хх}}$ ) до  $\omega_{\text{д}}$ , которую должен контролировать водитель по тахометру, так как от нее зависит расчетный, для диагностируемого фрикциона, крутящий момент двигателя: о буксовании будет свидетельствовать появление опорного сигнала с датчика. Импульсная система позволяет выявить буксование фрикциона (рис. 7) при его нагружении максимальным крутящим моментом, зависящим от местоположения фрикциона в кинематической цепи трансмиссии. А это — существенное повышение безопасности движения.

#### Литература

1. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем. Мн.: Дизайн ПРО, 2004. — 640 с.

УДК 05.22.10

## РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРОКА СЛУЖБЫ ВОССТАНОВЛЕННЫХ МОТОРНЫХ МАСЕЛ

Е.А. ДУБОВИК

Донской ГТУ (863. 273-85-11)

*Рассмотрены варианты расчетного определения срока службы моторных масел.*

**Ключевые слова:** анализ, критерий, моторное масло, двигатель внутреннего сгорания.

Dubovik E.A.

### SETTLEMENT DEFINITION OF SERVICE OF THE RESTORED ENGINE OILS

*Options of settlement definition of service life of engine oils are considered*

**Keywords:** analysis, criterion oil, internal combustion engine.

Моторные масла — продукт довольно дорогой. Но, к сожалению, их ресурс очень небольшой, что, естественно, удорожает эксплуатацию ДВС. Поэтому работы, направленные на увеличение этого ресурса, идут вот уже более 100 лет. И небезуспешно. Каждое новое поколение масел приобретает более высокие антиокислительные, противозносные и многие другие положительные свойства и более длительное время стабильно их сохраняют. Пример тому — полусинтетические и синтетические масла.

Есть и другие способы решения рассматриваемой проблемы. Это, во-первых, добавление в масло присадок и поддержание стабильной их концентрации в процессе эксплуатации ДВС. Во-вторых, совершенствование конструктивных элементов ДВС, что позволяет снизить "напряженность" работы масла в системе смазки. В-третьих, очистка и регенерация масла. Однако в последнем случае возникает одна чисто практическая проблема: как определить нормативный ресурс восстановленного масла? Если это делать так, как делается на НПЗ, т.е. экспериментальными методами, то восстановленное масло окажется "золотым", поскольку восстанавливают его, как правило, небольшими порциями. Значит, эксперименты придется повторять бесконечно.

Выход из этого положения один — использование расчетных методов. И такие методы есть. Например, Н. Розен предлагает определять допущенное время  $t_m$  работы любого, в том числе и восстановленного, масла в ДВС, основываясь на содержании серы в топливе (формула №1 в таблице).

Н.Г. Пучков и В.Д. Резников полагают, что это время следует подсчитывать по формуле № 2, а У. Келинг — по формуле № 3. У Е.С. Кузнецова есть свой вариант расчета — формула № 4.

Как видим, все приведенные выше зависимости рассматривают лишь процесс и скорость старения масла и не позволяют управлять его ресурсом на стадии разработки и конструирования ДВС, для которых оно предназначено. Более того, они требуют обязательных предварительных испытаний моторных масел в конкретных моделях ДВС — для определения входящих в них многочисленных коэффициентов. Наконец, они рассматривают процесс старения моторного масла односторонне — либо со стороны работы ДВС, либо со стороны моторного масла.

Таким образом, формулы № 1–4, по сути, пригодны лишь для сугубо качественной, а не количественной оценки ресурса моторных масел. И с этой точки зрения наиболее теоретически и экспериментально обоснованным фактором маслонапряженности, по мнению автора предлагаемой вниманию читателей статьи, является формула № 5, предложенная С.Г. Арабяном и В.В. Салминим [1]. По ней подсчитывается фактор "жесткости"  $A$  работы моторного масла. В нее, как видим, входят конструктивные и рабочие параметры ДВС, его техническое состояние, а также емкость масляного картера. Другими словами, эта формула дает критерий, "привязанный" к конкретному ДВС.

Автор статьи выполнил факторный анализ данной формулы и установил, что наибольшее влияние на критерий  $A$  оказывают три параметра ДВС: его эффективная мощность, емкость масляного картера и степень сжатия. В результате получил уравнение регрессии, определяющее функциональную связь между фактором "жесткости" работы моторного масла и этими показателями ДВС (формула № 6).

К сожалению, критерий  $A$  оценивает только уровень маслонапряженности работы моторного масла и не учитывает физико-химические и эксплуатационные его свойства. Однако этот недостаток можно устранить, если учесть, что основными показателями, влияющими на эксплуатационные свойства моторного масла, являются: индекс ИВ его вязкости, учитывающий его вязкостно-температурные свойства, моющие свойства по  $PZV$ , учитывающие интенсивность нагаро- и лакообразования на поверхности поршня при работе моторного масла в ДВС, щелочное число  $pH$ , учитывающее наличие присадок в моторном масле, и скорость процессов его старения. Что и было сделано рядом исследователей, в том числе автором работы. В итоге получены безразмерный фактор  $C$  работоспособно-

| № формулы | Формула  | Примечания   |
|-----------|--|--|
| 1         | $t_m = \frac{k_1 V_n}{k_2 S_T}$  | $k_1, k_2$ – эмпирические константы; $V_n$ – количество масла, залитого в двигатель; $S_T$ – количество серы, находящейся в топливе и сгорающей за 1 ч работ двигателя   |
| 2         | $t_m = \frac{x_0 (V_n - B_p) A_m K_G G_T S_T}{32 K_c K_n}$   | $x_0$ – щелочное число свежего масла; $B_p$ – часовой расход масла на угар; $A_m$ – атомная масса металла присадки; $K_G$ – доля газов, прорывающихся в картер; $G_T$ – общее количество газов; $K_c, K_n$ – коэффициент совместимости и коэффициент полноты использования присадок  |
| 3         | $t_m = \frac{T_n K_m \sqrt{T_n K_t} \sqrt{K_t}}{\sqrt{\frac{I_o}{K_n K_E}}}$   | $T_n$ – время, за которое происходит максимальный износ ДВС (его технический ресурс); $K_m$ – константа масла; $K_t$ – параметр, зависящий от его наработки; $K_n$ – коэффициент неполноты сгорания; $K_E$ – коэффициент механической напряженности; $I_o$ – интенсивность отложений   |
| 4         | $t_m = \frac{Z_d}{P_d} + \frac{Z_3}{P_3} + \frac{Z_p}{P_p}$  | $Z_d, Z_3, Z_p$ – затраты на долив масла, его замену и текущий ремонт агрегатов  |
| 5         | $A = \left( \frac{G_T}{Fz n_c} \right) \left( \frac{N_e}{G_m} \right) K_\alpha K_\beta K_n K_E K_n K_T K_s$  | $N_e$ – максимальная мощность ДВС; $G_T$ – его часовой расход топлива; $F$ – площадь масляной пленки, воспринимающей теплоту в одном цилиндре; $z$ – число цилиндров; $G_m$ – емкость масляного картера; $K_\alpha, K_\beta, K_n, K_s, K_T$ – коэффициент, учитывающий соответственно "жесткость" работы моторного масла в двигателе с наддувом, степень охлаждения двигателя, периодичность замены масла, содержание серы в топливе и техническое состояние ДВС; $N_e$ – мощность двигателя |
| 6         | $A = 0,328 E^{1,28} G_m^{1,19} N_e^{1,47}$   | $E$ – степень сжатия ДВС   |
| 7         | $C = \frac{PH \cdot IB}{PZV} K_d$  | $PH$ – щелочное число не работавшего в ДВС масла; $IB, PZV$ – его индекс вязкости и моющие свойства; $K_d$ – коэффициент, учитывающий тип ДВС (для бензиновых он равен 0,6, а для дизелей – 1,0)   |
| 8         | $C^1 = 43,561 A^{0,476}$   | –  |
| 9         | $K_{но} = \frac{a}{x_{но}}$  | $a$ – маслонапряженность; $x_{но}$ – концентрация нерастворимого осадка в масле на момент его замены   |
| 10        | $K_{щч} = ax^2$  | $x$ – щелочное число масла на момент его замены  |
| 11        | $t_{см} = f(CQ_{пр});$<br>$CQ_{пр} = \frac{x_{но_i}}{x_{щч} + 2};$<br>$t_{но_i} = f(x_{но}, x_{но_0});$<br>$t_{щч_i} = f(x_{щч_0}, x_{щч_i});$<br>$t_{см} = t_{но_i} = t_{щч_i}$ | $t_{см}$ – наработка масла между его заменами; $CQ_{пр}$ – предельное значение номинального показателя качества; $x_{но_i}$ – концентрация нерастворимого осадка в масле на момент его замены; $x_{щч_i}$ – щелочное число масла на момент его замены; $t_{но_i}$ – наработка масла на момент, когда концентрация осадков стала равной $x_{но_i}$ ; $t_{щч_i}$ – наработка масла на момент, когда щелочное число достигнет значения $x_{щч_i}$   |

сти моторного масла (формула № 7) и коэффициент  $C'$  ответственности, который связывает между собой факторы работоспособности и "жесткости" (формула № 8).

Таким образом удалось установить возможность и варианты решений проблемы срока работы (ресурса) моторного масла в ДВС. Однако в связи с этим сразу же возникает вопрос: как определить не технический, а нормативный срок службы восстановленного моторного масла? Автор предлагает в качестве такого критерия принять время  $t_{вм}$  достижения маслом предельного значения фактора  $CQ$  качества [2], а показателями качества при его определении – содержание нерастворимых осадков, характеризующее степень срабатывания присадки. При этом срок службы восстановленного моторного масла в ДВС целесообразно определять по следующей методике.

1. Задается предельное значение фактора  $CQ$  качества. Его в первом приближении можно принять равным 1,5.

2. Определяются начальные значения показателей качества.

3. По формуле № 9 вычисляются коэффициенты  $K_{но}$  в уравнениях скорости изменения содержания нерастворимых осадков, а по формуле № 10 – щелочное число ( $K_{щч}$ ) масла.

4. Решить систему уравнений (формулы № 11), получить искомое время  $t_{см}$  работы восстановленного моторного масла в двигателе.

В заключение отметим, что многие исследователи доказали: восстановленные моторные масла, как правило, обладают лучшими, чем свежие масла, трибологическими свойствами, что снижает износы узлов трения механизмов. А это, в свою очередь, сокращает простой машин, затраты на их ремонт и техническое обслуживание. Другими словами, использование восстановленных масел – экономически выгодно. Но особенно – с точки зрения экологии.

#### Литература

- Салмин В.В. Способ подбора моторных масел к автотракторным двигателям // Двигателестроение. 2003. № 2. С. 48–50.
- Годунова Л.Н. Обоснование нормативов срока службы восстановленных моторных масел в тракторных двигателях. Зерноград. 2005.



УДК 621.981

## СИЛОВЫЕ ФАКТОРЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ ПРИ ФОРМОВКЕ В РОЛИКАХ ПРОФИЛЕЙ ДЛЯ АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ

**В.В. ЛАПИН**, д-р техн. наук **В.И. ФИЛИМОНОВ**, канд. техн. наук **С.В. ФИЛИМОНОВ**  
ОАО "Ульяновский механический завод",  
НПО "ИДМ" (8422. 25-07-64)

*Предлагается аналитическая зависимость для расчета погонной силы подгибаемых полок и силы распора валков при формовке швеллерных профилей с элементами жесткости на подгибаемых полках с целью последующих расчетов параметров технологической оснастки (включая износ), а также элементов профилировочного оборудования.*

**Ключевые слова:** швеллер, формирующий ролик, подгибаемая полка, погонная сила, сила распора.

Lapin V.V., Filimonov V.I., Filimonov S.V.

### FORCE FACTORS IN THE ROLL-FORMING OF PROFILES FOR AUTOMOBILE INDUSTRY

*There is offered an analytical relation to calculate the linear force on folded flanges and roll spreading force during roll-forming of U-sections with rigidity elements on their flanges for further parameters calculation of technological tools (including their wear) and roll-forming machine elements as well.*

**Keywords:** U-section, forming roll, folded flange, linear force, spreading force.

Интенсификация формообразования в роликах гнутых профилей в последние годы приобретает все большее значение для отраслей машиностроения, в том числе автомобилестроения. Уменьшение числа переходов, диаметров формирующих роликов, применение закрытых калибров и "ужесточение" режимов профилирования – присущие методу интенсивного деформирования факторы, повышающие уровень силовых факторов процесса, особенно при наличии элементов жесткости на несущих полках. Причем это особенно важно в связи с тем, что на рынке появляется все больше рулонных материалов толщиной более 3 мм с цинковым покрытием. При высоких контактных напряжениях материал покрытия заготовки и поверхности формирующего ролика "схватываются" между собой, что приводит к быстрому изнашиванию инструмента. Определение силовых факторов процесса в приложении к методу интенсивного деформирования весьма важно также и для последующего расчета параметров формирующей оснастки, оценки ее износа, расчета элементов узкоспециализированных профилировочных станков.

Все эти вопросы можно рассмотреть на примере формовки применяемых в настоящее время в автомобилях ВАЗ, ГАЗ и УАЗ швеллерных профилей с периферийными элементами жесткости, обращенными вовнутрь. Последняя оговорка имеет существенное значение, поскольку внешние элементы жесткости обычно формируются с их перетяжкой через участки скругления формирующего инструмента, что требует рассмотрения схем формовки и существенно усложняет задачу. В случае же швеллерного профиля для подгибаемой полки и элементов жесткости, обращенных вовнутрь, можно применить метод локальных жесткостей, позволяющий заменить несущую полку с элементами жесткости на гладкую эквивалентной толщины (рис. 1).

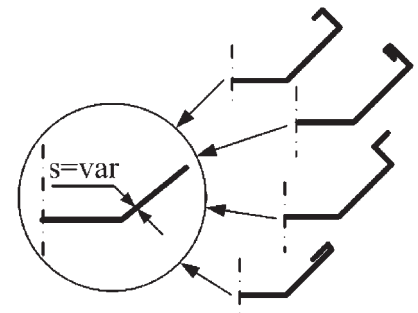
Распределение действующих сил на поверхности заготовки при профилировании, вообще говоря, представляет

собой далеко не тривиальную задачу даже для профиля углового или швеллерного типа. Дело в том, что известные гипотезы о равномерном или линейном характере распределения сил подгибки, применявшиеся ранее для построения аналитических моделей, не вполне согласуются с опытными данными не только в приложении к методу интенсивного деформирования, но и даже к традиционному последовательному профилированию. Однако более точные данные о распределении действующих сил все-таки получить можно. Для этого нужно использовать метод конечных элементов и, например, программу LS-Dyna (модуль программы Ansys). В частности, авторы статьи формовку швеллерных профилей моделировали при ширине полок 10...60 мм с шагом в 10 мм и шагом 1 мм по толщине (от 1 до 4 мм), а режимы подгибки принимали свой для каждого конкретного сочетания геометрических параметров сечения профиля. Параметры моделирования были следующими: тип элемента – Sell 163 с одноточечной редуцированной схемой интегрирования по плоскости с контролем Hourglass 4; модель материала для профиля – билинейная изотропная модель (MAT\_PLASTIC\_KINEMATIC), для роликов – инструментальная сталь У8. Ролики считались абсолютно жесткими телами, конечно-элементная сетка задавалась только на их поверхности. Виды контакта заготовки и формирующих роликов задавались в форме FSTS (forming surface-to-surface contact), а заготовки – в форме ASTS (automatic surface-to-surface contact).

Анализ результатов моделирования показал: распределение нормальных сил поперек подгибаемой полки имеет форму, близкую к гиперболе или экспоненте с максимальным значением вблизи зоны изгиба. Причем до 90 % площади эпюры приходится на 1/3 ширины подгибаемой полки, считая от зоны изгиба. На этом уровне значения сил для различных толщин материала составляли 0,2...0,5 максимального значения силы вблизи угловой зоны. Рис. 2, полученный в результате моделирования процесса, иллюстрирует характер распределения погонной силы на внешней поверхности заготовки со стороны нижнего ролика.

Однако метод конечно-элементного моделирования следует рассматривать как инструментарий, пригодный лишь для решения узкоспециализированных задач. Потому что он, в отличие от аналитических методов, обладает известными ограничениями в отношении обобщения результатов на достаточно широкий класс контактных задач, в том числе и задач формовки гнутых профилей. В связи с этим для перехода к аналитическому представлению распределения погонной силы по ширине полки следует точно "привязать" значения действующих сил к рабочей по-

Рис. 1. Приведение полки с элементами жесткости к гладкой полке эквивалентной толщины



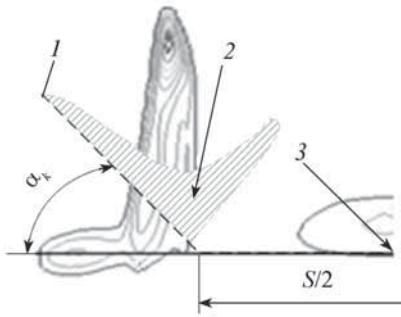


Рис. 2. Распределение погонной силы по подгибаемой полке при суммарном угле  $k$  подгибки:

1 – полка; 2 – эпюра распределения погонной силы по ширине полки; 3 – середина дна профиля

верхности формирующих роликов или к точкам поверхности заготовки в осевой плоскости данных роликов (рис. 3). Что и было сделано путем естественного задания точек срединной поверхности заготовки двумя параметрами – текущей координатой  $r$  вдоль средней линии подгибаемой полки, отсчитываемой от угловой зоны, и суммарным углом  $\alpha$  подгибки полки, равным суммарному углу подгибки полки текущего перехода  $k$ , т.е. при условии  $\alpha = \alpha_k$ . При этом угол  $\theta$  подгибки полки в текущем переходе дает формула № 1 (см. таблицу).

Для аналитического описания процесса деформирования, исходя из результатов моделирования, предлагается задавать функцию распределения сил  $P(r)$ , действующих на заготовку в текущем переходе, в экспоненциальной форме (формула № 2). (В этой формуле индексация переходов условно опущена, хотя в реальности действующие силы соотносятся с переходами, которые могут идентифицироваться по суммарным углам  $\alpha_k$  подгибки, входящим в состав соответствующих зависимостей.)

Размер "мертвой зоны", входящей в формулу № 2, легко определяется из геометрического рассмотрения положения заготовки в угловой зоне роликового калибра по формуле № 3. Этот размер, как видим, растет с увеличением суммарного угла  $\alpha_k$  подгибки. В угловой зоне роликового калибра образуется так называемая зона высвобождения – зона, в которой участок заготовки не касается инструмента. Другими словами, в случае применения метода интенсивного деформирования образующаяся зона допускает движение изогнутого участка профиля в радиальном направлении от участка закругления верхнего ролика под действием торцевого поджатия подгибаемой полки.

На уровне  $1/3$  ширины полки значение действующей силы в формуле № 2 можно определить по формуле № 4, из которой, в свою очередь, по формуле № 5 легко найти параметр  $n$ , зависящий от размера "мертвой зоны".

Что же касается максимального значения действующей силы  $P_0$ , то его можно получить на основе соотношения моментов внутренних и внешних сил: нужно проинтегрировать левую часть формулы № 6 по частям и провести несложные алгебраические преобразования. В итоге получается формула № 7.

Входящий в нее момент  $T$  внутренних сил при отсутствии упрочнения определяется формулой № 8, а при его наличии – формулой № 9. Протяженность же  $L$  зоны плавного перехода дает формула № 10.

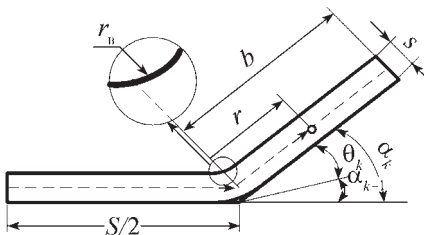
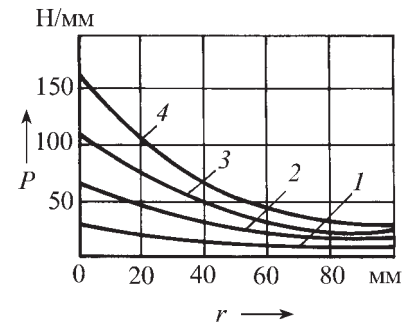


Рис. 3. Расположение локальной системы координат и параметры сечения профиля

Рис. 4. Распределение погонной силы по ширине полки при  $b = 100$  мм,  $\alpha = 18^\circ$ ,  $\theta = 10^\circ$  и  $\sigma_s = 260$  МПа: 1, 2, 3, 4 –  $s = 1, 2, 3$  и 4 мм соответственно



Зависимости № 2, 5 и 7 полностью определяют распределение действующих сил на подгибаемой полке. Это хорошо видно из рис. 4 и 5, на которых представлено распределение погонной силы  $P$  подгибки полки в соответствии с формулой № 2.

Так, рис. 4 показывает, что погонная сила с увеличением толщины заготовки имеет тенденцию к росту, а рис. 5 – рост максимальных ее значений с увеличением угла подгибки. Фактически это означает, что на последних переходах основная нагрузка локализуется на участке, примыкающем к угловой зоне.

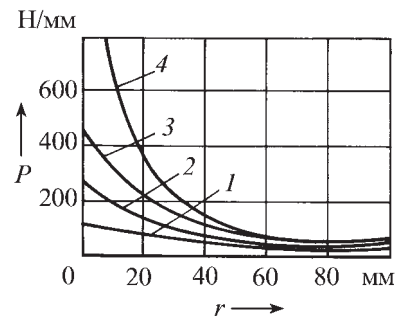
Точку  $r_R$  приложения равнодействующей силы подгибки полки можно найти по формуле № 11. Итоги расчета по ней приведены на рис. 6. Он показывает, что, во-первых, с увеличением угла подгибки точки приложения результирующей силы смещаются в сторону угловой зоны, а во-вторых, эта сила прикладывается на участке, расположенном вблизи угловой зоны.

Этот вывод существенно отличается от вывода авторов работы [2], которые утверждают, что точка приложения результирующей силы должна находиться примерно на расстоянии  $(2b)/3$  от угловой зоны.

Ошибочность такого вывода легко понять. При подгибке элемента момент сопротивления пластического шарнира не зависит от точки приложения нагрузки. Тогда некая результирующая сила  $F$  будет пропорциональна величине  $(1/r)$ . Расчет положения точки приложения результирующей силы по формуле, аналогичной формуле № 11, показывает, что  $r_R \approx b / \ln(b/x)$ . Оценка этого выражения для полок шириной от 20 до 100 мм с их отсчетом от угловой зоны дает значения, составляющие от  $1/4$  до  $1/3$  ширины полки (с учетом значения величины "x", введенной ранее).

С практической точки зрения определенный интерес представляет и сравнение полученных авторами статьи результатов с расчетными и экспериментальными данными других авторов. Поэтому попытаемся его сделать. Но прежде отметим, что непосредственное измерение погонной силы вдоль образующей конического участка ролика методом штифтовых датчиков представляет собой достаточно сложную и затратную задачу. Во всяком случае, авторы не располагают какими-либо сведениями о других методах прямого измерения погонной силы. Однако кос-

Рис. 5. Распределение погонной силы по ширине полки при  $b = 100$  мм,  $s = 4$  мм,  $\theta = 10^\circ$  и  $\sigma_s = 260$  МПа: 1, 2, 3, 4 –  $\alpha = 10, 20, 40$  и  $90^\circ$  соответственно



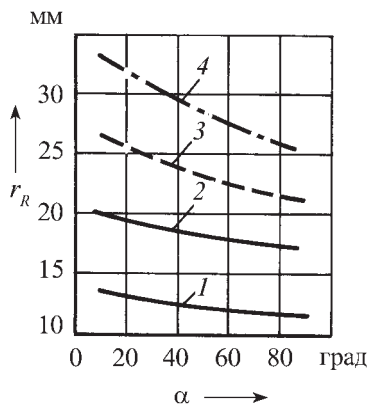


Рис. 6. Положение точки приложения равнодействующей силы при  $s = 4$  мм:  
1, 2, 3, 4 –  $b = 40, 60, 80$  и  $100$  мм соответственно

венная проверка построенной модели возможна по интегральному показателю – силе распирающего воздействия заготовки на нижний и верхний ролики при формообразовании. Этот параметр часто принимается в качестве основного для проведения прочностных расчетов элементов профилировочных станков и роликовой оснастки, а также для определения потребной мощности станков.

В работах [1] и [2], где рассматривается формовка швеллерного профиля со стенкой толщиной 4 мм, приводятся расчетные зависимости для определения силы распора в валках, а также экспериментальные данные для трех (с полками шириной 60, 80 и 100 мм) профилей при ширине стенки (дна профиля), равной 80 мм. При этом расчетные зависимости представлены в виде полуэмпирической модели (формула № 12 – модель И.С. Тришевского).

В работах [2] и [3] аналогичная, но чисто эмпирическая модель построена на основе статической обработки массива экспериментальных данных нескольких сот профилей уголкового и швеллерного типа толщиной от 1 до 6 мм с учетом упругопластического обжима заготовки в валках (формула № 13 – модель К.Н. Богоявленского). (В этой формуле сила распора выражается в единицах "тонна-сила", которые легко пересчитать в ньютоны.)

Существенной особенностью этой модели является отсутствие показателей механических свойств заготовки, хотя в работе [2] и указывается, что в рассмотрение приняты профили, изготовленные из материалов с различными механическими свойствами. Кроме того, не учитывается и текущий угол подгибки, т.е. режим формообразования.

В предлагаемой же авторами статьи модели сила  $P_{\Phi}$  распора вычисляется по формуле № 14.

Результаты расчетов по зависимостям № 12, 13 и 14 приведены на рис. 7. На нем же показаны и экспериментальные значения сил распора для швеллеров  $80 \times b \times 4$  мм, выполненных из низкоуглеродистой стали.

Как видим, модель И.С. Тришевского (формула № 12) дает отклонения расчетных значений от соответствующих экспериментальных результатов в пределах 7...30 %, в то время как модель авторов статьи – в пределах 2...11 %. Характер зависимости силы распора от суммарного угла подгибки в этих моделях примерно один и тот же: с увеличением суммарного угла подгибки сила распора имеет тенденцию к снижению. В модели К.Н. Богоявленского величина упругого обжима принята равной 12 % (устранение упругих деформаций клетки при настройке); в расчетах авторов статьи принято равенство толщины заготовки и зазора в калибре, т.е. обжим заготовки отсутствует. (При использовании метода интенсивного деформирования выбор зазора обусловлен контактом верхнего и нижнего роликов по их посадочным цилиндрическим поверхностям на уровне буртов и кольцевых выемок.)

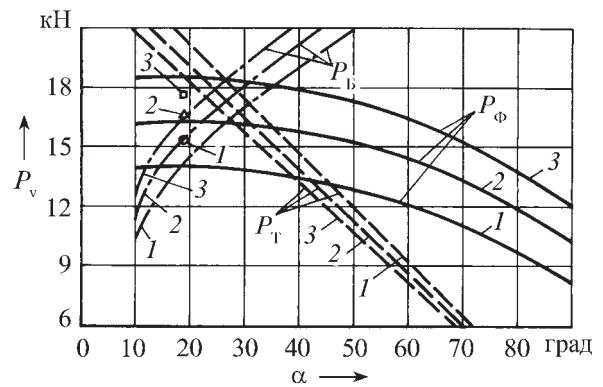


Рис. 7. Графики сил распора в валках при формовке швеллера  $80 \times b \times 4$  мм по моделям И.С. Тришевского ( $P_T$ ), К.Н. Богоявленского ( $P_B$ ) и по предлагаемой модели ( $P_{\Phi}$ ):

1, 2, 3 –  $b = 60, 80$  и  $100$  мм соответственно. Тремя видами маркеров отмечены экспериментальные значения силы распора, приведенные в работе [2] для указанного профиля во втором переходе ( $\theta = 10^\circ$ ;  $\alpha = 18^\circ$ )

Расхождение модели К.Н. Богоявленского (формула № 13) с экспериментальными данными составляет ~12 %, однако рост сил распора с увеличением суммарного угла подгибки не согласуется с действительной схемой изменения сил: с увеличением суммарного угла вертикальная составляющая силы подгибки уменьшается, в то время как графики модели (формула № 13) имеют тенденцию к увеличению.

Графические зависимости силы распора от угла подгибки и толщины заготовки (рис. 8), полученные по предлагаемой авторами статьи модели, дают представление о влиянии режима формообразования на силовые параметры процесса. В пояснениях они, думается, не нуждаются.

В заключение следует отметить, что на силовые параметры процесса профилирования воздействует множество случайных факторов: колебания толщины заготовки, ее механических свойств, параметры и техническое состояние оборудования, метод профилирования и специфика его реализации (например, применение межклетевых проводок, оправок–заполнителей) и т.п. Поэтому различие экспериментальных и расчетных данных при определении силовых параметров в пределах 8...12 % может считаться вполне приемлемым. То есть можно считать, что предлагаемая авторами статьи модель распределения сил по ширине полки достаточно хорошо согласуется с экспериментальными данными и может использоваться для последующих расчетов контактных напряжений, износа формирующей оснастки, а также прочностных расчетов технологического оснащения и вновь создаваемого профилировочного оборудования.

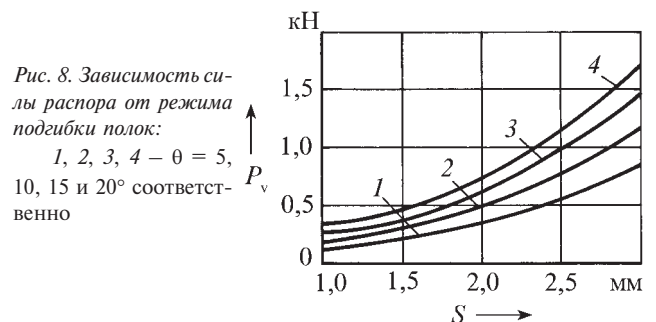


Рис. 8. Зависимость силы распора от режима подгибки полки:  
1, 2, 3, 4 –  $\theta = 5, 10, 15$  и  $20^\circ$  соответственно



| № формулы | Формула  | Примечание   |
|-----------|--|--|
| 1         | $\theta_k = \alpha_k - \alpha_{k-1}$   | –  |
| 2         | $P(r) = P_0 \exp\left(-\frac{r-x}{n}\right)$   | $P_0$ – максимальное значение действующей силы; $r$ – текущая координата, отсчитываемая вдоль образующей конического участка ролика; $x$ – размер "мертвой зоны" (отсутствие контакта в угловой зоне), т.е. расстояние от точки сопряжения образующих цилиндрического и конического участков нижнего ролика до точки контакта заготовки и инструмента; $n$ – размерный параметр, определяющий форму экспоненты |
| 3         | $x = s(\xi + 1) \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha_k}{2}\right)$  | $s$ – толщина заготовки; $\xi = r_b / s$ – относительный радиус изгиба заготовки; $r_b$ – внутренний радиус ее изгиба  |
| 4         | $P(b/3) = k P_0$   | $b$ – ширина подгибаемой полки; $k$ – коэффициент ослабления максимального значения силы   |
| 5         | $n = \frac{3x - b}{\ln k}$   | –  |
| 6         | $\int_x^b r dP(r) = -TL\eta$   | $T$ – погонный момент внутренних сил, который приводит угловую зону, примыкающую к подгибаемой полке, в пластическое состояние на длине $L$ зоны плавного перехода; $\eta$ – коэффициент распространения угловой пластической зоны   |
| 7         | $P_0 = -(TL) \left[ (b+n) \exp\left(-\frac{b-x}{n}\right) - (x+n) \right]^{-1}$  | –  |
| 8         | $T = \frac{\sigma_t s^2}{4}$   | $\sigma_t$ – предел текучести материала заготовки  |
| 9         | $T \approx \frac{s^2}{4} \left[ \sigma_t + \frac{\lambda}{\sqrt{3}} \ln\left(\frac{r_b + s}{\sqrt{r_b(r_b + s)}}\right) \right]$   | $\lambda$ – модуль линейного упрочнения материала заготовки  |
| 10        | $L = \sqrt{\frac{8 \theta_k b^3}{3s}}$   | –  |
| 11        | $r_R = \frac{\int_x^b r P(r) dr}{\int_x^b P(r) dr}$  | –  |
| 12        | $P_T = \frac{\sigma_t s^2}{2} \ln \left[ \frac{C-x}{2x} \left( \frac{b}{2x} \right)^{\cos \alpha} \right] + 3,52 \cdot 10^{-4} E \theta^{1,4} s^{2,6} \times \left[ \frac{b^2 - 4x^2}{b^{2,6}} \cos \alpha + \frac{(C-4x) \tilde{N}}{C^{2,6}} \right]$ | $E$ – модуль Юнга  |
| 13        | $P_B = \frac{0,059 \alpha^{0,42} B^{0,30}}{\delta^5 \xi^{0,43}}$   | $B$ – ширина заготовки ( $B \approx C + 2b$ ); $\delta$ – относительный зазор в роликовом калибре  |
| 14        | $P_\Phi = 2(1 + \cos \alpha_k) \int_x^b P_0 \exp\left(-\frac{r-x}{n}\right) dr$  | –  |

## Литература

1. Тришевский И.С., Котелевский Л.Н. Удельные давления металла на валки при профилировании / Теория и технология производства экономичных гнутых профилей проката. Вып. 15. Харьков: УкрНИИМет, 1970. С. 195–216.
2. Богоявленский К.Н., Манжури И.П., Рис В.В. Разработка методики расчета основных параметров процесса изготовления гнутых профилей / Изготовление деталей пластическим деформированием. Л.: Машиностроение, 1975. – С. 383–396.
3. Galkhar A.S., Meehan P.A., Daniel W.J., Ding S.C. A method of approximate tool wear analysis in cold roll forming // The 5th Australasian congress on Applied Mechanics (ACAM–2007). 10–12 December 2007. Brisbane. Australia. Brisbane. 2007. P. 123–128.

## ЦИФРОВОЙ ИЗМЕРИТЕЛЬ ТОРМОЗНОГО ПУТИ ДЛЯ ИНЕРЦИОННЫХ ТОРМОЗНЫХ СТЕНДОВ

Кандидаты техн. наук **В.В. ГЕРАЩЕНКО, И.Л. ТРОФИМЕНКО, Н.В. ВЕПРИНЦЕВ** и **В.С. КУКЛИН**

Белорусско-Российский университет (0222. 26-61-00)

*Рассматривается цифровой измеритель тормозного пути для инерционных тормозных стендов.*

**Ключевые слова:** измеритель, логический элемент, электронный счетчик.

Geraschenko V.V., Trofimenko I.L., Vepintsev N.V., Kuklin V.S.

### DIGITAL INERTIA BRAKE TEST METER FOR MEASURING STOPPING DISTANCE

*A digital inertia brake meter for measuring stopping distance is considered.*

**Keywords:** meter, logic component, electronic meter.

Авторы предлагаемой вниманию читателей статьи провели научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы с целью модернизации инерционных тормозных стендов, поскольку применяемые в настоящее время стенды, как показывает опыт, не обеспечивают достаточную точность измерения такого важного диагностического параметра ДПП, как тормозной путь. И в итоге разработали, изготовили и испытали цифровой измеритель тормозного пути, лишенный такого недостатка.

Этот измеритель включает (см. рисунок) импульсный датчик частоты вращения роликов тормозного стенда, состоящий из диска с одним выступом, установленного на валу одного из барабанов стенда, первую катушку индуктивности  $I$  с магнитным сердечником, жестко закрепленную на кронштейне так, чтобы выступ диска проходил вблизи этой катушки; первую дифференцирующую цепь, выполненную в первом (3) и втором (7) резисторах и первом конденсаторе (5) и своим ходом соединенную с первой катушкой индуктивности; выпрямительного моста 9 (четыре импульсных диода), вход которого соединен с выходом первой дифференцирующей цепи.

Кроме того, в его состав входят вторая (2) катушка индуктивности с магнитным сердечником, установленная на приспособлении для реализации усилия на тормозной педали автомобиля, при этом на ее выходе в момент срабатывания механизма приспособления формируется импульс, который подается на вторую дифференциальную цепь – третий (4) и четвертый (8) резисторы и второй (6) конденсатор с отсекающим диодом 10.

Чтобы иметь возможность задавать промежуток времени в виде прямоугольного импульса заданной длительности, измеритель снабжен ждущим мультивибратором 12, выполненным на логическом элементе (микросхема, резистор 16 и конденсатор 14). Параметры резистора и конденсатора выбраны такими, чтобы получать на вы-

ходе ждущего мультивибратора прямоугольные импульсы, длительность которых составляет 20 с, т.е. времени, достаточного для диагностирования тормозной системы с момента начала торможения АТС.

Для формирования коротких импульсов, число которых пропорционально числу тормозных путей, измеритель имеет логический элемент "И" (11) с двумя входами. Сигнал на его выходе появляется только в том случае, когда есть сигналы одновременно на двух его входах. При этом первым входом логический элемент соединен с выходом выпрямительного моста, вторым – с выходом ждущего мультивибратора.

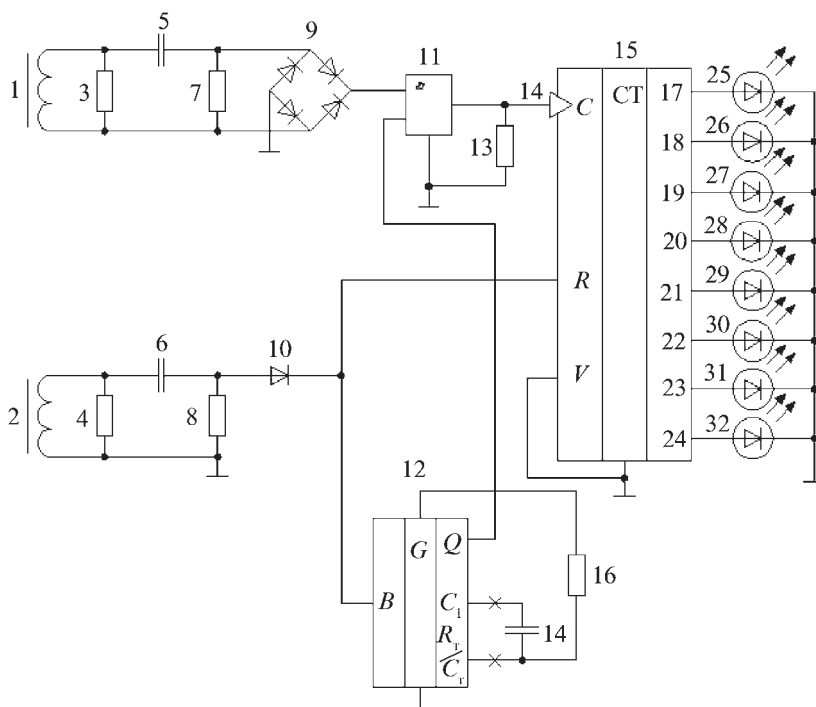


Схема цифрового измерителя тормозного пути:

1 – первая катушка индуктивности; 2 – вторая катушка индуктивности; 3, 4, 7, 8, 13 и 16 – резисторы; 5, 6 и 14 – конденсаторы; 9 – диодный мост; 10 – диод; 11 – логический элемент "И"; 12 – ждущий мультивибратор; 15 – электронный суммирующий счетчик; 17–24 – выходы электронного счетчика; 25–32 – светоизлучающие диоды

Для подсчета числа коротких импульсов, а затем преобразования подсчитанного числа в цифровой восьмиразрядный код и хранения последнего на своем выходе в измеритель введен электронный суммирующий счетчик 15, выполненный на микросхеме К 561 ИЕ9 и имеющий два входа: счетный и установки нуля.

У него восемь выходов 17–24, а для регистрации полученного цифрового кода установлены восемь светоизлучающих диодов 25–32. При этом каждый из диодов излучает свет, если на выходах электронного счетчика, с которыми они соединены, имеются сигналы в виде единицы, а если сигналы в виде нулей, то диоды не светятся.

Работает измеритель следующим образом.

При вращении металлического диска, установленного на валу барабана стенда, на выходе первой (1) катушки формируются два разнополярных импульса, которые дифференцируются первой дифференцирующей цепью и выпрямляются диодным мостом. В результате на выходе выпрямителя за один оборот вращения вала проявляются два положительных импульса, которые подаются на первый вход логического элемента "И". При срабатывании механизма, установленного на тормозной педали, на выходе второй (2) катушки формируется импульс, который

дифференцируется второй дифференцирующей цепью с отсекающим диодом, установленным на ее выходе. Полученный таким образом положительный импульс подается на второй вход ждущего мультивибратора и запускает его. Кроме того, этот же импульс параллельно подается на вход установки "нуля" электронного суммирующего счетчика. При этом на всех восьми выходах счетчика устанавливаются "нули", и он приводится в состояние готовности счета импульсов, подаваемых на его вход.

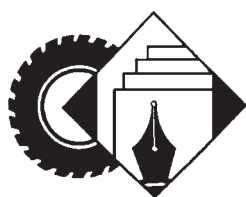
На выходе ждущего мультивибратора формируется прямоугольный импульс с длительностью, равной 20 с. При этом начало полученного на выходе ждущего мультивибратора импульса совпадает по времени с момен-

том поступления импульса, формируемого второй катушкой и отсекающим диодом. Полученный прямоугольный импульс подается на второй вход логического элемента "И".

При наличии на втором входе логического элемента прямоугольного импульса, подаваемого от ждущего мультивибратора и наличии на первом его входе короткого импульса, подаваемого от выпрямителя, на резисторе, соединенном с выходом логического элемента, формируется короткий импульс. И так как короткие импульсы непрерывно поступают от выпрямителя в процессе всего торможения автомобиля на стенде, то предполагается, что данный процесс до полной остановки роликов стенда длится не менее 20 с.

Полученная на выходе логического элемента последовательность коротких импульсов подается на счетный вход электронного суммирующего счетчика, с помощью которого подсчитывается число импульсов, поступивших на счетный вход, и на выходе счетчика результат счета преобразуется в восьмиразрядный цифровой код, который регистрируется с помощью светоизлучающих диодов.

Как показал опыт, рассматриваемый цифровой измеритель тормозного пути хотя и отличается простотой изготовления и невысокой стоимостью, но имеет очень высокую точность измерения. Его применение в практических целях, безусловно, увеличит вероятность безотказной работы тормозной системы автомобиля, прошедшего диагностический стенд.



## ИНФОРМАЦИЯ

### *Из истории отечественного автомобилестроения*

УДК 629.114.6

#### **АВТОМОБИЛИ "ИЖ"**

Канд. техн. наук **К.С. ИВШИН, А.Р. РОМАНОВ**  
Ижевский ГТУ (3412. 47-90-03)

*Рассматриваются этапы формирования дизайна автомобилей "Иж".*

**Ключевые слова:** проектирование, автомобиль, конструкция.

Ivshin K.S., Romanov A.R.

VEHICLES IZH

*Stages of the shaping the design of vehicles Izh.*

**Keywords:** design, car, construction.

В первой половине 1960-х гг. в СССР начался очередной этап развития автомобильной промышленности. Социально-экономическая программа предусматривала в первую очередь легковое автомобилестроение. В связи с чем было принято решение о строительстве нескольких автозаводов, рассчитанных на производство лицензионной модели и отечественных моделей. Поэтому сразу начались реконструкция ГАЗа, подготовка к реконструкции "Москвича" и расширение производства ЗАЗа.

В социально-экономической программе было записано также, что предприятия оборонной промышленности, к которому относился "Ижмаш", обязали производить товары народного потребления. Причем на такую же сумму, что и продукцию оборонного назначения. А это было очень выгодно Министерству оборонной промышленности СССР: такие товары становились источником дополнительного дохода. Особенно если это не требовало существенной перестройки. Поэтому 25 июня 1965 г. Миноборонпромом СССР был подписан приказ об организации на "Ижмаше" автомобильного производства.

Такому решению способствовало много факторов: высокий промышленный потенциал предприятия (прежде всего в металлургии и машиностроении), многолетний опыт мотоцикlostроения, наличие грамотных специалистов и квалифицированных рабочих, а главное – имеющийся опыт в области автомобилестроения. Дело в том, что еще в 1932 г. НКТП выдал "Ижстальзаводу" заказ на изготовление не только пяти мотоциклов, но и пяти микролитражных автомобилей НАТИ-2 – преемника автомобиля НАМИ, разработанного в 1927 г. той же группой конструкторов К.А. Шарапова, поэтому, естественно, имели много общего с ним. В частности, оба имели хребтовую раму, оснащались двигателем с принудительным воздушным охлаждением.

Предприятие с заказом справилось. И не только. Его специалисты сумели очень быстро адаптироваться к непрерывно меняющейся обстановке. Например, первый вариант автомобиля был рассчитан на двигатель с верхним расположением клапанов, а второй – с нижним. И такой переход практически не сказался на темпах изготовления автомобиля. Правда, фронт для творчества был не особенно широким: чтобы удешевить автомобиль, приходилось использовать детали и узлы, применяемые на серийных автомобилях ГАЗ, в том числе колеса, элементы электрооборудования, рулевое колесо, тормоза. Тем не менее даже при таких скудных возможностях и при том, что производство прототипов финансировала не общественная организация "Автодор", занимавшаяся пропагандой идеи автомобилизации страны, предприятие сумело построить даже не один, а три модификации НАТИ-2 – четырехместный фаэтон, пикап (рис. 1) грузоподъемностью 500 кг и двухместный родстер (рис. 2) на короткобазном шасси. (Все они, кстати, в 1932 г. участвовали в параде на Красной площа-

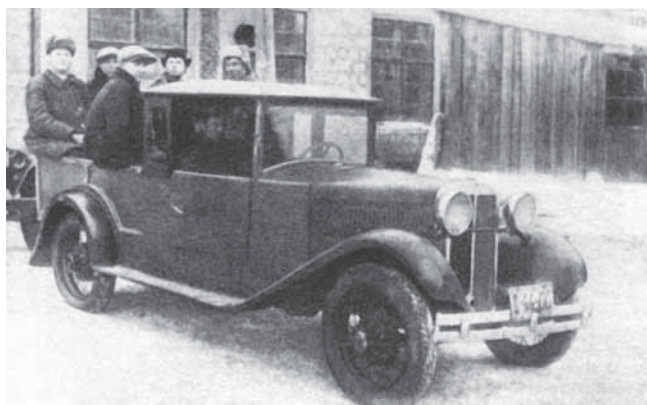


Рис. 1. "НАТИ-2 пикап" (1932 г., фото С. Канунникова)

ди.) Но на производство ни один из них не был поставлен и совсем не по причине их несовершенства.

В итоге к идее организации производства легковых автомобилей возвратились лишь в 1965 г. Именно тогда коллективу "Ижмаш" было поручено организовать выпуск автомобиля "Москвич-408", а затем и "Москвич-412". В связи с чем сразу же в на базе СКБ-61 по автомобилям создали самостоятельное головное конструкторское бюро по автомобилям (ГКБ-88), а в 1970 г. – ГКБ-336. Его задачами стали ведение конструкторской документации на автомобиль "Москвич" и обеспечение ею всех заводов, привлеченных к его изготовлению; координация работ с отделом главного конструктора АЗЛК, а также технических служб и привлеченных заводов; совершенствование выпускаемых моделей и разработка моделей новых.

Например, в одно время с принятием решения о строительстве автозавода в Ижевске отраслевой проектно-технологический НИИ "Прогресс" предложил создать перспективную модель автомобиля рамной конструкции, чтобы таким образом решить вопрос производства крупных деталей кузова без глубокой вытяжки на многотонных прессах, т.е. методом гибки и прокатки. При осуществлении этого замысла сократились бы валютные ассигнования на закупки импортного оборудования и оснастки. Для решения этой задачи была создана группа конструкторов и технологов, в которую вошли В.В. Крупин, А.Д. Ильинов, И.К. Постников, В.П. Мезин, Б.А. Кют, Е.А. Штабский. Возглавил работу В.П. Камзолов. И они блестяще ее решили, применив узловой принцип. При этом особое значение придавалось технологичности: поскольку рама объединяет основные узлы, то это позволило расчленить крупные детали кузова, а стало быть, применить для их изготовления



Рис. 2. "НАТИ-2 родстер" (1932 г., фото С. Канунникова)



Рис. 3. Опытный образец малолитражного автомобиля "ЗИМА" (1965 г.)

оборудование и оснастку, посильные в изготовлении для отечественной промышленности.

В результате за пять месяцев, с августа по декабрь 1965 г., работники отдела автомобилестроения спроектировали и изготовили первый опытный образец малолитражного автомобиля (рис. 3), который неофициально получил название "ЗИМА" (Завод ижевских малолитражных автомобилей).

На нем, по сравнению с "Москвичами", число дверей сократилось до двух. Некоторые же элементы были оставлены без изменения (например, каркасы дверей, капот, стекла). Панели кузова изготавливались методом прокатки и гибки. Поэтому, а также из-за отсутствия специального опыта у проектировщиков передняя часть выглядела, по сравнению с моделью МЗМА, в общем-то устаревшей.

В итоге пришлось идти дальше: уже в марте 1966 г. изготовили второй опытный образец – "ЗИМА-II", который был четырехдверным и более современным с точки зрения решения передней части, имел сдвоенные передние фары и отличающиеся от "Москвича" обводы передних и задних крыльев. Ряд усовершенствований внесли конструкторы в салон, электрооборудование и другие узлы.

В 1966 г. ГКБ-88 с ВНИИТЭ начали работы по созданию автомобиля седан-универсал, опытный образец которого "Иж-ВНИИТЭ", или "Иж-ТЭ", был изготовлен в 1968 г. Дизайн кузова разрабатывала объединенная рабочая группа, в которую входили В.А. Абрамян, В.И. Арямов, Э.Р. Молчанов, А.С. Ольшанецкий, Ю.А. Долматовский, Л.А. Кузьмичев, Т.А. Щепелева, И. Александров, Л. Тарасов (в источниках отчество не указано), Г.М. Коряковцев. Функционально модель созданного ими варианта (рис. 4) развивала идеи, заложенные в предыдущих моделях "ВНИИТЭ-ПТ". Но назначение автомобиля изменялось: вместо такси он должен стать автомобилем индивидуального использования.

Однообъемный кузов с максимальным использованием пространства уступил место более привычной внешности с выраженным объемом капота. В его конструкции были и другие особенности: крупные плоскости и динамичная боковина кузова, переходящая в трапециевидную заднюю стойку, цельная наклоненная плоскость облицовки радиатора, блок-фары под единым стеклом; широкие сдвижные двери с верхней навеской (на поисковом макете применялись распашные двери); вертикальные задние фонари на

высоту боковины; малая погрузочная высота багажника; раздельные передние и раскладывающиеся задние сиденья, что позволяло использовать автомобиль для перевозки грузов; меньшие, чем у "Москвича", габаритные размеры при такой же (5 чел.) вместимости.

В том же 1966 г. на базе узлов и агрегатов автомобиля "Москвич-412" был изготовлен и прошел конструкторские испытания первый опытный автомобиль "Иж-1500", ставший прототипом автомобиля "Иж-2125 Комби" – первого в СССР серийного автомобиля с комбинированным грузопассажирским кузовом типа хэтчбек.

Первый вариант его кузова имел большой угол наклона и невысокий разъем пятой двери. Кроме того, в процессе испытаний выявилась необходимость усиления его задней части. Поэтому серийные "Иж-Комби", которые, по замыслу, предназначались для туризма и междугородных поездок, имели большие погрузочную высоту и удлиненную крышу, объемный багажник, раскладывающиеся сиденья и мощную светотехнику.

Над внешним видом автомобиля работали такие опытные дизайнеры, как В.Е. Благоразумов, Б.М. Аверьянов, Р.Г. Глушко и Г.М. Коряковцев. Они сделали все, чтобы в "Иж-Комби" сочетались комфортабельность седана со способностью перевозить малогабаритные предметы, загружаемые через пятую дверь. Причем впервые в практике отечественного автомобилестроения. Это уже потом, значительно позднее, трех- и пятидверные легковые автомобили стали выпускать на ВАЗе (ВАЗ-2108, 1984 г.), АЗЛК (АЗЛК-2141, 1986 г.) и ЗАЗе (ЗАЗ-1102, 1988 г.). Кроме того, в модели были и другие доработки прототипа – усовершенствованный генератор; новые светосигнальные приборы (фары типа "европейский луч"), отвечающие международным требованиям; съемно-переносной радиоприемник и т.д. В итоге "Иж-2715" и "ИЖ-27151", созданные на базе "Москвич-412", стали первыми в СССР крупносерийными фургоном и пикапом.

1970 г. дал очередную модель – "Иж-5" (совместная с НАМИ разработка). И тоже первую в СССР. Это был малолитражный полноприводной автомобиль с несущим кузовом (более ранние разработки ГАЗа и АЗЛК были модифицированными заднеприводными либо рамными). Его оригинальная раздаточная коробка имела один рычаг управления, которым подключали передние колеса и пониженный ряд передач. Однако был изготовлен лишь один его экземпляр: разработчики были вынуждены ориентироваться на возможности завода и проектировали кузовные панели так, чтобы в производстве обойтись без мощных прессов и глубокой вытяжки листовой стали. Поэтому к его концепции удалось возвратиться лишь в 1972 г. В результате появился опытный образец "Иж-14" (рис. 5) – первый в СССР легковой автомобиль повышенной проходимости с несущим кузовом (конструкторы В.А. Абрамян, Н.И. Слесаренко, дизайнер В.А. Савельев).

Как известно, ВАЗ в это же время работал над своей версией аналогичного транспортного средства – автомобилем ВАЗ-Э2121, имевшем открытый утилитарный кузов (цельнометаллический существовал только в пластилиновом макете).

Обе модели в 1974 г. прошли испытания на полигоне НИЦИАМТа. В результате решение было принято в пользу ВАЗа, а все работы по "Иж-14" остановили: он проигрывал по динамическим характеристикам, а конструкция была мало унифицированной с "Москвич-412". Тем не менее опыт, полученный при его проектировании, не пропал и был использован при создании в 1990-х гг. полноприводных модификаций на базе "Иж-2126". При этом художники-конструкторы сумели уйти от утилитарности во внешнем виде и примитивизма в изготовлении. Например,



Рис. 4. Автомобиль индивидуального использования "Иж-ВНИИТЭ" ("Иж-ТЭ", 1967 г.)

В.А. Савельев предложил художественное решение, близкое к решению моноприводного легкового автомобиля: гнутое лобовое стекло, штампованные панели сложного профиля. Дело в том, что плоские поверхности того же "Иж-5" и других полноприводных легковых автомобилей того времени имели лишь одно достоинство – простоту изготовления, но обладали множеством недостатков: панели кузова начинали изгибаться, колебаться или их приходилось усиливать специальными ребрами и подштамповочными нишами. Увеличение же толщины листа ухудшало внешний вид кузова и повышало его материалоемкость. Поэтому нужны были выпуклые поверхности, получаемые методом неглубокой вытяжки: они значительно жестче и эстетически ценнее. В частности, задача стиливого решения автомобиля легко осуществлялась нюансировкой деталей. Скажем, дефлекторы системы вентиляции салона размещались на задних стойках группами по три отверстия ("Иж-13"); передние указатели поворота и габаритные огни располагались вертикально ("Иж-2125", "Иж-13" и "Москвич-412" после модернизации 1982 г.); подоконная линия имела явный подъем в районе задней стойки ("Иж-ТЭ", "Иж-5", "Иж-13"). Короче говоря, художники-конструкторы "Ижмаш" впервые начали применять элементы продуманного фирменного стиля.

В 1972 г. был построен и опытный образец переднеприводного пятидверного хэтчбека "Иж-13" (рис. 6), по своей конструкции максимально унифицированный с автомобилем "Москвич-412". Его кузов был рассчитан на пять человек, имел лучшие, чем у прототипа седана, аэродинамические характеристики и отличался более высокой практичностью: складывающиеся задние сиденья позволяли пере-



Рис. 5. Автомобиль повышенной проходимости "Иж-14" (1972 г.)

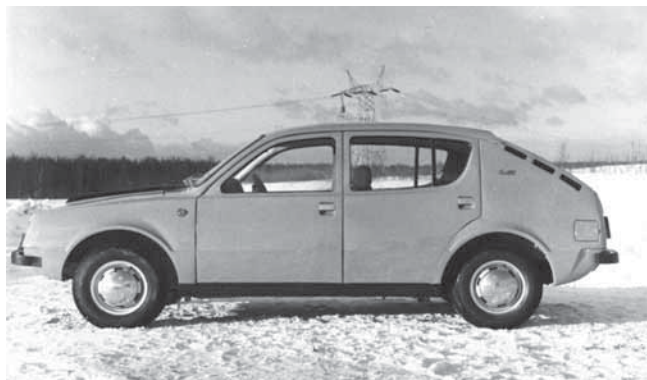


Рис. 6. Опытный образец переднеприводного пятидверного хэтчбека "Иж-13" (1972 г.)

возить длинномерные грузы, что делало его более пригодным для длительных поездок за городом и туризма.

После прекращения работ по переднеприводным моделям КБ сосредоточилось на автомобилях с классической компоновкой. Так, в 1974–1976 гг. группа дизайнеров (С.С. Зорин, Б.М. Аверьянов, В.А. Савельев, Г.Я. Глухов, А.С. Палагин) разработала автомобиль "Иж-19 Старт", в котором классическая компоновка сочеталась с новым динамичным кузовом. Его стилистическое решение (рис. 7) приближено к спортивному направлению: общие граненые формы и силуэт, построенный резкими ломаными линиями; сдвоенные круглые фары; люк в крыше; спойлер над задней дверью. Колористическое решение подчеркивает спортивный характер: контраст желтого и черного использовался в серийном мотоцикле "Иж-Планета-Спорт" и во многих спортивных автомобилях тех лет.

В 1976 г. завод начал работу над пятидверным заднеприводным хэтчбеком (автор дизайна – В.А. Савельев). От "Иж-19" он отличался наличием глухого окна в задней стойке. Рисунок боковых стекол должен был, по замыслу автора, ассоциироваться с древнерусской архитектурой, такими ее элементами, как шатровые крыши и купола-луковки. Попытка привнести "русский стиль" удачно сочеталась с конструктивным решением силового каркаса, при котором широкие рамки узких задних дверей выглядят, как каркас безопасности.

Из интересных конструктивных решений выделяются также цельноштампованные двери, разъемы на крыше, внутренние водостоки. И также то, что салон спроектирован широким, как для автомобиля классом выше. Поэтому



Рис. 7. Автомобиль "Иж-19 Старт" классической компоновки

для снижения аэродинамического сопротивления лобовое стекло сильно наклонено, а боковые выполнены гнутыми.

Следующим прототипом пятидверного хэтчбека классической компоновки с остеклением задней стойки стал "Иж-2126 Т" (технический проект 1976 г.). Основным принципом его компоновки – модульность. Яркая выразительная геометрическая форма (рис. 8) должна была максимально использовать внутреннее пространство, а также обеспечивать возможность создания большого числа модификаций (седан, купе, фургон) с минимальными затратами. Увеличенная площадь остекления функционально обусловлена стремлением улучшить обзорность и сделать салон визуально более просторным. Плоские поверхности позволяли автоматизировать процесс подготовки поверхности к окраске, собственно окраски, а также мойки в процессе эксплуатации. Машина при компактных внешних габаритных размерах имела вместительный для своего времени и класса салон. Расстояние от педали акселератора до спинки заднего сидения у "Иж-2126" было таким же, как у ГАЗ-3110.

В 1970-х гг. типичными решениями, выполненными на "Иж-2126" по моде того времени, стали профиль кузова с клинообразной передней частью и ниспадающей дверью багажника, увеличенный передний свес, прямоугольные фары и фонари. Автозаводы не чурались и блок-фар с вертикальным размещением габаритных огней и указателей поворота под единым стеклом; характерными были и такие решения, как плавно изогнутый профиль крыши, работающий по принципу арочного перекрытия, скругления углов боковых окон, горизонтальное членение профиля автомобиля подштамповкой, расположенной ниже середины его профиля. Да и сам профиль представлял собой компромисс между стремлением обеспечить антропометрическое пространство и сократить материалоемкость, а также площади поперечного сечения. Визуально ощущение силового каркаса безопасности усиливалось широкими стойками (визуальная концентрация напряжения меньше, чем в узких стойках). Выпуклый профиль дверей позволял опускать стекла полностью.

Бамперы и облицовка радиатора "Иж-2126" были окрашены в черный цвет, что удешевляло производство и соответствовало общей тенденции в технической эстетике – сокращению числа хромированных элементов, так как считалось, что зеркальные хромированные детали нарушают цельность формы. Черные же бамперы позволяли визуально акцентировать внимание на элементах безопасности.

Из соображений аэродинамики и травмобезопасности закрыли ручки дверей. Пассивная безопасность достигалась также за счет отделки салона пластиком, примене-



Рис. 8. Пятидверный хэтчбек "Иж-2126" (технический проект, 1977 г.)

ния травмобезопасного рулевого колеса с утопленной ступицей, наклонных передних стоек в сочетании с дуговым профилем крыши, которые при фронтальном столкновении работают как жесткие арочные перекрытия, оставляя жизненное пространство в салоне.

В 1990-х гг. КБ "Ижмаш" разрабатывало различные варианты модернизации заднеприводного шасси, т.е. грузовые и грузопассажирские автомобили, где такой привод был и остается предпочтительным. Так, в 1991 г. был построен образец заднеприводного минивэна "Иж-042", однообъемный кузов которого был выполнен по каркасно-панельной схеме и вмещал семь человек. Он имел черты, характерные для легковых автомобилей конца 1980-х — начала 1990-х гг.: ярко выраженное горизонтальное членение, вклеенные окна, визуальное объединенные в охватывающий кузов пояс (дизайнер — А.С. Палагин). Но в производство он по вполне понятным причинам не пошел. Художественно-конструкторские работы, можно сказать, прекратились. И только в 2003 г. была создана электронная модель переднеприводного автомобиля "Игерман" класса В+ (дизайнеры С.Н. Самохвалов, В.Х. Гусманов), которая отличалась большой вместимостью при малых габаритных размерах и универсальностью. Был предложен фирменный стиль автомобиля "Иж", выраженный в обтекаемой передней части с интегрированными в капот фары головного света, акцентированными ребрами жесткости вдоль водостоков крыши, боковине с поднимающейся подоконной линией.

Выйдя из под контроля миноборопрома, Ижевский автозавод не только обрел независимость, но и оказался в тяжелом экономическом положении. Новый собственник ("Группа СОК") попытался вдохнуть в предприятие новую

жизнь, и это ему удалось. Однако в дальнейшем вместо развития и оптимизации собственных конструкций был принят курс на сборку чужих моделей. В итоге завод оказался на грани банкротства и теперь выкуплен "АвтоВА-Зом" как готовая сборочная площадка. Бывшими же работниками КБ "Ижмаш" были созданы самостоятельные проектные организации — ООО "Инженерный центр "i-Дизайн", ООО "Трансинжиниринг", ООО "Биотехнологджи" и др. Ведь несмотря на то, что разработки дизайнеров "Ижмаша" ставились на конвейер редко, от его художественно-конструкторского отдела остались высококвалифицированные кадры, образовательные центры, материально-техническая и производственная базы. Это позволили в 2009 г. создать Научно-образовательный центр (НОЦ) "Развитие дизайна и инжиниринга промышленных изделий в Удмуртской Республике" (руководитель — В.А. Умняшкин), который способен обеспечить производство высокоэстетичных конкурентоспособных товаров народного потребления, потому что объединяет все научные силы республики. Основные направления его деятельности: методологические основы дизайна промышленных изделий и транспортных средств, экологически чистый городской транспорт; эргономическое проектирование оружия двойного назначения; эргономическое проектирование транспортных средств; системы автоматизированного проектирования в дизайне (электронное геометрическое моделирование, прочностной анализ и визуализация); проектирование современных и традиционных деревянных конструкций; материаловедение в современном дизайн-проектировании; технология быстрого моделирования и изготовления изделий.

## Коротко о разном



Концерн "Шелл" открыл комплекс по производству смазочных материалов в г. Торжке Тверской области. Это один из крупнейших подобных предприятий концерна, на нем будет производиться до 200 млн л (около 180 тыс. т) смазочных материалов в год. Для обслуживания комплекса создано 150 рабочих мест для российских граждан. Предприятие будет поставлять на российский рынок полный ассортимент высококачественных смазок для легковых автомобилей, коммерческого транспорта и промышленности. Причем промышленные предприятия смогут получать крупные партии высококачественной продукции "Шелл" "наливом", что позволит экономить время и затраты на доставку и хранение. В перспективе возможно расширение поставок на рынки соседних стран. Все производственные процессы на заводе автоматизированы и управляются на всех этапах из

диспетчерской. Как и на всех подобных комплексах по производству смазочных материалов концерна "Шелл", здесь создана лаборатория сквозного анализа и контроля качества выпускаемой продукции на всех этапах производственного процесса, в которой будут трудиться пять квалифицированных специалистов. В планах "Шелл Лубрикантс" Россия является одним из приоритетных направлений, так как это пятый крупнейший мировой рынок смазочных материалов после США, Китая, Индии и Японии.

...

С ноября 2012 г. покупатели грузовых шин должны получать информацию о показателях сопротивления качению, торможения и внешнего шума, которая будет наноситься на специальную этикетку. В левом верхнем углу её приводятся сведения о топливной экономичности, которая оценивается классами по шкале от А до G. В правой части подобным образом отображается информация о торможении на мокрой дороге. В нижней части — сведения об

уровне шума, создаваемого шиной. Ответственность за испытание шин по этим параметрам возложена на производителя при условии выборочного контроля государственных органов. Так, например, на этикетке новой универсальной шины для прицепов "Гудйир MST II" указаны классы: по сопротивлению качению — С и по сцеплению с мокрой дорогой — В; шумность данной шины обозначена двумя штрихами и величиной 72 дБа.

...

"Мицубиси" представила на парижском автосалоне новый электроавтомобиль с увеличенным запасом хода — полноприводный "Аутлендер PHEV" (Outlander Plug-in Hybrid EV), который может заряжаться от обычной розетки и от бортовой зарядной станции CHAdeMO (с двигателем внутреннего сгорания), а также в процессе рекуперации энергии при торможении. При этом автономный запас хода машины составляет более 880 км, что позволяет рассматривать ее как полноценный электроавтомобиль, а не "гибрид".

...

Компания "Бош" пересмотрела свою деятельность в области разработки и производства батарей для гибридных и электрических транспортных средств. Сегодня в связи с изменением конъюнктуры рынка "Бош" может использовать и развивать собственный потенциал с максимальной эффективностью.

По этой причине совместное с "Самсунгом" предприятие SB "ЛиМотив" будет расформировано. Сотрудничество между партнерами будет построено таким образом, чтобы гарантировать продолжение всех текущих разработок и поставок. Кроме того, стороны договорились предоставлять друг другу возможность использовать патенты. Аккумуляторное направление бизнеса будет передано "Бош", включая такую важную его составляющую, как система контроля и управления аккумулятором. Также к

компании "Бош" отойдет дочернее предприятие SB "ЛиМотив–Германия" в Штутгарте, которое специализируется на системных разработках, системах контроля и управления батареями, разработке прототипов, маркетинге и продажах. То же самое произойдет с компанией "Кобасис" — дочерним предприятием, которое дислоцировано в городах Орион и Спрингборо, США.

"Бош" намеревается и в дальнейшем расширить свою деятельность, связанную с электрохимией и производством литий-ионных аккумуляторных батарей. В частности, планируется наладить более тесное сотрудничество со специалистами и высшими учебными заведениями для проведения научных исследований и опытно-конструкторских работ для разработки высокопроизводительных аккумуляторных батарей. Кроме того, в планах компании — создание европейской сети, объеди-

няющей специалистов по аккумуляторам. Это позволит развивать бизнес, не только связанный с аккумуляторными для электромобилей, но и со стационарными устройствами для хранения энергии.

Еще одна важная составляющая стратегии "Бош" — создание производственных мощностей в Европе с целью объединять "ноу-хау" немецких и других европейских поставщиков в строительстве комплексных производственных мощностей, а также в изготовлении продукции.

Ведущий мировой поставщик автокомпонентов, компания "Бош", стремится также стать лидером и на рынке аккумуляторных технологий для гибридных и электрических транспортных средств. Компания ежегодно вкладывает 400 млн евро в развитие сегмента электромобилей. В этом направлении бизнеса в настоящее время занято более 1100 сотрудников, включая 300 специалистов в Штутгарте и в США.

## Содержание

### ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- Дякин Б.Г., Аленина Е.Э., Пасхина А.В. — Отраслевой аспект развития рынка отечественных автокомпонентов . . . . . 1
- Грузинов В.П., Астафьева И.А. — Методика оценки эффективности управления компанией с учетом реализации интересов участников корпоративных отношений . . . . . 3

### КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

- Иванов Е.П. — Двигатель с кольцевым цилиндром . . . . . 10
- Фасхиев Х.А., Павленко П.Д. — Типовая модель нагружения строительных самосвалов . . . . . 13
- Яковлев П.В., Драгунов Г.Д. — Динамика трансмиссии полноприводного автомобиля с новой раздаточной коробкой . . . . . 17
- Кузнецова Н.А., Тетюшев А.А., Шандыбина И.М. — Принципы построения динамических моделей планетарных передач . . . . . 20
- Козлов В.И. — Вычисление моментов инерции полушара относительно произвольной оси . . . . . 22

### ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

- Судакова В.А. — Компьютерное диагностирование зубчатых и фрикционных элементов трансмиссий АТС в движении . . . . . 23
- Дубовик Е.А. — Расчетное определение срока службы восстановленных моторных масел . . . . . 28

### ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

- Лапин В.В., Филимонов В.И., Филимонов С.В. — Силовые факторы, действующие при формовке в роликах профилей для автомобилестроения . . . . . 30
- Герашенко В.В., Трофименко И.Л., Вепринцев Н.В., Куклин В.С. — Цифровой измеритель тормозного пути для инерционных тормозных стенов . . . . . 34

### ИНФОРМАЦИЯ

#### Из истории отечественного автомобилестроения

- Ившин К.С., Романов А.Р. — Автомобили "ИЖ" . . . . . 35
- Коротко о разном . . . . . 39

### Главный редактор Н.А. ПУГИН

#### РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И.В. Балабин, С.В. Бахмутов, О.И. Гируцкий, В.И. Гладков, М.А. Григорьев, А.С. Ковриин, Р.В. Козырев, С.М. Круглов, Ю.А. Купеев, Г.И. Мамити, В.А. Марков, А.В. Николаенко, Э.Н. Никульников, В.И. Пашков, В.А. Сеин, Н.Т. Сорокин, А.И. Титков, В.Н. Филимонов

#### Белорусский региональный редакционный совет:

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

Технический редактор Андреева Т.И.

Корректоры: Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.

Сдано в набор 04.09.2012. Подписано в печать 16.10.2012.

Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,43.

Отпечатано в ООО "Белый ветер".

115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4.

#### ООО "Издательство Машиностроение"

Адрес издательства и редакции:

107076, Москва, Стромьинский пер., 4

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

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

www.mashin.ru www.avtomashin.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.