

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

ISSN 0005-2337

№ 9 0 2011





# АНАЛИТИЧЕСКАЯ И КОНСАЛТИНГОВАЯ КОМПАНИЯ ОАО "АСМ-ХОЛДИНГ"

Легковые автомобили / Грузовые автомобили / Автобусы / Троллейбусы

/ Тракторы / Комбайны / Специальная техника / Прицепная техника / Коммунальная техника / Компоненты

## АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ, ТРАКТОРНОЕ И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ РОССИИ И ДРУГИХ СТРАН СНГ

Аналитическая и консалтинговая компания «АСМ-холдинг» создана в 1991 году на базе Министерства автомобильного и сельскохозяйственного машиностроения СССР.

Общество ведет непрерывный мониторинг отчетных показателей деятельности предприятий, получаемых, в основном, «из первых рук», т.е. непосредственно от производителей. Наличие ретроспективных рядов этих показателей, начиная с 1990 года, позволяют ОАО «АСМ-холдинг» не только проводить текущий анализ процессов, происходящих в автотракторном и сельскохозяйственном машиностроении, но и прогнозировать развитие этой отрасли в России на краткосрочную и среднесрочную перспективу.



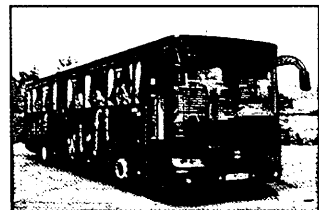
### АНАЛИЗ И ИССЛЕДОВАНИЕ ДАННЫХ АВТОПРОМА

МИРОВОЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ РЫНОК  
АВТОМОБИЛЬНЫЙ РЫНОК РОССИИ  
АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ РОССИИ  
ПРОИЗВОДСТВО И ПРОДАЖИ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ  
ПРЕДПРИЯТИЯМИ РОССИИ И ДРУГИХ СТРАН СНГ  
ИМПОРТ-ЭКСПОРТ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ  
ПРОИЗВОДСТВО СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНОЙ И ДРУГОЙ ТЕХНИКИ  
СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ



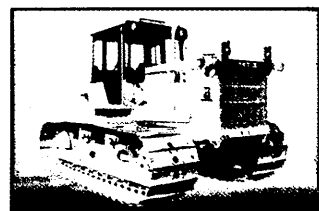
### АНАЛИЗ И ИССЛЕДОВАНИЕ ДАННЫХ СЕЛЬХОЗМАШИНОСТРОЕНИЯ

ТРАКТОРНОЕ И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ  
РОССИИ И ДРУГИХ СТРАН СНГ  
– Рынок тракторов в России по тяговым классам  
– Рынок комбайнов в России  
ИМПОРТ-ЭКСПОРТ ТРАКТОРОВ, КОМБАЙНОВ И СЕЛЬХОЗТЕХНИКИ



### ПЕРИОДИЧНОСТЬ ВЫХОДА И ФОРМАТ ОБЗОРА

– Ежемесячные сборники на русском или английском языках  
– В печатном или электронном виде



### ИНФОРМАЦИОННЫЕ УСЛУГИ

Маркетинговые отчеты по производителям и видам техники  
Индивидуальные исследования и выборки данных  
Оперативные данные по запросам  
Организация совещаний, выставок, семинаров и других деловых мероприятий в собственном конференц-зале

Компания «АСМ-холдинг» является членом Торгово-промышленной палаты Российской Федерации и членом НП «Объединение автопроизводителей России»

Москва, Кузнецкий мост 21/5  
www.asm-holding.ru / e-mail: inf@asm-holding.ru  
Вологодская область, г. Вологда, универсальная научная библиотека  
67 (495) 626-0471, 628-0884  
www.booksite.ru



## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 338.27

### СОВРЕМЕННЫЕ ПУТИ РАЗВИТИЯ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

С.В. ШИРОКОВ, А.Н. КИРИЛОВСКИЙ, Д.В. БАШКАЕВ

Московский институт экономики, менеджмента и права  
(Нижегородский филиал);

Нижегородский ГТУ имени Р.Е. Алексеева (8.903. 607-74-45)

*Проведен анализ корреляционной зависимости объема продаж автомобилей и ВВП. Проанализированы факторы, воздействующие на объем продаж, на примере североамериканского и российского автомобильных рынков. Представлен прогноз дальнейшего направления развития мировой автомобильной промышленности с учетом современных инновационных преобразований.*

**Ключевые слова:** автомобильная промышленность, валовой внутренний продукт (ВВП), прогнозы продаж, автомобильный рынок, факторный анализ, инновации в автомобилестроении.

Shirokov S.V., Kirilovskiy A.N., Bashkaev D.V.

CURRENT WAYS OF DEVELOPMENT OF AUTOMOTIVE INDUSTRY

*In article is carried out the analysis of correlation dependence of a sales volume of cars and gross national product. There are analyzed factors influencing a sales volume, on an example of the North American and Russian automobile markets. The further trend of development of world automobile industry is forecasted taking into account modern innovative transformations.*

**Keywords:** automobile industry, gross domestic product (GDP), forecasts of sales, the automobile market, the factorial analysis, innovations in automotive industry.

В современном мире автомобильная промышленность любой страны играет важную роль в формировании ее ВВП. Так, в 2010 г. объем рынка новых автомобилей в России составил 60 млрд долл. — ~7 % ВВП [1], а если учесть затраты населения на техническое обслуживание автомобилей, то 11 %. Но в 2008 г. произошел резкий спад продаж автомобилей в мире: в среднем рынок потерял 35 % своего объема, а отдельные производители (например, "Сузуки" на рынке США) — 78 %. Правда, к настоящему времени мировая экономика выходит из кризиса. Каковы же на этом фоне состояние и перспективы мировой автомобильной промышленности? Есть ли какая-то корреляционная зависимость ее развития от общепринятых макроэкономических показателей — таких, как ВВП, доходы и уровень занятости населения?

Да, такая связь есть. Что подтверждает рис. 1, на котором представлена корреляция между мировым ВВП и объемом продаж автомобилей за последние несколько лет. Из него, например, следует, что зависимости объема продаж автомобилей от объема ВВП различаются: при свободном (до экономического кризиса 2008 г.) рынке и при поддержке правительствами разных стран автопрома (во время кризиса) угловые коэффициенты разные. Однако корреляция осталась. При этом коэффициент детерминации очень велик, что свидетельствует о прямой зависимости автомобильной промышленности от ВВП. И это логично: являясь суммарным показателем состояния экономики, ВВП учитывает доходы населения, обеспеченность дорогами, развитость инфраструктуры и т. д. Причем такая связь родилась не сегодня. В чем легко убедиться, рассмотрев динамику роста автомобильного парка США (рис. 2) и факторы, влияющие на этот самый крупный в мире национальный рынок автомобилей [2].

Начиная с 1915 г. в США наблюдался резкий рост числа автомобилей, приходящихся на 1000 человек населения. Это было связано в первую очередь с технической революцией в автомобилестроении, создании конвейерного производства. Автомобиль из предмета

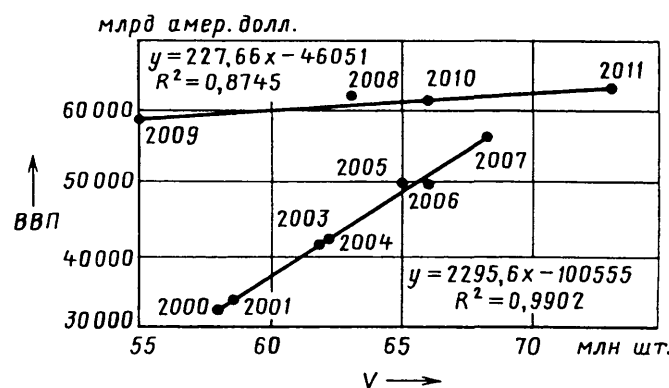


Рис. 1. Зависимость ВВП от продаж автомобилей на мировом рынке

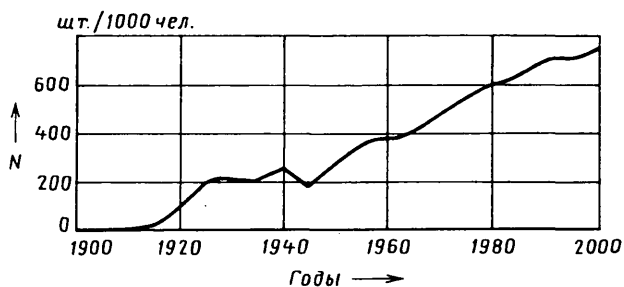


Рис. 2. Обеспечение населения США автомобилями

роскоши стал постепенно переходить в средство передвижения еще не так широко, но уже доступное многим слоям населения.

И так продолжалось вплоть до "черного четверга" 1929 г., когда ВВП страны стал резко падать и за весь период депрессии потерял ~30 % своего объема, а объемы продаж стали практически нулевыми и компенсировались лишь утилизированными машинами.

Такая ситуация сохранялась довольно долго, и в конце 1930-х годов началось небольшое оживление. Однако с началом Второй мировой войны рост автопарка снова прекратился, и даже наблюдалась отрицательная тенденция. Причина тому, правда, уже не экономическая: просто автомобильная промышленность была переориентирована на выпуск военных автомобилей, которые США поставляли по ленд-лизу или использовали сами.

По окончании Второй мировой войны США стали одной из самых богатых стран мира, доходы населения были высоки, и граждане охотнее стали покупать автомобили. Этому способствовало ускоренное развитие сетей автомагистралей и соответствующей инфраструктуры.

Однако к началу 1970-х годов автопарк Америки был сформирован, и даже наблюдалось снижение роста продаж автомобилей. Сказался и нефтяной кризис: он внес свои коррективы в развитие автомобильной промышленности страны: если раньше в моде были большие автомобили с мощными двигателями, то с начала 1970-х годов, при резком удорожании топлива, растет спрос на более экономичную технику. Особенно на автомобили, оснащенные автоматической трансмиссией, которая упрощает управление. И в 1980-х годах на автомобильном рынке США начинается настоящий бум.

Как видим, процесс развития автомобильной промышленности США был колебательным. Например, если в 1950-х годах темп роста выпуска составлял ~20 %, то уже в 1990-е — 12 %, а в начале нынешнего века — лишь 10 %. Что, впрочем, говорит только о том, что процесс обеспеченности населения товарами длительного пользования, в том числе автомобилями, описывается S-образной логистической функцией, асимптотически приближающейся к некоторому пределу [2], т. е. уравнением:  $Y_t = Y_{\max} / (1 + e^{a+bt})$ , где  $Y_t$  — величина обеспеченности данным товаром в любой  $t$ -й момент времени (год, пятилетие и т. д.);  $Y_{\max}$  — максимальная (предельная) обеспеченность данным товаром;  $e$  — основание натурального логарифма;  $a$  и  $b$  — константы уравнения.

Согласно ему, наиболее вероятная (с позиций имеющихся исходных данных) предельная обеспеченность

населения США автомобилями сейчас может быть признана равной 850 автомобилям на 1000 жителей. Это означает: доля продаж, создающая прирост автопарка за счет роста обеспеченности населения автомобилями, в ближайшее время будет сокращаться и не станет потенциальным источником увеличения этой доли. Дело в том, что спрос можно разделить на два типа: первая покупка (автомобиль покупается впервые за счет увеличения доходов граждан, численности населения, а также влияния на покупку таких факторов, как расширение и улучшение качества дорожной инфраструктуры, развитие пригородов крупных городов и т. д.) и повторная покупка (автомобиль покупается взамен выбывшего).

Очевидно, что в США первый тип спроса сокращается и не сводится к нулю только за счет того, что в стране устойчиво увеличивается численность населения: доля этого спроса стабильно составляет 10—12 % ежегодного объема продаж массовых автомобилей (~2 млн шт. в год за последние десятилетия). Поэтому основной спрос формируется за счет второго фактора. Что менее надежно.

В России автомобильный рынок еще "молод", а объем автопарка, по мировым оценкам, невелик. Так, программа развития автомобильной промышленности предусматривает, что наш автопарк к 2020 г. достигнет 39 млн ед., т. е. ~290 автомобилей на 1000 человек [3].

Рассмотрим (рис. 3) тенденции развития отечественного автомобильного рынка с учетом этого и данных Росстата [4].

Плановая экономика СССР до 1991 г. сопровождалась значительным дефицитом на автомобильном рынке страны. Но с 1991 г. границы России открылись для ввоза поддержанных и новых иномарок, поэтому темпы роста автопарка резко возросли. Однако после дефолта августа 1998 г. этот рост временно прекратился, и только с 2000 г. происходит некоторое оживление автомобильного рынка. Кроме того, на него постепенно приходят зарубежные производители, собирающие автомобили уже на территории России. Постепенно растут и доходы населения. Широко распространяется автокредитование, что выводит авторынок на новую "волну" роста, которая, к сожалению, в мировой кризис 2008 г. быстро спала. Например, в 2009 г. продажи новых автомобилей, по сравнению с 2008 г., упали на 50 %. Затем, в 2010 г., рынок вышел на докризисные показатели, чему во многом способствовала программа утилизации старых автомобилей. И если воспользоваться приведенным выше уравнением, то к 2020 г. обеспеченность населения автомобилями составит не 290, а ~400 шт. на 1000 человек.

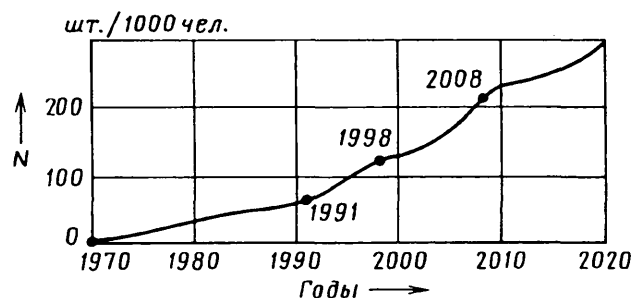


Рис. 3. Обеспеченность населения России автомобилями

Это, конечно, гораздо ниже, чем в США. И тому есть причины. Главные из них две — низкие доходы населения и необеспеченность автодорогами. Кроме того, сказывается и то, что при росте доли продаж зарубежных автомобилей наблюдается дефицит запасных частей к ним, а их техническое обслуживание достаточно дорого для населения.

Таким образом, США и Россия — типичные представители двух крайних классов мировых рынков автомобилей — развитых и развивающихся.

Объем первых уже постоянен, и их рост возможен за счет роста населения, а также расширения использования альтернативных источников топлива в соответствии с новыми международными экологическими стандартами. Автомобили, работающие на водороде, а также электромобили — транспорт, развитие которого активно субсидируют правительства США, Японии и стран ЕС. Например, в США уже строятся водородные станции и "водородные коридоры" между крупными городами. Есть и переходный вариант: все крупные автопроизводители выпускают гибридные автомобили, которые станут на ближайшие десятилетия основными.

Объем развивающихся рынков, к которым относятся рынки России, Китая, Индии, стран Латинской Америки и др., характерен тем, что плотность автомобилей в этих странах невелика, продажи растут за счет роста доходов населения и расширения сети автодорог. Во многие из этих стран будут перемещены производства устаревших и экологически неэффективных автомобилей с ДВС. Их выпуск будет неуклонно расти. Например, уже сейчас объемы производства автомобилей японских фирм за рубежом значительно превосходят объемы их производства внутри страны.

Тем не менее развитые страны, обладая необходимым экономическим потенциалом и технологиями, начинают развивать новое инновационное поколение высокотехнологичных и экологичных автомобилей, надеясь, что это позволит сохранить их автомобилестроительным отраслям свое положение в конкурентной борьбе. Так, за последнее десятилетие у них наблюдается рост производства водородных автомобилей и автомобилей на электрической тяге; активно разрабатывается нормативная база — международные директивы, стандарты и правила в области качества, экологии и технологий (например, ИСО/ТУ 16949:2002 г.) и уже продают автобусы, работающие на водородных элементах (правительство Исландии почти полностью заменило автобусный парк; в Лондоне, кроме автобусов, на водород переводят такси-кебы; российское правительство тоже намерено к олимпиаде 2014 г. заменить весь автобусный парк Сочи такими автобусами).

Что же касается "водородных коридоров", то они уже появились между крупными городами во многих странах мира. Это калифорнийские "водородные шоссе", имеющие 200 заправочных станций на главных дорогах штата; такое же шоссе в штате Нью-Йорк; канадский "водородный коридор" протяженностью 900 км между Монреалем и Виндзором; "водородное шоссе" в штате Иллинойс. Причем их будет все больше и больше. Примеры тому — сингапурская энергетическая программа; американо-канадский план, предусматривающий оснащение крупных городов заправочными станциями вдоль главных торговых дорог штатов Ма-

нитоба, Дакота, Миннесота, Айова, Висконсин; ведущееся строительство "водородных коридоров", которые к 2016 г. должны покрыть всю Европу и т. д. Поэтому многие мировые автогиганты уже включились в этот процесс: объемы инвестиций в разработку измеряются миллиардами амер. долларов.

В России, конечно, все сложнее.

Так, ВАЗ создал опытный образец "Нивы" на водородных элементах, а группа ГАЗ — "ГАЗель", двигатель которого работает на смеси водорода и бензина.

Но если говорить в целом, то в настоящее время пока еще есть факторы, сдерживающие развитие массового производства "водородных" АТС. Это их высокая стоимость (цена одного автобуса ~1 млн амер. долл.); низкий, не превышающий 30 %, КПД топливных элементов; водород — самый легкий элемент на Земле, следовательно, в заданном объеме его помещается значительно меньше других видов топлива, он дороже. Кроме того, к этим факторам следует отнести неразвитость инфраструктуры по обеспечению водородом; опасность промерзания топливной системы при отрицательных температурах окружающей среды; водород взрывоопасен.

Но все перечисленные проблемы по мере развития технологий и благодаря государственной поддержке постепенно решаются. Например, представители концерна "Дженерал Моторс" в 2006 г. заявили, что в будущем автомобиль на топливных элементах будет стоить не дороже своих "классических" бензиновых и дизельных соперников. Причем этот момент наступит уже тогда, когда мировой объем выпуска "водородных" АТС достигнет 1 млн шт., т. е. всего лишь 1/66, или 1,5 %, ежегодного мирового производства автомобилей. И это, видимо, просчитано. Ведь не случайно после банкротства концерна летом 2009 г. и перехода 60 % его акций в распоряжение правительства США разработки автомобилей на топливных элементах не были свернуты. Более того, департамент энергетики поставил цель: снизить к 2020 г. стоимость топливных элементов до 30 амер. долл. за 1 кВт установленной мощности. Это означает, что источник электричества для силовой установки мощностью 100 кВт (134 л. с.) будет стоить 3000 долл., что сопоставимо со стоимостью ДВС.

Чтобы России выйти на мировой рынок таких АТС, необходимо не просто поддерживать отечественных производителей протекционистскими мерами, но и побуждать их к созданию новых моделей, совершенствованию технологий, внедрению новаций. Другими словами, необходимо оказывать государственную поддержку новым технологиям, как это делается на Западе.

Но наша программа развития автомобильной промышленности до 2020 г. почему-то обходит молчаливым образом проблему создания автомобилей на альтернативных видах топлива. Это в корне неверно и заведомо ведет к отставанию от мировых тенденций.

Потенциал развития автомобильной промышленности в России, исходя из представленных выше прогнозируемых объемов продаж автомобилей на 1000 человек, весьма велик (объем рынка может быть увеличен в несколько раз). Поэтому нужен инновационный скачок. И обеспечить его можно стимулированием спроса, проведением явной и скрытой рекламы высокотехнологичных и экологичных автомобилей; финанси-

рованием и проведением на государственном уровне бенчмаркинга лучших мировых разработок автомобильной промышленности; созданием исследовательских центров в области современных инновационных технологий; внедрением в специализированных высших и профессиональных средних учебных заведениях специальностей по направлению "электромобили" и "автомобили на водородном топливе" и инновационных программ переподготовки в этих областях; поддержкой новых предприятий, применяющих инновационные технологии; использованием интеллектуального потенциала персонала оборонных предприятий для решения задач автомобилестроения; ежегодной корректировкой программы развития автомобильной промышленности РФ до 2020 г. с точки зрения использования новых технологий.

Но не только. Инновационный скачок возможен, как показывает зарубежный опыт, за счет использования нестандартных методов развития автомобильной промышленности. В частности, на смену крупным и неэффективным предприятиям должны прийти мобильные и гибкие современные. Реальность же такова, что большинство наших автозаводов — предприятия сборочные, и именно там сконцентрирован кадровый потенциал отрасли. А это значит, необходимо создать нормативную базу и стимулировать (например, путем налоговых льгот) мировых производителей, собирающих автомобили в России, ввозящих новейшие техно-

логии. И они пойдут на это, так как потенциальные рынки продаж их продукции и соответствующие прибыли весьма велики.

Следующим шагом может стать создание базы данных персонала подобных предприятий и обучение их в России и за рубежом новейшим технологиям, поддержка создания ими в дальнейшем собственных современных инновационных автопредприятий.

В текущий момент человечество находится в переходной стадии, как более ста лет назад научно-технический прогресс привел к отказу от паровых двигателей, так и сегодня, НТП дает возможность отказаться от бензиновых и дизельных ДВС в пользу более экологически чистых видов топлива. Россия способна стать лидером в этой отрасли, если научные разработки найдут поддержку со стороны государства, а за тем и частного бизнеса.

#### Литература

1. Сайт информационного агентства "Финмаркет" [Электронный ресурс] / <http://www.finmarket.ru/znws/news.asp?id=1709976> (дата обращения 07.01.2011).
2. Эткин Д.М. Возможный подход к прогнозированию объема продаж массовых автомобилей (на примере авторьнка США) // Проблемы прогнозирования. 2009. № 1. С. 132–143.
3. [http://www.businesspravo.ru/Docum&Doc=umShow\\_DocumID\\_168495.html](http://www.businesspravo.ru/Docum&Doc=umShow_DocumID_168495.html) (дата обращения 06.01.2011).
4. Официальный сайт Федеральной службы государственной статистики [Электронный ресурс] / <http://www.gks.ru/dbscripts/Cbsd/DBInet.cgi?pl=136016> (дата обращения 04.01.2011).

УДК 338.264

## ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ УПРАВЛЕНИЯ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

С.В. КОРНЕВ

Национальный институт бизнеса (8.499. 374-61-32)

*Дан анализ существующих положения дел в управленческих системах. Предложено авторское определение минимальной должностной обязанности менеджера. Для улучшения коммуникации и координации автор предлагает внедрить на предприятии единую информационную систему.*

*Ключевые слова: производительность, эффективность, делегирование, единая информационная система.*

Kornev S.V.

THE WAYS OF IMPROVEMENT OF THE MANAGEMENT AT THE ENTERPRISES OF AUTOMOBILE INDUSTRY

*Analyz of several disadvantages of management is given. Author's determination of the minimum job responsibility of the manager is offered. For improvement of communications and coordination the author suggests to implement a uniform information system at the enterprise.*

*Keywords: productivity, efficiency, delegation, uniform information system.*

По мнению П. Друкера, управление умственным трудом и его работниками — по сути, совершенно новая задача, о которой мы знаем меньше, чем о правильном или неправильном управлении работниками физического труда. Поэтому она — задача тяжелая.

С другой стороны, у нас, в России, пока не существует долгой истории разочарований, взаимных подозрений, обид, устаревших ограничений, правил и норм. Так что менеджмент сегодня может сконцентрироваться на позитиве, а не на изобличении негатива, на потенциальных перспективах, а не на проблемах [1].

Причем имеющиеся в системе управления значительные резервы эффективности могут серьезно повысить производительность труда в данной сфере деятельности.

Могут — это в принципе. Однако из-за не всегда правильной организации труда, неверного распределения функций между менеджерами различных уровней, а также из-за отсутствия всем ясной классификации задач менеджмента и технологий их решения, четких нормативов деятельности руководители по настоящее время вынуждены довольствоваться относительно низким уровнем эффективности управленческих систем. В результате резервы эффективности в сфере управления достигают, по расчетам ряда исследователей [2 и др.], лишь 40 % общего фонда времени. И одна из причин тому — недостаточное внимание среднему звену управления. Если и делегируются, то лишь полномочия, а ответственность в итоге сохраняется за топ-менеджментом. Что, безусловно, не способствует тому, чтобы менеджеры среднего звена считали данную деятельность действительно "своей", ощущали персональную ответственность за свое подразделение и действовали действительно на свой страх и риск.

Между тем одной из основных, если не главной, функций управленческого персонала, который не производит ничего материального, является координация. Иначе говоря, менеджеры должны быть координаторами процесса и системы производства. Их основная задача — обеспечение бесперебойного взаимодействия руководителей и исполнителей, сотрудников из разных отделов и служб как по горизонтали, так и по вертикали.

Такое делегирование ответственности вместе с полномочиями, как свидетельствует опыт, позволяет повысить эффективность управленческого труда.

Особенно, если в работе применять принципы процессно-функционального подхода к управлению и совершенствовать именно его аспекты. В данном случае

модель управления сведется к совершению определенного блока таких действий.

Функциональный менеджер прежде всего продумывает содержание и процедуру реализации функционального решения, а также вполне вероятные ее последствия. Он исходит из того, что функциональный характер принимаемого решения и мультифункциональные его последствия выступают в качестве объективной характеристики и являют собой иллюстрацию системности организации.

При таком восприятии содержания профессиональной деятельности функциональным менеджером возникает необходимость создавать условия, возможность реализовать готовящееся решение в реальном режиме за счет интегрирования усилий других функциональных менеджеров. То есть за счет решений, принимаемых последними. Другими словами, менеджер должен упреждать и предвидеть мультифункциональные последствия своего решения, осознавать, какие из последствий могут быть учтены только стоящими "под ним" функциональными менеджерами, которые хотя и не участвовали в процессе принятия этого решения, но вынуждены реагировать соответствующим образом на него.

И надо сказать, что функциональный менеджер верхнего уровня с ярко выраженными профессиональными интересами всегда будет стремиться к согласованию, поскольку умение и способность согласовывать свои действия с функциональными менеджерами более низкого уровня выступают в качестве показателя профессионализма [2].

Наша позиция в отношении перспективности совершенствования именно процессно-функционального подхода основывается на том, что в данном случае повышается роль не вертикальных указаний, а горизонтальных согласований. Причем согласований, осуществляемых не тем, кому предоставлена административная власть, а между отделами и службами, которые специализируются на решении своих узких вопросов, поскольку их сотрудники в этом конкретном деле наиболее компетентны.

Благодаря такой специализации качество управленческих решений серьезно повышается. А сам подход к их реализации более демократичный. Персонал, обладающий функциональными полномочиями, может инициировать или запретить те или иные действия в сфере своей компетенции. По сути, линейные полномочия руководителя организации направляются в конкретное русло через аппарат, которому предоставляется право самостоятельно действовать в определенных вопросах. Благодаря функциональным полномочиям в практических целях устраняются различия между линейными и аппаратными полномочиями [4].

Потому что столкновение "специалист (профессионал)—администратор" есть, по существу, одна из форм структурно обусловленных столкновений из-за власти. Специалисты полагаются на профессиональные знания и кодексы поведения, администраторы — на контроль за ресурсами, включая фонды, вспомогательный персонал и оборудование, льготы, официальные титулы, близость к тем, кто принимает решения.

Эти различия вынуждают две названные группы использовать различные способы утверждения своей значимости. Так, профессионалы подчеркивают опасность игнорирования их рекомендаций и рассматривают

контроль за информацией как "непрофессиональный" и не отвечающий их автономному положению в организации. То есть они верны в первую очередь своей профессии и уже потом — фирме. С другой стороны, администраторы твердят об "ужасных последствиях для фирмы в целом", если не будут прислушиваться к их решениям [3].

В крупных фирмах специализация может проявляться в разделении их на отдельные (дочерние) предприятия. Примером может служить "Группа ГАЗ" — одна из крупнейших автомобилестроительных фирм России.

В ее продуктовую линейку входят легкие коммерческие, легковые и грузовые автомобили, дорожно-строительная техника, бензиновые двигатели и дизели, автокомплекующие, и запасные части.

Их выпускают шесть дивизионов, каждый из которых имеет собственную структуру управления, производственные предприятия и каналы сбыта.

Всего таких предприятий 17, располагаются они в 10 регионах Российской Федерации.

При этом ОАО "ГАЗ" является "материнской" фирмой и центром консолидации финансовых результатов "Группы ГАЗ". Его высший орган управления — общее собрание акционеров, главный из которых — ОАО "Русские машины", исполнительный орган — управляющая организация ООО "УК "Группа ГАЗ", руководитель которой, президент, назначается решением совета директоров ОАО "ГАЗ".

Число предприятий и организаций, входящих в дивизионы, неодинаково.

Так, дивизион "Легкие коммерческие и легковые автомобили" включает лишь одно предприятие — ООО "Автомобильный завод "ГАЗ" (производство коммерческих автомобилей, производство легковых автомобилей); дивизион "Автобусы" — пять: ООО "Павловский автобусный завод", ООО "Ликийский автобусный завод", ОАО "Голицынский автобусный завод", ООО "КавЗ" и ОАО "Канашский автоагрегатный завод"; дивизион "Грузовые автомобили" — два: ОАО "Автомобильный завод "Урал" и ОАО "Саранский завод автосамосвалов"; дивизион "Спецтехника" — четыре: ОАО "Тверской экскаватор", ОАО "Брянский арсенал", ЗАО "Челябинские строительные-дорожные машины" и ОАО "Заволжский завод гусеничных тягачей"; дивизион "Силовые агрегаты" — пять: ОАО "Автодизель" (Ярославский моторный завод), ОАО "Ульяновский моторный завод", ООО "Нижегородские моторы", ОАО "Ярославский завод дизельной аппаратуры" и ОАО "Ярославский завод топливной аппаратуры"; дивизион "Автокомпоненты" — два: ОАО "ГАЗ" (производство автомобильных комплектующих) и ООО "Завод штампов и пресс-форм".

Приведенный пример — один из вариантов разделения производства и имущества. Но если говорить именно о функциональном содержании процесса управления, то возможны и другие варианты, в том числе и без разделения фирмы на несколько юридических лиц. Тем более что для небольших предприятий это не очень-то целесообразно.

Какой из вариантов предпочтительнее, сказать трудно: все решает практика. Но очевидно одно: выбирая вариант, необходимо начинать с предложений альтернативных решений, поступающих снизу, и предусматривать обязательную "доначальственную" под-



готовку этих решений, их горизонтальное согласование и максимальную детализацию по планируемым мероприятиям. То есть топ-менеджер не должен принимать решения, он должен лишь утверждать (или отвергать) те, которые полностью подготовлены в подразделениях, где их предстоит исполнять.

Это с одной стороны. С другой же, если любое из подразделений возражает против общих директив, исходящих от топ-менеджмента, и обоснованно считает более верным иное направление, то его руководитель обязан подготовить и представить руководству свой мотивированный, детализированный и согласованный альтернативный план работы своего подразделения.

И то, и другое — гарантия повышения производительности труда в управлении. Но оно, конечно, требует большей автономии подразделения в рамках общей стратегии развития.

Короче говоря, цели ставит топ-менеджмент, а руководители среднего звена выбирают, каким образом можно наиболее эффективно достичь поставленных целей.

И здесь не только принижение роли топ-менеджмента. Скорее, наоборот. Высшее руководство получает возможность сосредоточить свои усилия на решении стратегических вопросов, а остальные передать на другие управленческие уровни.

По мнению А.П. Егоршина [4], работу по повышению производительности труда в управлении целесообразно сфокусировать на вопросе о длительности периода времени сбора и обработки информации, подготовки и принятия решения. Это связано с тем, что в процессе текущей деятельности на предприятиях решаются многие тысячи задач. Поэтому одной из важнейших целей менеджмента следует считать выявление и ликвидацию потерь рабочего времени управленческого персонала. В том числе потерь, связанных с выполнением управленческими разными уровнями несвойственных им функций.

Очень серьезная проблема управленческих систем — низкий уровень коммуникации, отсутствие прозрачности в отношениях начальника с подчиненным, сотрудников с администрацией предприятия. Например, часто сотрудника "знакомят" с документами формально, т. е. просто получив с него расписку. Самого же документа работнику могут вообще не показывать. Хуже того, многие руководители даже попустительствуют этому ("в мутной воде рыба лучше ловится"), что совершенно недопустимо в новых управленческих системах. Мы предлагаем выход из такого положения. Он — в создании единой информационной системы (ЕИС).

Причем под единой информационной системой следует понимать систему, не только способную содержать, но и реально содержащую исчерпывающую информацию — регламентирующие документы (стандарты, регламенты, указания, распоряжения, должностные инструкции); данные по расчету заработной платы; текущие задания; поощрения; взыскания с их обоснованием — ту, которая касается персонально каждого сотрудника. И такую информацию по предприятию должны получать все его сотрудники, по подразделению — только сотрудники подразделения, бригады — лишь ее участники, а персональная информация должна быть доступна лишь конкретному сотруднику.

Но не только. Сотрудник с помощью ЕИС, используя электронную цифровую подпись, должен иметь

возможность в режиме он-лайн отправлять администрации предприятия официальные заявления по различным вопросам, а также запросы о предоставлении отпуска, отгула, получении различных справок и т. п.

Каждый визит в свой "личный кабинет" (с использованием личного пароля) может быть доказательством ознакомления сотрудника с вновь размещенными документами, а заявка на что-либо, заверенная электронной цифровой подписью, может быть эквивалентом собственноручно подписанного бумажного заявления.

Однако цель работы ЕИС — не только получить расписку об ознакомлении с документом (к сожалению, многие подписывают не читая, да и обстановка порой к вдумчивому чтению не располагает), а обеспечить реальный канал доведения содержания нормативных и иных (приказы по предприятию, подразделению, отделу) документов напрямую.

В настоящее время такой способ уже применяется. Правда, пока что только для взаимодействия банков со своими клиентами. Войдя в систему, клиент получает исчерпывающие сведения о всех своих счетах, транзакциях; может открывать вклады, обменивать валюту, осуществлять денежные переводы и пр. Но он чрезвычайно важен и для отношений "работник—менеджер—администрация предприятия". Расчеты показывают, что затраты на его внедрение окупятся очень быстро. Причем наибольший эффект он даст при его использовании менеджментом среднего звена, так как именно на этом уровне чаще всего наблюдаются искажения передаваемой информации.

Еще одна очень важная для современных условий проблема — усиление роли отдела маркетинга: именно его работники ищут новые рынки сбыта и свою целевую аудиторию, создают положительный образ бренда в глазах потенциальных покупателей.

Такое подразделение должно иметь возможность самостоятельно (без согласований) принимать решения о применении тех или иных маркетинговых инструментов на основании проведенных им же исследований в рамках общих целей организации и утвержденного бюджета. Для более же эффективного исполнения поставленных целей целесообразна координация подразделения маркетинга со службой связи с общественностью.

И еще одно. В целях повышения производительности труда управленцев необходимо усовершенствовать систему оплаты их труда. Так, чтобы она была нацелена на поощрение в первую очередь качественных достижений. Для этого нужно прежде всего выработать конкретные нормативы работы менеджера, поскольку имеющаяся до настоящего времени ситуация не прозрачна. Например, нет ясности с тем, что обязан делать менеджер. И научная литература это не исправляет: в публикациях можно встретить лишь представление о том, каким *может* быть идеальный менеджер, а не о том, каким *обязан* быть любой представитель этой профессии.

Думается, пора уже дать определение *базовой обязанности менеджера*. К примеру, записать, что эта обязанность состоит в обеспечении условий для ведения текущей деятельности предприятия и в управлении такой деятельностью с получением результата не ниже уровня безубыточности.



При таком подходе усовершенствованную систему поощрения можно будет ориентировать на качественные преобразования и премировать (но не принуждать) начальников за их достижение.

Пока же, как ни парадоксально, это не входит в "обязанности" ни одного начальника. Хотя совершенно очевидно: если менеджер среднего звена на протяжении многих лет ограничивается лишь исполнением своих минимальных обязанностей (без особых достижений), то в этом необходимо винить плохо выстроенную систему управления, а не конкретного сотрудника. Он имеет на это полное право, и к нему нельзя за это применять административные меры (скажем, увольнение), поскольку обязательный минимум он выполняет. Остается одно — мотивация, причем особо стимулирующая к повышению качественных показателей. Например, к снижению производственного брака и текучести кадров; проведению новой, значительно более эффективной рекламной кампании, серьезно повысившей уровень продаж; повышению квалификации персонала и продвижению его по карьерной лестнице, росту производительности труда и т. д.

Разумеется, в ходе внедрения рассмотренных выше усовершенствований менеджеры всех уровней, осо-

бенно управленцы среднего звена, обязаны, как было сказано выше, осуществлять эффективную координацию, обеспечивая надлежащее и полное информирование сотрудников о внедряемых изменениях, снижая напряженность. Причем именно менеджеров среднего звена, так как от их отношения к усовершенствованиям зависит гораздо больше, чем менеджеров других звеньев — то, как будет доведена информация до каждого сотрудника предприятия или организации. В том числе информация о всех нововведениях. Ведь изменения в системе управления — фактически тот же "продукт", а сотрудники — его реальные "потребители" в повседневной трудовой деятельности.

## Литература

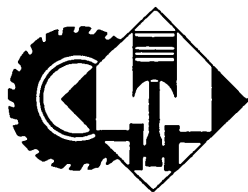
1. Питер Друкер, Джозеф А. Макьярелло. Менеджмент: Пер. с англ. — М.: ООО "И.Д. Вильямс", 2010. 274 с.
2. Бусыгин. А.В. Эффективный менеджмент: Учебник. — М.: Изд-во "Финпресс", 2000. — С. 369—370.
3. Хант Дж. Управление людьми в компаниях: руководство для менеджера / Пер. с англ. — М.: ЗАО "Олимп-Бизнес". 1999. 94 с.
4. Егоршин А.П. Основы менеджмента: учебник для вузов. — Н. Новгород: НИМБ, 2008. — 173 с.
5. Артур А. Томпсон-мл., А. Дж. Стрикленд III. Стратегический менеджмент: концепции и ситуации для анализа, 12-е издание: Пер. с англ. — М.: Издательский дом "Вильямс", 2011. — 57 с.



**ПРОИЗВОДСТВО  
АВТОМОБИЛЬНОЙ  
ТЕХНИКИ**  
в I-м полугодии 2011 г.  
предприятиями России,  
Белоруссии,  
Узбекистана, Украины  
и Азербайджана  
(по информации  
ОАО "АСМ-холдинг")

Предприятие-изготовитель	Июнь 2011 г.	Июнь 2010 г.	При- рост, (%)	Январь— июнь 2011 г.	Январь— июнь 2010 г.	Прирост, (%)
<b>ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ</b>						
ЗИЛ	—	183	—	—	690	—
* "Смоленский ААЗ (автосамосвалы ЗИЛ)	—	19	—	—	59	—
АЗ "ГАЗ"	9 629	6 878	+40,0	40 119	25 693	+56,1
"АЗ "Урал"	1 163	965	+20,5	4 713	4 524	+4,2
* "Саранский завод автосамосвалов"	226	93	+143,0	871	484	+80,0
КамАЗ	4 370	3 111	+40,5	21 293	14 739	+44,5
* НефАЗ (самосвальные установки)	1 130	572	+97,6	6 834	2 322	+194,3
"КамАЗ-Восток" (Хабаровский край)	10	—	—	15	—	—
"Мерседес-Бенц Тракс Восток" (Набережные Челны)	101	—	—	354	—	—
"Фузо КамАЗ Тракс Рус" (Набережные Челны)	149	48	+210,4	670	68	+885,3
УАЗ	1 942	1 579	+23,0	12 907	6 574	+96,3
"Соллерс-Исудзу" ("Исудзу")	—	168	—	969	240	+303,8
"Соллерс-Елабуга" ("Фиат Дукато")	—	1 542	+207,3	4 474	4 812	+117,1
"БАУ Мотор корпорейшн" (Ульяновск)	103	—	—	456	4	+11 300,0
"Автомобили и моторы Урала" ("Амур")	27	14	+92,9	94	83	+13,3
"ИжАвто"	325	—	—	1 831	—	—
БАЗ	11	11	0,0	57	45	+26,7
* 192-й Центральный завод (Брянская обл.)	—	5	—	—	11	—
КЗКТ	—	—	—	—	4	—
"Вольво Восток" (Калуга)	407	115	+253,9	2 105	358	+488,0
"ИВЕКО-АМТ"	51	86	-40,7	260	223	+16,6
"ПСА ВИС-Авто"	221	291	-24,1	1 368	1 060	+29,1
"ТагАЗ"	1	—	—	141	993	-85,8
"Скания-Питер"	139	13	+969,2	504	29	+1637,9
"Яровит Моторс"	—	—	—	—	—	—
* Другие предприятия Санкт-Петербурга	8	—	—	20	—	—
* "15-й Центральный АРЗ" (Новосибирская обл.)	—	—	—	—	—	—
"Кузбасс-Авто" ("Хендэ")	24	—	—	144	—	—
* "Шебекинский завод автоспецоборудования"	6	—	—	19	11	+72,7
* "90-й Экспериментальный завод" (Московская обл.)	—	—	—	—	—	—
* "Бецема"	54	48	+12,5	480	151	+217,9
* "Метровагонмаш"	—	3	—	—	9	—
* Великолукский завод "Лесхозмаш"	—	1	—	1	3	-76,7
* Филиал "Машзавод" (Тверская обл.)	—	3	—	1	11	-90,9
* "Спектр Авто" (Нижний Новгород)	98	21	+366,7	372	117	+217,9
* "Чайка-НН"	96	131	-26,7	491	511	-3,9
* РИАТ	39	11	+254,5	138	61	+126,2
* "Амурдормаш"	—	—	—	1	—	—
МАЗ	1 401	1 039	+34,8	8 163	4 931	+65,5
МЗКТ	14	20	-30,0	157	166	-5,4
БелАЗ	81	74	+9,5	583	512	+13,9
МоАЗ	4	4	0,0	39	39	0,0
Другие предприятия Белоруссии (СП "Юнисон"	358	76	xxx	1153	280	xxx
СП "МАЗ-МАН", "Техноцентр")						
КрАЗ	105	96	+9,4	436	424	+2,8
КрАСЗ	50	—	—	200	—	—
ЗАЗ	55	459	-80,8	452	1 731	-73,9

Предприятие-изготовитель	Июнь 2011 г.	Июнь 2010 г.	Прирост, (%)	Январь— июнь 2011 г.	Январь— июнь 2010 г.	Прирост, (%)
Корпорация "Богдан"	56	61	-8,2	228	417	-45,3
"Черкасский автобус"	—	1	—	15	1	+1400,0
Бориспольский АЗ	30	22	+36,4	121	61	+98,4
Гянджинский АЗ (МАЗ)	50	73	-31,5	384	349	+10,0
<b>ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ</b>						
ЗИЛ (ЗИЛ-410441)	—	—	—	1	—	—
ВАЗ	52 093	49 544	+5,1	300 092	217 640	+37,9
ПСА "БРОНТО"	27	20	+35,0	203	106	+91,5
"Супер-Авто" (ВАЗ-21144-26)	535	263	+103,4	2 594	1 317	+97,0
"ГМ-АвтоВАЗ"	4 587	2 970	+54,4	24 715	16 432	+50,4
"Автотор"	19 183	15 347	+25,0	113 787	61 662	+84,5
"Автофрамос"	12 621	7 035	+79,4	70 354	40 012	+75,8
"ИМС" ООО, (Московская обл.)	1 032	—	—	3 635	—	—
АЗ "ГАЗ"	—	910	—	1	1 598	-0,1
УАЗ	2 891	3 229	-10,5	13 845	9 453	+46,5
"Соллерс-Набережные Челны" (ЗМА),	1 300	727	+78,8	7 400	1 072	+590,3
"Соллерс-Кама"	197	—	—	495	—	—
"Соллерс-Елабуга"	—	46	—	1 288	461	+179,4
"Соллерс-Дальний Восток" (автомобили "Саньен")	2 487	1 491	+66,8	11 228	4 864	+130,8
"Автомобили и моторы Урала" ("Амур")	—	—	—	—	—	—
"ИжАвто"	7 124	—	—	19 348	—	—
ТагАЗ	2 111	708	+198,2	12 508	14 006	-10,7
"ТагАЗ Интернэшнл"	191	—	—	808	—	—
АК Дервейс"	2 373	706	+236,1	13 637	2 958	+361,0
"ЧеченАвто" (ВАЗ)	98	—	—	321	122	+163,1
"Форд Мотор Компани"	7 864	7 639	+2,9	47 666	36 941	+29,0
Предприятия Санкт-Петербурга ("Дженерал Моторз Авто", "Тойота Мотор Мануфэкчуринг Россия", "Хендэ Мотор Мануфэкчуринг Рус", "Ниссан Мануфэкчуринг Рус")	20 627	5 560	+271,0	99 444	25 282	+293,3
Предприятия Калужской обл. ("Фольксваген Груп РУС", "ПСМА-Рус")	14 630	11 152	+31,2	73 493	50 657	+45,1
СП "ЮНИСОН" (Минская обл.)	30	—	—	124	19	+552,6
"ГМ Узбекистан"	21 216	19 958	+6,3	107 119	102 815	+4,2
ЗАЗ	4 743	3 605	+31,6	27 806	14 007	+98,5
Корпорация "Богдан"	2 056	1 852	+11,0	9 428	7 149	+31,9
КрАСЗ	480	—	—	3 239	3 465	-6,5
"Еврокар" ("Шкода")	815	493	+65,3	4 765	2 701	+76,4
<b>АВТОБУСЫ</b>						
ЗИЛ	—	—	—	—	3	—
КамАЗ	—	—	—	—	5	—
НефАЗ	58	78	-25,6	270	383	-29,5
АЗ "ГАЗ"	1 083	1 326	-18,3	5 885	5 275	+11,6
АЗ "Урал"	80	38	+110,5	524	241	+117,4
ПАЗ	838	724	+15,7	4 446	3 455	+28,7
ЛиАЗ	79	82	-3,7	439	405	+8,4
ГолАЗ	29	10	+190,0	148	66	+124,2
КАвЗ	39	28	+39,3	437	188	+132,4
"Русские Автобусы Марко"	—	—	—	—	1	—
УАЗ	1 256	1 281	-2,0	1 757	4 379	-59,9
"Соллерс-Елабуга" ("Фиат Дукато")	—	433	—	1 640	1 361	+20,5
"БАУ Мотор Корпорейшн" (Ульяновск)	15	—	—	45	2	+2 150,0
ВАП "Волжанин"	4	39	-89,7	40	155	-74,2
"Тушино-Авто"	—	—	—	—	63	—
"Мичуринский автобус"	3	2	+50,0	6	25	-76,0
"Скания-Питер"	—	—	—	—	4	—
"СТ Нижегородец" ("Форд Транзит")	320	101	+216,8	1 431	610	+134,6
ТагАЗ ("Хендэ")	163	124	+31,5	584	336	+73,8
Ростовский автобусный завод	4	10	-60,0	26	30	-13,3
"Транс Альфа Электро" (ВМЗ)	—	1	—	12	14	-14,3
"Тролза"	—	—	—	—	—	—
"Кузбасс-авто" ("Хендэ")	2	15	-86,7	64	25	+156,0
* "Уралпромтехника"	—	1	—	—	3	—
МАЗ	190	153	+24,2	1 003	613	+63,6
Другие предприятия Белоруссии (Гомельский АРЗ, "ОЗ Неман", "Белкоммунмаш")	27	32	-15,6	57	132	-56,8
ЛАЗ	5	1	+400,0	72	3	+2300,0
"Анто-Рус"	—	2	—	83	2	+4050,0
Черниговский АЗ	51	30	+70,0	237	110	+115,5
"Часовоярский ремзавод"	48	23	+108,7	203	198	+2,5
Бориспольский АЗ	109	15	+626,7	472	177	+166,7
Корпорация "Богдан"	7	13	-46,2	20	87	-77,0
"Черкасский автобус"	24	85	-72,8	223	325	-31,4
ЗАЗ	8	34	-76,5	41	213	-80,8
<b>ТРОЛЛЕЙБУСЫ</b>						
ЛиАЗ	—	—	—	—	2	—
"Тролза"	7	13	-46,2	51	74	-31,1
"Транс Альфа Электро" (ВМЗ)	3	3	0,0	6	12	-50,0
"Тушино-Авто"	—	—	—	—	—	—
"Башкирский ТЗ"	7	9	-22,2	33	70	-52,9
МАЗ	4	—	—	24	7	+242,9
Другие	—	—	—	—	—	—
"Белкоммунмаш"	—	39	—	52	84	-38,1
"Этон"	—	—	—	—	—	—
<b>АВТОСБОРОЧНЫЕ КОМПЛЕКТЫ</b>						
ЛиАЗ	28	7	+300,0	125	59	+111,9



# КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.026

## ГИБРИДОМОБИЛЬ С ВАРИАТОРОМ

Канд. техн. наук С.Б. АДЖИМАНБЕТОВ

Горский ГАУ (8.8672. 53-23-04)

*Рассматривается автомобиль, выполненный на основе комбинированной энергетической установки с вариатором.*

*Ключевые слова: гибридодомобиль, вариатор.*

Adjimanbetov S.B.

HYBRID CAR WITH VARIATOR

*Hybrid car which contains the variator is considered in the article.*

*Keywords: hybrid car, variator.*

В Горском ГАУ разработан (пат. № 2229767, РФ) гибридодомобиль с вариатором, заменяющим коробку передач. В состав его КЭУ входят (см. рисунок) ДВС 15, электромагнитное сцепление 14, промежуточный вал 13, вариатор 12 частоты вращения, проходное электромагнитное сцепление 11, электрическая машина 7, датчик 5 частоты вращения ее ротора, блок 6 управления, накопитель 10 электрической энергии (аккумуляторная батарея), карданный вал 4, главная передача 1, ведущие колеса 2 и 3 автомобиля и выходной вал 9 планетарного редуктора. Работает схема следующим образом.

В режиме стартера электромагнитное сцепление 14 включено, а проходное электромагнитное сцепление 11 выключено; планетарный редуктор 8 блоком управления 6 переводится в режим понижения передаточного числа. Электрическая машина 7 получает питание от аккумуляторной батареи 10 через блок управления 6 и вращает коленчатый вал ДВС, используя промежуточный вал 13 и электромагнитное сцепление 14. ДВС запускается.

После этого электрическая машина 7 переходит в генераторный режим, и планетарный редуктор 8 переводится в режим мультипликатора. ДВС вращает ротор этой машины, она работает в режиме генератора, заряжая аккумуляторную батарею 10 и запитывая бортовую сеть как при движении, так и при остановках гибридодомобилья.

В режиме рекуперативного торможения электрическая машина ис-

пользуется преимущественно для изменения скорости транспортного средства. При этом электромагнитное сцепление 14 отключается, а проходное электромагнитное сцепление 11 включается. Вращение от ведущих колес 2 и 3 через главную передачу 1 по карданному валу 4 через вариатор 12, проходное электромагнитное сцепление 11, вал 9 планетарного редуктора передается на якорь электрической машины 7. Последняя переходит в генераторный режим и заряжает аккумуляторную батарею 10. Планетарный же редуктор 8 работает в режиме мультипликатора.

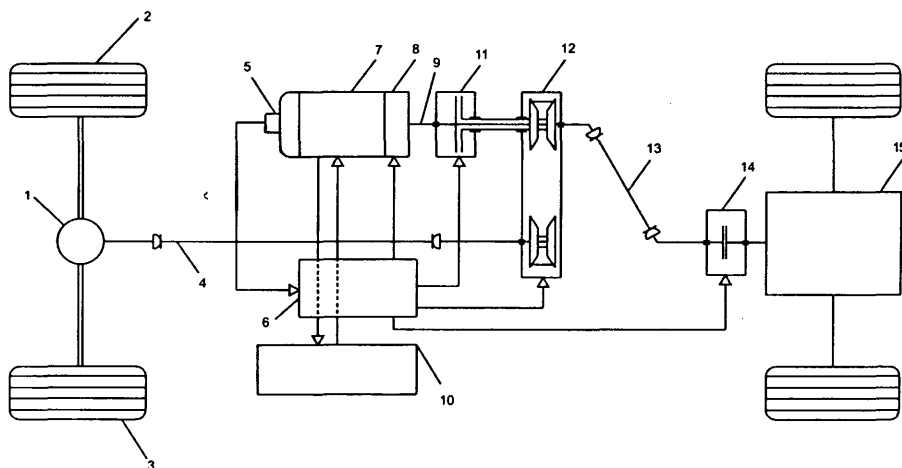
При уменьшении скорости транспортного средства, чтобы повысить эффективность генераторного тор-

можения, частота вращения якоря электрической машины 7 повышается вариатором по сигналу датчика 5 частоты вращения.

В режиме тягового электродвигателя гибридодомобиль передвигается на электротяге. В этом случае электромагнитное сцепление 14 выключено, а проходное электромагнитное сцепление 11 включено. Электрическая машина 7 питается от аккумуляторной батареи 10. Вращение ее якоря через планетарный редуктор 8, вал 9, электромагнитное сцепление 11 и вариатор 12 передается на карданный вал 4, который через главную передачу 1 вращает ведущие колеса 2 и 3. Вариатором, очевидно, можно регулировать скорость транспортного средства.

В тяговом режиме возможна, при необходимости, и совместная работа электрической машины 7 и ДВС. Это обеспечивается одновременным пуском ДВС, подачей питания электрической машине 7 от аккумуляторной батареи 10 через блок управления 6 и включением обоих электромагнитных сцеплений.

Рассмотренное сочетание элементов привода гибридодомобилья позволяет, таким образом, создать уни-



*Привод транспортного средства с вариатором:*

1 — главная передача; 2 и 3 — ведущие колеса; 4 — карданный вал; 5 — датчик частоты вращения ротора электрической машины; 6 — блок управления; 7 — электрическая машина; 8 — планетарный редуктор; 9 — выходной вал планетарного редуктора; 10 — аккумуляторная батарея; 11 — проходное электромагнитное сцепление; 12 — вариатор; 13 — промежуточный вал; 14 — электромагнитное сцепление; 15 — ДВС

версальную электромеханическую трансмиссию, которая способна эффективно работать на пяти разных режимах, причем как при движении, так и при торможении транспортного средства.

И еще одна ее особенность: вариатор при рекуперативном торможении обеспечивает дополнительный возврат энергии и высокое тормозное усилие.

И последнее. Данная КЭУ создана своевременно. Потому что гибридомобили все больше и больше привлекают потребителей из-за следующих своих эксплуатационных и технических характеристик. Во-пер-

вых, они обеспечивают надежные пуск ДВС, генерацию электроэнергии и рекуперацию энергии торможения, ее накопление и последующее использование. Во-вторых, сокращают, по сравнению с традиционными автомобилями, на 25—50 % расход топлива. В-третьих, у них на порядок меньше выбросов вредных веществ с отработавшими газами. В-четвертых, их ДВС может всегда работать с КПД, близким к максимальному, т. е. при удельном расходе топлива, близком к минимальному. В-пятых, гибридомобиль благодаря использованию электротяги имеет лучшую, чем у традиционных

АТС, разгонную динамику. В-шестых, ресурс его ДВС за счет отсутствия экстремальных переходных режимов, больше, а шумность — ниже. В-седьмых, на гибридомобиле при сохранении высокого крутящего момента на колесах можно использовать ДВС меньшей (на ~30 %), чем на обычных АТС, мощности. Наконец, в-восьмых, при использовании рекуперативного торможения существенно медленнее изнашиваются тормозные накладки, меньше проскальзывание колес, износ шин и дорожного покрытия, а следовательно, загрязнение окружающей среды продуктами износа.

УДК 621.436

## ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ СТЕПЕНЬ СЖАТИЯ, УГОЛ ЗАКРЫТИЯ ВПУСКНЫХ КЛАПАНОВ И ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА НСЦИ

Канд. техн. наук В.Г. КАМАЛТДИНОВ,  
д-р техн. наук В.А. МАРКОВ

МГТУ имени Н.Э. Баумана;  
ЮурГУ (8.499. 263-69-18, 8.351. 267-94-31)

*Рассмотрены характеристики дизеля с изменяемыми степенью сжатия и фазами газораспределения, работающего на смеси природного газа и диметилового эфира. Представлена математическая модель процессов, протекающих в цилиндре при цикле НСЦИ.*

**Ключевые слова:** дизель, компрессионное воспламенение однородной смеси, дизельное топливо, природный газ, диметилловый эфир, степень сжатия, открытие впускного клапана.

Kamaltdinov V.G., Markov V.A.  
GEOMETRIC COMPRESSION RATIO INLET VALVE CLOSING ANGLE AND EFFECT ON WORKING CYCLE HCCI

*The characteristics of an engine using variable compression ratio and gas valve timing are considered. A mathematical model for the in-cylinder processes in a HCCI engine is offered. The engine runs on a mixture of natural gas and dimethyl ester.*

**Keywords:** diesel engine, homogeneous charge compression ignition, diesel fuel, natural gas, dimethyl ether, compression ratio, inlet valve open.

Давно доказано, что соответствующим подбором углов открытия и закрытия впускного и выпускного клапанов можно существенно улучшить протекание рабочего процесса дизеля и обеспечить за счет этого более благоприятные его топливную экономичность и токсичность отработавших газов. Об этом, в частности, свидетельствуют результаты экспериментальных исследований одноцилиндрового дизеля семейства КамАЗ (1 ЧН 12/12) с изменяемым моментом закрытия только впускного клапана. (Этот дизель испытывался на номинальном скоростном режиме при  $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$  с неполной подачей топлива, окончанием закрытия впускного клапана, варьируемым от  $45^\circ$  п.к.в. до НМТ до  $20^\circ$  п.к.в. после НМТ, и неизменным моментом начала открытия впускного клапана, равным  $20^\circ$  п.к.в. до ВМТ.)

Как видно из рис. 1, где приведены результаты испытаний, в пределах исследуемого диапазона фаз закрытия впускного клапана параметры дизеля меняются весьма значительно: температура  $T_{ог}$  отработавших газов — на 20 %, максимальное давление  $p_z$  сгорания и коэффициент  $\alpha$  избытка воздуха — на 15, удельный индикаторный расход  $g_i$  топлива — на 10 %. При этом более раннее закрытие впускного клапана приводит к уменьшению  $p_z$  и увеличению  $T_{ог}$ , что связано со снижением  $\alpha$  при сокращении продолжительности про-

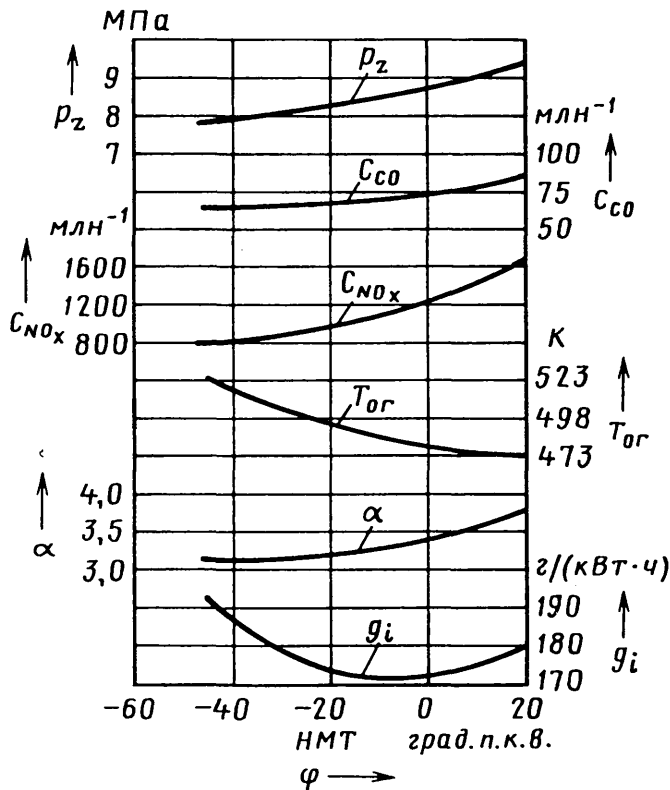


Рис. 1. Зависимость показателей работы одноцилиндрового отсека дизеля типа КамАЗ-740 от угла закрытия впускного клапана

цесса впуска. И только зависимость  $g_i = f(\varphi_r)$  имеет оптимум, соответствующий продолжительности впуска  $165^\circ$  п.к.в. С точки зрения эмиссии токсичных компонентов отработавших газов (оксидов азота, монооксида углерода) — более благоприятна работа с ранним закрытием впускного клапана (с меньшей продолжительностью его открытия), что обусловлено снижением максимальных температур цикла. Это соответствует работе дизеля по циклу Миллера, при котором раннее закрытие впускного клапана обеспечивает охлаждение воздушного заряда за счет его принудительного расширения в период от момента закрытия впускного клапана до момента прихода поршня в НМТ. Характерно и то, что при снижении частоты вращения коленчатого вала дизеля влияние продолжительности впуска на показатели рабочего процесса усиливается.

Еще одним фактором повышения эксплуатационно-технических показателей автомобильных дизелей, как показали те же эксперименты, является обеспечение оптимальной геометрической степени сжатия. А оно в экспериментах осуществлялось довольно просто — путем изменения момента закрытия впускного клапана. Но наиболее прогрессивным методом организации рабочего процесса ДВС следует все-таки считать [1] обеспечение его работы по циклу НССИ, т. е. работу на гомогенной топливно-воздушной смеси с воспламенением ее от теплоты сжатия.

Такая организация работы дизеля позволяет обеспечить более полное сгорание топлива и значительно улучшить показатели токсичности отработавших газов за счет ликвидации в камере сгорания локальных зон с низким значением коэффициента  $\alpha$  избытка воздуха, для которых характерны повышенные локальные температуры сгорания, следовательно, интенсивное образование оксидов азота. Кроме того, в этих зонах из-за недостатка кислорода наблюдается неполное сгорание топлива и образование монооксида углерода, несгоревших углеводородов и сажи.

Тем не менее и цикл НССИ можно улучшить, если ввести регулирование фаз газораспределения и степени сжатия. Что авторы статьи и попытались сделать. Для чего исследовали влияние температуры топливно-воздушной смеси и деталей, образующих камеру сгорания, на задержку воспламенения, процесс сгорания и показатели рабочего цикла дизеля, работающего на гомогенной смеси.

Исследования были расчетными и выполнялись с помощью разработанной в Южно-Уральском ГУ математической модели процесса горения [2], которая основана на уравнениях химической кинетики и уравнении текущего давления в цилиндре двигателя и учитывает затраты энергии на диссоциацию продуктов сгорания, основные физико-химические свойства топлива, воздуха и продуктов сгорания, теплоотдачу в стенки и утечки рабочего тела. При этом гомогенную топливовоздушную смесь образуют воздух и природный газ, а поджигается она с помощью запальной дозы диметилового эфира. Исследования проводились при температурах  $T_a$  начала сжатия от 350 до 370 К (от 77 до

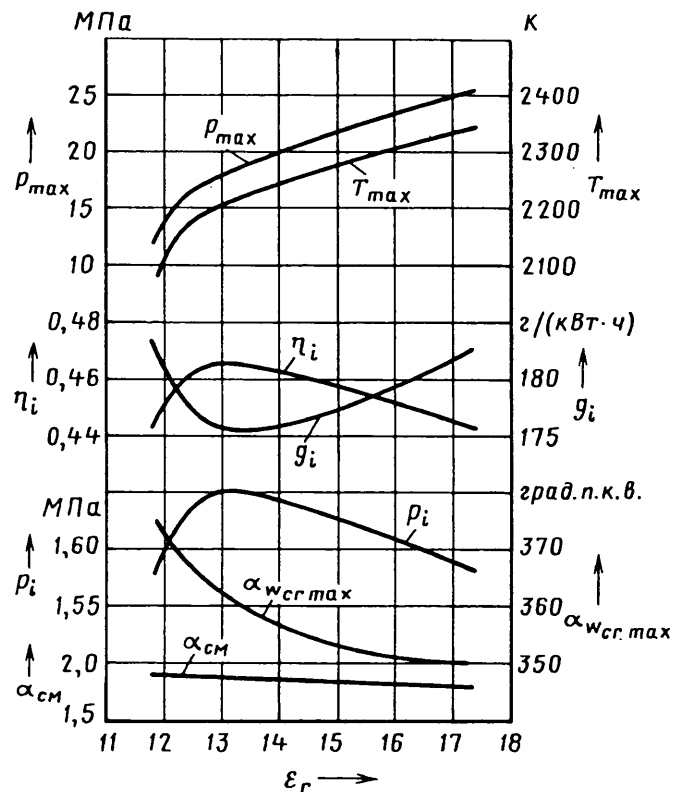


Рис. 2. Зависимость показателей рабочего цикла НССИ двигателя от геометрической степени сжатия

97 °С) и постоянных цикловых подачах природного газа ( $4,38 \cdot 10^{-5}$  кг) и ДМЭ ( $1,62 \cdot 10^{-5}$  кг). При этом массовая доля ДМЭ в смесевом топливе составляла 27 %.

Как известно, величина геометрической степени сжатия ( $\epsilon_r$ ) любого теплового двигателя оказывает наибольшее влияние на изменение параметров рабочего тела в цилиндре в процессах сжатия и расширения, предопределяя тем самым термический КПД двигателя. Поэтому на первом этапе расчетные исследования проводились при изменении только этой степени сжатия. Все же другие параметры, угол закрытия впускных клапанов ( $35^\circ$  п.к.в. после НМТ), давление начала сжатия (0,24 МПа), температура в начале сжатия (355 К, или  $82^\circ\text{C}$ ), цикловые подачи смесевых топлив ( $m_{см} = 0,16 \cdot 10^{-3}$  кг), природного газа ( $11,68 \cdot 10^{-5}$  кг), ДМЭ ( $4,32 \cdot 10^{-5}$  кг), выдерживались неизменными. В результате установлено, что величина геометрической степени сжатия влияет как на момент самовоспламенения смеси, так и на характер протекания процесса сгорания, что предопределяет закон изменения давления и температуры в цилиндре, их максимальные значения и индикаторные показатели рабочего цикла.

Так, по мере повышения геометрической степени сжатия от 12 до 17 ед. воспламенение облегчается, процесс сгорания интенсифицируется, максимальная скорость  $\alpha_{wог max}$  сгорания достигается раньше. Одновременно увеличиваются максимальные давление  $p_{max}$  и температура  $T_{max}$  газа в цилиндре (рис. 2). Коэффициент же  $\alpha_{см}$  избытка воздуха по смесевому топливу, наоборот, снижается с 1,85 до 1,79, т. е. 3,2 %. При сте-

пени сжатия, равной  $\sim 13,5$  ед., максимальное тепло-выделение происходит в районе ВМТ, а дальнейшее ее повышение до 17 дает все более раннее сгорание и увеличение  $p_{\max}$  и  $T_{\max}$ . При  $\epsilon_r > 14$  практически все топливо успевает сгореть до прихода поршня в ВМТ.

Максимальное давление  $p_{\max}$  газа в цилиндре с повышением  $\epsilon_r$  от 12 до 14 увеличивается сначала на 4,5 и 2 МПа, а при  $\epsilon_r > 14$   $p_{\max}$  растет почти линейно, с темпом  $\sim 1,7$  МПа на каждую единицу степени сжатия. Суммарное увеличение  $p_{\max}$  составляет 11,71 МПа (с 13,47 до 25,18 МПа) или  $\sim 86,9$  %. Максимальная температура  $T_{\max}$  газа в цилиндре увеличивается не столь существенно: сначала, при повышении  $\epsilon_r$  от 12 до 13 ед., растет на  $\sim 100$  К, а в дальнейшем (при  $\epsilon_r > 14$ ) прирост составляет около 31 К на каждую единицу степени сжатия. В итоге повышение максимальной температуры газа во всем диапазоне  $\epsilon_r$  составляет 229 К (с 2108 до 2337 К, или  $\sim 10,9$  %).

Наилучшие показатели по индикаторному КПД ( $\eta_i$ ), среднему индикаторному давлению ( $p_i$ ) и удельному индикаторному расходу ( $g_i$ ) топлива достигаются в рабочих циклах с  $\epsilon_r \approx 13$  ед. При этом максимальная скорость  $\alpha_{w\text{сг}}$  сгорания (по тепловыделению) наступает через  $2^\circ$  п.к.в. после ВМТ (угол максимальной скорости сгорания  $\alpha_{w\text{сг}\max} = 362^\circ$  п.к.в.). Максимальное давление  $p_{\max}$  в цилиндре на этом режиме составляет 18,04 МПа, максимальная температура газа  $T_{\max} = 2210$  К ( $1937^\circ\text{C}$ ) при коэффициенте избытка воздуха по смесевому топливу  $\alpha_{\text{см}} = 1,83$ .

При повышении  $\epsilon_r$  от 13 до 17 ед. все показатели ( $\eta_i$ ,  $p_i$ ,  $g_i$ ) дизеля, несмотря на более раннее сгорание топлива ( $\alpha_{w\text{сг}\max} < 360^\circ$  п.к.в.), которое, как правило, приводит к улучшению этих параметров, ухудшаются.

Если  $\epsilon_r < 13$ , то эти показатели рабочего цикла резко ухудшаются, поскольку тепловыделение от сгорания топлива начинается поздно. Частично это происходит в результате снижения количества выделившейся при сгорании теплоты при одновременном уменьшении теплоотдачи в стенки цилиндра. Но в основном — вследствие перераспределения энергии между затраченной на выполнение индикаторной работы цикла и внутренней энергией газов в конце такта расширения.

Таким образом, факт, который выявлен при испытаниях дизеля, характерен и для газодизеля: индикаторные показатели и другие параметры рабочего цикла при заданных параметрах топливно-воздушной смеси в очень большой степени зависят от  $\epsilon_r$ . И если максимальные расчетные давления и температуры при увеличении  $\epsilon_r$  постоянно возрастают, то индикаторные показатели изменяются не монотонно, а имеют экстремумы. Например, наилучшие расчетные индикаторные показатели цикла НССИ газодизеля размерностью 13/15 при постоянных частотах вращения коленчатого вала ( $n = 2100$  мин $^{-1}$ ), цикловой подаче смесового топлива ( $m_T = 0,16 \cdot 10^{-3}$  кг/цикл), угле закрытия впускного клапана ( $\varphi_{\text{кл}} = 35^\circ$  п.к.в. после НМТ), давлении  $p_a$  начала сжатия ( $p_a = 0,24$  МПа), температуре  $T_a$  в начале сжатия ( $T_a = 355$  К) и коэффициенте  $\alpha_{\text{см}}$  избытка воздуха по смесевому топливу ( $\alpha_{\text{см}} = 1,83$ ) достигаются в

рабочих циклах с  $\epsilon_r = 13$ . Это  $\eta_i = 0,465$ ,  $p_i = 1,65$  МПа и  $g_i = 175,2$  г/(кВт·ч).

При изменении  $\epsilon_r$  в любую сторону индикаторные показатели ухудшаются. Причем в случае повышенных  $\epsilon_r$  это результат увеличения отрицательной работы сжатия, а при пониженных — уменьшения положительной работы расширения.

На втором этапе расчетные исследования проводились при изменении не только величины  $\epsilon_r$ , но и температуры  $T_a$  в начале сжатия. И вот что при этом выявилось.

По мере повышения  $\epsilon_r$  от 12 до 17 ед. оптимальные температуры  $T_a$  начала сжатия, при которых обеспечиваются наивысшие значения  $\eta_i$  цикла для каждой степени сжатия, снижаются с 361 до 303 К (с  $88$  до  $30^\circ\text{C}$ ), т.е. на 16,1 % (рис. 3). В то же время угол максимальной скорости сгорания при всех исследованных значениях  $\epsilon_r$  остается постоянным ( $\alpha_{w\text{сг}\max} = 365^\circ$  п.к.в.), хотя и меньше на  $1^\circ$  п.к.в. по сравнению с режимами без наддува. (Возможно, это вызвано увеличенными теплоотдачей в такте расширения при применении наддува и цикловой подачей смесового топлива.) Но, несмотря на это, максимальные расчетные значения давления  $p_{\max}$  с ростом  $\epsilon_r$  с 12 до 17 ед. значительно (от 15,52 до 24,02 МПа, т.е. на 54,77 %) увеличиваются. В то же время максимальная расчетная температура газа в цилиндре, наоборот, заметно (с 2185 до 2020 К, или с 1912 до 1747  $^\circ\text{C}$ , т.е. на 7,55 %) снижается. Что

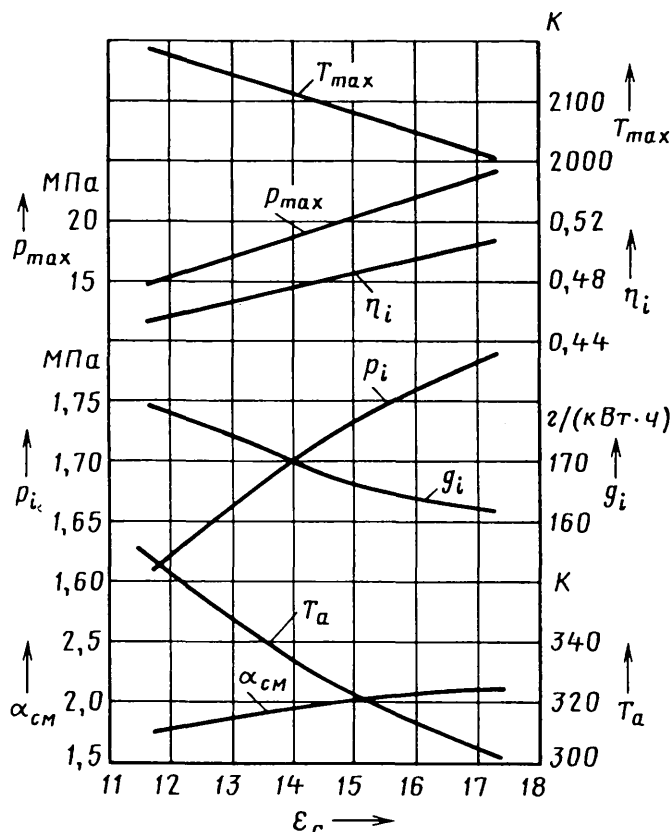


Рис. 3. Зависимость показателей рабочего цикла НССИ газодизеля от геометрической степени сжатия при оптимальной температуре начала сжатия

чуть меньше того, что было при увеличении только  $\epsilon_r$  (см. рис. 2).

Индикаторные показатели цикла НССИ газодизеля при одном и том же моменте воспламенения и законе выгорания топлива с увеличением  $\epsilon_r$  монотонно улучшаются:  $\eta_i$  возрастает с 0,457 до 0,503 (10,1 %);  $g_i$  снижается с 178,2 до 161,9 г/(кВт·ч) — на 9,15 %;  $p_i$  возрастает с 1,624 до 1,787 МПа, или на 10,04 %. Поэтому при заданных начальных условиях наилучшие значения этих показателей и достигаются в рабочих циклах с максимальной исследованной геометрической степенью сжатия 17 ед. (см. рис. 3).

Это с одной стороны. С другой же, расчеты показали, что чем выше степень сжатия, тем ближе к границе стабильного воспламенения находятся принятые температуры начала сжатия, при которых получаются наилучшие индикаторные показатели, аналогичные зависимости на рис. 3. Причина — более резкие изменения давления и температуры сжатия вблизи ВМТ при более высоких степенях сжатия. Практически это означает, что при  $\epsilon_r = 17$  температура топливовоздушной смеси в районе ВМТ имеет уровень, достаточный для воспламенения топлива, более короткий промежуток времени воспламенения, поэтому случайное снижение температуры  $T_a$  всего на 1 К может привести к критическому сокращению этого времени и срыву воспламенения. (Для сравнения: при  $\epsilon_r = 14$  срыв воспламенения может произойти лишь при уменьшении температуры  $T_a$  на 7 К. То есть рабочий цикл при  $\epsilon_r = 14$  и  $T_a = 334$  К значительно стабильнее и его легче поддерживать на оптимальном уровне. В то же время индикаторные показатели рабочего цикла при этих параметрах на ~5 % хуже, чем при  $\epsilon_r = 17$ .)

Следует отметить, что в результате снижения оптимальной температуры начала сжатия (при увеличении  $\epsilon_r$  от 12 до 17 ед. и постоянном угле закрытия впускных клапанов) происходит существенное (с 1,81 до 2,12, т. е. на 17,1 %) повышение  $\alpha_{см}$ . Это указывает на то, что склонность к детонации в рабочих циклах снижается.

Из сказанного выше следует, что увеличение  $\epsilon_r$  и подбор оптимальной температуры  $T_a$  для каждой  $\epsilon_r$  действительно улучшают индикаторные показатели рабочего цикла. Одновременно  $p_{max}$  монотонно увеличивается, а  $T_{max}$  монотонно снижается. И наилучшие расчетные индикаторные показатели цикла НССИ для газодизеля размерностью 13/15 при постоянной частоте вращения коленчатого вала, равной  $n = 2100$  мин<sup>-1</sup>, цикловой подаче смесового топлива (ДМЭ и природного газа)  $m_r = 0,16 \cdot 10^{-3}$  кг/цикл, угле  $\phi_{кл}$  закрытия впускных клапанов, равном 35° п.к.в. после НМТ, давлении  $p_a$  начала сжатия 0,24 МПа достигались в рабочих циклах с  $\epsilon_r = 17$ :  $\eta_i = 0,503$ ,  $p_i = 1,787$  МПа и  $g_i = 161,9$  г/(кВт·ч). Однако этот рабочий цикл формируется, к сожалению, при температуре начала сжатия, близкой к границе стабильного воспламенения, что затрудняет его практическую реализацию.

Как отмечено выше, запаздывание закрытия впускного клапана после НМТ ведет к потере хода поршня и снижению реальной степени сжатия. В результате

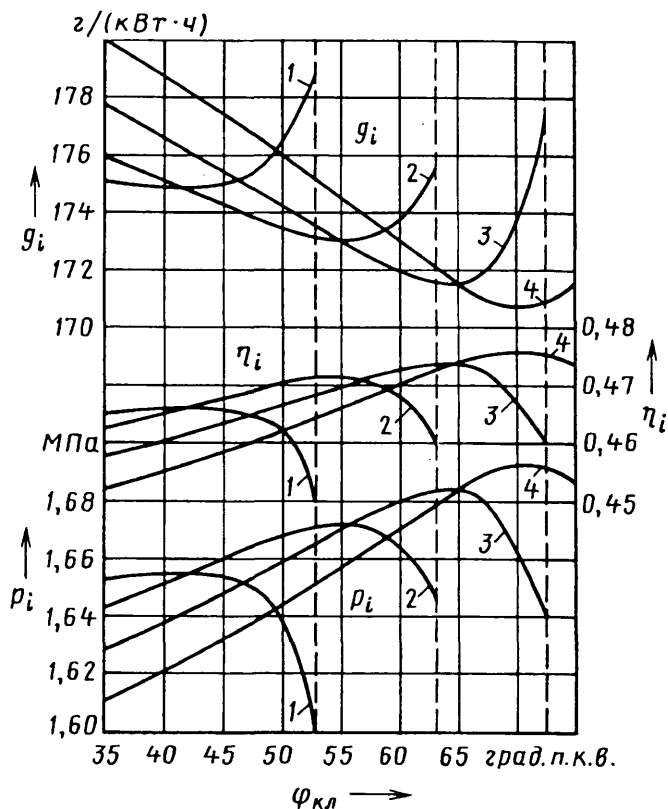


Рис. 4. Зависимость индикаторных показателей рабочего цикла НССИ газодизеля с наддувом от угла запаздывания закрытия впускных клапанов:

1 —  $\epsilon_r = 13$ ; 2 —  $\epsilon_r = 14$ ; 3 —  $\epsilon_r = 15$ ; 4 —  $\epsilon_r = 16$ ; 5 — граница стабильного воспламенения

давление и температура рабочего тела в цилиндре в процессе сжатия возрастают в меньшей степени. И если не предпринимать соответствующих мер, то в НССИ двигателе это вызовет более позднее воспламенение топлива со всеми вытекающими отсюда последствиями. Что и подтвердили расчетные исследования, которые проводились в предположении, что изменяется только угол  $\phi_{кл}$  запаздывания закрытия впускных клапанов в диапазоне от 35 до 75° п.к.в. после НМТ с геометрической степенью сжатия  $\epsilon_r$ , равной 13, 14, 15 и 16 ед. и с сохранением неизменными давления  $p_a$  начала сжатия ( $p_a = 0,24$  МПа), температуры  $T_a$  в начале сжатия ( $T_a = 355$  К), цикловой подачи  $m_{см}$  смесового топлива ( $m_{см} = 0,16 \cdot 10^{-3}$  кг).

Так, установлено, что величина  $\phi_{кл}$  влияет как на момент воспламенения, так и на характер протекания процесса сгорания, что предопределяет закон изменения давления и температуры в цилиндре, их максимальные значения и индикаторные показатели рабочего цикла. Например, при начальном  $\phi_{кл} = 35^\circ$  п.к.в. после НМТ наилучшие показатели по всем параметрам (наибольшие  $p_i = 1,65$  МПа,  $\eta_i = 0,465$  и  $\alpha_{см} = 1,83$ , наименьшие  $g_i = 175,2$  г/(кВт·ч),  $p_{max} = 18,04$  МПа и  $T_{max} = 2210$  К, или 1937 °С) имеет рабочий цикл с наименьшей ( $\epsilon_r = 13$ ) степенью сжатия (рис. 4). Максимальная скорость сгорания в этом цикле приходится



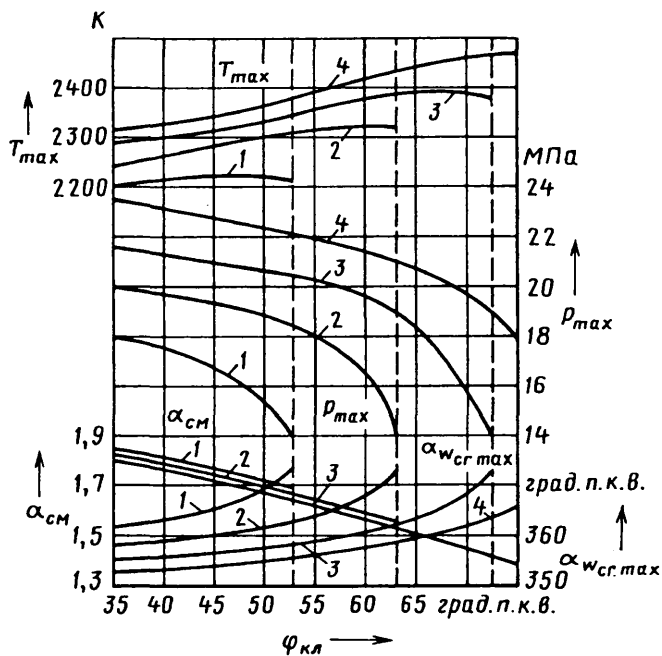


Рис. 5. Зависимость показателей рабочего цикла НСЦИ газодизеля с наддувом от угла запаздывания закрытия впускных клапанов:  
 1 —  $\epsilon_r = 13$ ; 2 —  $\epsilon_r = 14$ ; 3 —  $\epsilon_r = 15$ ; 4 —  $\epsilon_r = 16$ ; 5 — граница стабильного воспламенения

на  $2^\circ$  п.к.в. после ВМТ. При больших же  $\epsilon_r$  основное тепловыделение происходит до ВМТ, что приводит к повышенным расчетным значениям максимальных давления и температуры в цилиндре и худшим индикаторным показателям. Причина — увеличение отрицательной работы сжатия.

Для всех значений  $\epsilon_r$  при увеличении  $\phi_{кл}$  характерно монотонное снижение  $\alpha_{см}$  и максимального ( $p_{max}$ ) расчетного давления сгорания, а также рост угла максимальной скорости  $\alpha_{wсг max}$  сгорания (рис. 5). Одновременно существенно повышаются максимальные расчетные температуры  $T_{max}$  газа в цилиндре. И чем больше  $\epsilon_r$ , тем больше и расчетные значения  $p_{max}$  и  $T_{max}$  при одних и тех же углах  $\phi_{кл}$ . Это следствие уменьшения массового наполнения цилиндра свежим зарядом и снижения реальной степени сжатия, что приводит к менее интенсивному росту температуры в процессе сжатия, замедлению процесса воспламенения и перемещению основного тепловыделения на линию расширения. В результате индикаторные показатели сначала постепенно улучшаются, достигая максимальных значений. И чем выше  $\epsilon_r$ , тем при больших  $\phi_{кл}$  это происходит (см. рис. 4), а сами индикаторные показатели улучшаются. Затем данные показатели резко ухудшаются в связи с запаздыванием воспламенения. А при углах, на  $\sim 10^\circ$  п.к.в. больших, чем  $\phi_{кл}$  в рабочих циклах с наилучшими индикаторными показателями, появляются пропуски сгорания. При дальнейшем увеличении угла запаздывания закрытия впускных клапанов воспламенение прекращается.

Результаты расчетов показали также, что в исследованном диапазоне исходных данных для каждой величины геометрической степени сжатия  $\epsilon_r$  имеется свой угол  $\phi_{кл}$  запаздывания закрытия впускных клапанов, при котором получаются наилучшие индикаторные показатели рабочего цикла. Чем выше  $\epsilon_r$ , тем этот угол больше, а показатели рабочих циклов лучше. Одновременно выше максимальные расчетные давления и температуры в цилиндре, а коэффициент  $\alpha_{см}$ , наоборот, ниже. Самые лучшие индикаторные показатели получены при  $\epsilon_r = 16$  и  $\phi_{кл инд} = 70^\circ$  п.к.в. ( $p_i = 1,694$  МПа,  $g_i = 170,8$  г/(кВт · ч),  $\eta_i = 0,477$ ). При этом рабочий цикл характеризуется увеличенной механической и тепловой напряженностью ( $p_{max} = 19,9$  МПа,  $T_{max} = 2469$  К, или  $2196^\circ\text{C}$ ). А процесс сгорания может сопровождаться повышенной детонацией, так как  $\alpha_{см} = 1,46$ . Поэтому рабочий цикл с такими параметрами представляет чисто теоретический интерес.

Таким образом, увеличение угла  $\phi_{кл}$  в определенных пределах однозначно улучшает индикаторные показатели рабочего цикла при представляющих практический интерес величинах  $\epsilon_r$ . Одновременно снижается максимальное расчетное давление  $p_{max}$ , увеличивается максимальная расчетная температура  $T_{max}$  газа в цилиндре.

Выводы из всего сказанного очевидны.

1. Увеличение одной только  $\epsilon_r$  с 12 до 17 ед. приводит к снижению  $\alpha_{см}$  и росту максимальных давления ( $p_{max}$ ) и температуры ( $T_{max}$ ) сгорания. Индикаторные показатели сначала улучшаются до некоторого уровня, а затем постепенно ухудшаются.

2. Рост  $\epsilon_r$  в том же диапазоне с одновременным снижением температуры  $T_b$  в начале сжатия для оптимизации воспламенения и сгорания существенно (на 9,15–10,1 %) улучшает индикаторные показатели. При этом  $\alpha_{см}$  и  $p_{max}$  монотонно растут (на 17,1 и 54,77 % соответственно), а максимальная температура  $T_{max}$  монотонно снижается (на 7,55 %). Индикаторные показатели сначала улучшаются до некоторого уровня, а затем постепенно ухудшаются.

3. Повышение угла  $\phi_{кл}$  с 35 до  $70^\circ$  п.к.в. при исследованных величинах геометрической степени сжатия (13, 14, 15 и 16) сначала улучшает индикаторные показатели рабочего цикла за счет увеличения угла максимальной  $\alpha_{wсг max}$  скорости сгорания. Затем индикаторные показатели в связи с запаздыванием воспламенения резко ухудшаются. И чем выше степень сжатия, тем лучше индикаторные показатели, и достигаются они при большем угле  $\phi_{кл}$ . Одновременно на этих режимах выше максимальные расчетные давление и температура в цилиндре, а  $\phi_{см}$ , наоборот, ниже.

### Литература

1. Haraldsson G., Tunestål P., Johansson B. et al. Transient Control of a Multi Cylinder HCCI Engine During a Drive Cycle // SAE Technical Paper Series. 2005. № 2005-01-0153. P. 1–15.
2. Камалтдинов В.Г. Управление рабочим процессом в НСЦИ двигателе // Двигателестроение. 2010. № 3. С. 3–9.

# ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ АТС ПРИ ИХ РАБОТЕ В НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ УСЛОВИЯХ

А.С. ИВАНОВ, канд. техн. наук И.А. АНИСИМОВ

Тюменский ГНГУ (3452. 20-93-02)

Рассмотрены вопросы влияния низкотемпературных условий эксплуатации на расход топлива газодизельных автомобилей и их приспособленность к таким условиям; предложена математическая модель, описывающая изменение расхода топлива от изменения температуры окружающего воздуха.

**Ключевые слова:** газодизельный автомобиль, расход топлива, низкие температуры окружающего воздуха, приспособленность.

Ivanov A.S., Anisimov I.A.

## EFFICIENCY OF GAS-DIESEL AUTOMOBILES IN LOW TEMPERATURE CONDITIONS

The article considers the influence of low temperature exploitation conditions on fuel consumption gas-diesel automobiles and their adaptation to such conditions, a mathematical model that describes the change in fuel consumption from changes in ambient temperature.

**Keywords:** gas-diesel automobile, fuel composition, low ambient temperature, the adaption.

Парк автомобилей, оснащенных газодизелями, непрерывно растет, что связано со стремлением сокращать потребление жидких нефтепродуктов, а также степень загрязнения окружающей среды выбросами вредных веществ с отработавшими газами. Но проблема приспособленности газодизельных автомобилей к низкотемпературным условиям их эксплуатации практически не изучена. Такая эксплуатация ведет к увеличению расхода топлива<sup>1</sup>, затрудняет пуск холодного дизеля, ускоряет износ поверхностей трущихся его деталей и т. д. Отсюда напрашивается вывод: чтобы предпринять меры, снижающие вредное влияние низких температур на все эти процессы, нужно, прежде всего, их знать. Поэтому приведенные ниже результаты исследования эффективности эксплуатации грузовых бортовых автомобилей КамАЗ-5320 и "Урал-4320" с газодизельным двигателем КамАЗ-7409.10, думается, должны представлять для читателей "АП" теоретический и практический интерес.

Исследования проводились в течение трех лет, с 2007 по 2010 г. Автомобили были исправны, укомплектованы согласно нормативно-технической документации и отрегулированы в соответствии с требованиями завода-изготовителя. Измерения температуры окружающего воздуха выполнялись при нагреве охлаждающей жидкости до рабочего значения, а расхода топлива — по ГОСТ 20306—90. Диапазон измеряемых температур окружающего воздуха — от 299,2 до 234,7 К (от 26,2 до -38,3 °С).

В качестве инструмента для выявления закономерностей влияния низких температур на расход топлива автомобилями была взята двухфакторная аддитивная математическая модель (формула № 1 в таблице).

<sup>1</sup> Резник Л.Г., Ромалис Г.М., Чарков С.Т. Приспособленность автомобилей к низким температурам воздуха. Учебное пособие. Тюмень: ТГУ, 1985. 100 с.

После обработки экспериментальных данных на ПЭВМ были получены графические зависимости расхода топлива от температуры воздуха (рис. 1) и коэффициента использования грузоподъемности (рис. 2) автомобилей "Урал" (кривые 1 и 2) и КамАЗ (кривые 3 и 4). Это формулы № 2 и 3 соответственно. Величина запальной дозы дизельного топлива при работе автомобилей по газодизельному циклу в приведенном выше диапазоне температур окружающего воздуха и изменении коэффициента использования грузоподъемности в диапазоне 0—1, изменялась от 0,1 до 0,3 л/100 км, поэтому на рисунке не показано).

Как видим, рисунки и модели подтверждают тот общеизвестный факт, что при понижении температуры воздуха, поступающего в цилиндры дизеля, заметно ухудшаются процессы смесеобразования и интенсификации сгорания дизельного топлива, а полнота сгорания сжатого природного газа, напротив, остается практически неизменной. Поэтому расход топлива в диапазоне температур окружающего воздуха от 273 до 234,7 К (от нуля до 38,3 °С) увеличивается быстрее, чем расход природного газа.

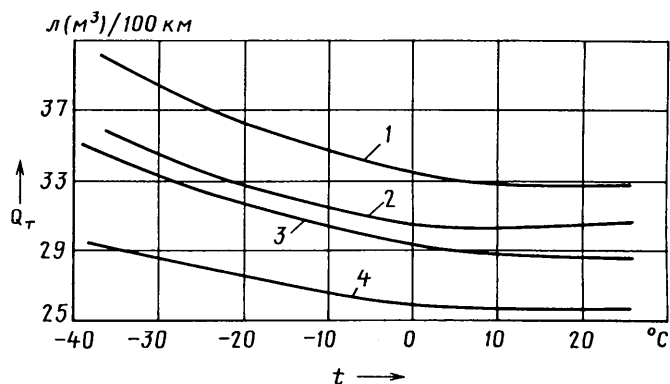


Рис. 1. Зависимость расхода топлива от температуры наружного воздуха и модели автомобиля при  $\gamma = 1$ :

1 — "Урал-4320", топливо дизельное; 2 — "Урал-4320", цикл газодизельный; 3 — КамАЗ-5320, топливо дизельное; 4 — КамАЗ-5320, цикл газодизельный

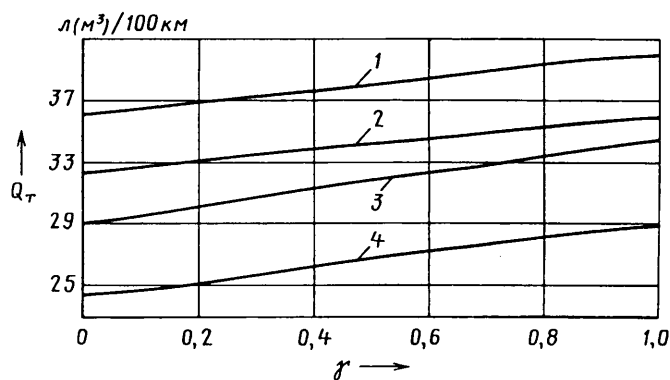


Рис. 2. Зависимость расхода топлива от коэффициента использования грузоподъемности при  $t = 238$  К (-35 °С):

1 — автомобиль "Урал-4320", топливо дизельное; 2 — автомобиль "Урал-4320", газодизельный цикл; 3 — автомобиль КамАЗ-5320, топливо дизельное; 4 — автомобиль КамАЗ-5320, газодизельный цикл

№ формулы	Формула	Примечания
1	$G_T = G_0 + S_r(t_{\text{опт}} - t_{\text{ф}})^2 + S_{\gamma}\gamma$	$G_T$ — фактический расход топлива; $G_0$ — его расход при равенстве оптимальной и фактической температур воздуха; $S_r, S_{\gamma}$ — параметры чувствительности расхода топлива к изменению соответственно температуры воздуха и массы перевозимого груза; $t_{\text{опт}}, t_{\text{ф}}$ — оптимальная и фактическая температуры воздуха; $\gamma$ — статический коэффициент использования грузоподъемности АТС
2	$G_{\text{дт}} = 28,84 + 2,93 \cdot 10^{-3}(t_{\text{опт}} - t_{\text{ф}})^2 + 3,84\gamma;$ $G_{\text{кпг}} = 26,75 + 2,61 \cdot 10^{-3}(t_{\text{опт}} - t_{\text{ф}})^2 + 3,52\gamma$	$G_{\text{дт}}$ — в л/100 км; $G_{\text{кпг}}$ — в м <sup>3</sup> /100 км; для автомобиля "Урал"
3	$G_{\text{дт}} = 23,39 + 2,17 \cdot 10^{-3}(t_{\text{опт}} - t_{\text{ф}})^2 + 5,06\gamma;$ $G_{\text{кпг}} = 21,02 + 1,46 \cdot 10^{-3}(t_{\text{опт}} - t_{\text{ф}})^2 + 4,61\gamma$	Для автомобиля КамАЗ
4	$Q_H = 0,01(H_{\text{сан}}S + H_w m_{\text{гр}} S_{\text{гр}})(1 + 0,01D)$	$Q_H$ — нормативный расход топлива; $H_{\text{сан}}$ — норма его расхода для снаряженного автомобиля или автопоезда; $H_w$ — норма расхода на выполнение транспортной операции, л(м <sup>3</sup> )/100 т · км; $m_{\text{гр}}$ — масса груза; $S_{\text{гр}}$ — пробег с грузом; $S$ — пробег автомобиля или автопоезда; $D$ — поправочный коэффициент (надбавка или снижение) к норме, %
5	$Q_H = 0,01 H_{\text{сан}}S + \frac{m_{\text{гр}} S_{\text{гр}} (G_m - H_{\text{сан}})}{Q_{\text{авт}}} \times$ $\times \left( 1 + 0,01 \sum_{i=1}^{n-1} D_i \right)$	$G_T$ — расход топлива, вычисленный по формуле № 2 или 3; $Q_{\text{авт}}$ — грузоподъемность АТС; $\sum_{i=1}^{n-1} D_i$ — суммарная относительная надбавка, учитывающая условия работы АТС за вычетом надбавки, обусловленной температурой воздуха

Как показала проверка, численные значения коэффициентов множественной корреляции для обеих моделей АТС составили 0,92—0,98, коэффициентов детерминации — 0,93—0,96. Это свидетельствует о достаточно полном учете факторов в моделях. Значения дисперсионного отношения Фишера, полученные на основе экспериментальных данных, больше табличных значений  $F$ -критерия для доверительной вероятности 0,95, что тоже говорит об адекватности многофакторных моделей результатам эксперимента.

В настоящее время нормируемое значение расхода любого топлива для грузовых бортовых автомобилей и автопоездов рассчитывается, как известно, согласно Методическим рекомендациям № АМ-23-р, разработанным Минтрансом РФ, т.е. по формуле № 4. Однако у этой формулы и методики есть, на взгляд авторов, два недостатка. Во-первых, формула не учитывает приспособленность автомобилей к работе в условиях пониженных температур окружающего воздуха и массу перевозимого груза. Во-вторых, в методике отсутствует точное определение нормы расхода топлива на выполнение транспортной работы и лишь оговаривается, что для грузовых бортовых автомобилей и автопоез-

дов, которые выполняют работу, учитываемую в т · км, норма расхода топлива увеличивается в зависимости от вида используемого топлива и что увеличение дизельного топлива составляет до 1,3 л/(т · 100 км), а сжатого природного газа — до 2 м<sup>3</sup>/(т · 100 км), а и при газодизельном питании ориентировочно соответственно до 0,25 л/(т · 100 км) и 1,2 м<sup>3</sup>/(т · 100 км). Также указывается, что возможно определение нормы расхода топлива на выполнение транспортной работы с использованием точных расчетов, выполняемых по специальной программе-методике непосредственно для каждого конкретного марок, модификаций и типов АТС. Эти недостатки устраняются, если, как показали исследования, для определения  $Q_H$  воспользоваться формулой № 5.

Экономический эффект от внедрения результатов исследования для одного автомобиля КамАЗ-5320, работавшего в умеренно холодном климатическом районе (г. Тюмень), за зимний период года (5,5 месяцев) при среднем пробеге 50 000 км составила для газодизельного цикла 9726 руб., а для дизельного — 8042 руб. У автомобиля "Урал-4320" эти цифры равны соответственно 8317 и 6292 руб.

## ВНИМАНИЕ!

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией быстрее и удобнее с помощью электронной почты.  
Наш адрес: [avtoprom@mashin.ru](mailto:avtoprom@mashin.ru); [avtoprom@aport.ru](mailto:avtoprom@aport.ru)

## АДАПТИВНЫЕ АЛГОРИТМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ НАПРЯЖЕНИЯ В СИСТЕМАХ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ АТС

Кандидаты техн. наук А.Е. ЧЕРНОВ и А.В. АКИМОВ,  
А.Н. КРОТОВ

МГТУ "МАМИ" (8.905. 532-58-52)

*Рассмотрены интеллектуальные системы электроснабжения АТС, использующие оптимальные алгоритмы работы, что обеспечивает снижение токсичности отработавших газов двигателя и расхода топлива на привод генераторной установки, стабильность напряжения в бортовой сети и заданное состояние аккумуляторной батареи.*

**Ключевые слова:** интеллектуальная система электроснабжения, генераторная установка, аккумуляторная батарея, адаптивный алгоритм, многоканальная система обмена информацией.

Chernov A.E., Akimov A.V., Krotov A.N.  
ADAPTIVE ALGORITHMS OF REGULATION  
OF PRESSURE IN SYSTEMS  
OF AN ELECTRICAL SUPPLY OF ATS

*"Intellectual" systems of an electrical supply of the vehicles, the using optimum algorithms of the work providing decrease of toxicity of fulfilled gases of the engine and the expense of fuel by the engine on a drive of generating installation, stability of pressure in an onboard network and set a condition of the storage battery are considered.*

**Keywords:** "intellectual" system of an electrical supply, generating installation, the storage battery, adaptive algorithm, multichannel system of information interchange.

По данным различных экологических служб, количество вредных веществ, выбрасываемых российским автотранспортом в атмосферу, ежегодно возрастает на 25—30 %. Потому что, например, выпускаемые отечественные автомобили и автобусы не удовлетворяют даже нормам "Евро-3", введенным в ЕС еще в 1999 г. и регулирующим содержание вредных веществ в отработавших газах дизельных и бензиновых АТС. Не говоря уже о нормах "Евро-4" и "Евро-5", первые из которых действуют там с 2005-го, а вторые — с 2009 г. применительно к грузовым автомобилям.

Причин тому много. Но авторы хотели бы остановиться на одной, на которую разработчики АТС традиционно не обращают внимания. Речь идет о взаимодействии основных компонентов систем электроснабжения.

Дело в том, что от качества регулирования напряжения генераторной установки, как показывают исследования, во многом зависит не только ее энергетические показатели, но и расход топлива ДВС, а значит, и количество его вредных выбросов. Например, эксплуатационные исследования, проведенные авторами, доказывают, что при увеличении максимального тока отдачи генераторной установки на 20 А расход топлива на режиме холостого хода ДВС возрастает на 15—20 %. И если учесть, что при эксплуатации АТС в городских условиях время работы его двигателя на данном режиме составляет 40—50 %, то легко подсчитать, что

перерасход топлива будет равен 6—10 %. Кроме того, при работе генераторной установки на максимальную электрическую нагрузку на режиме того же холостого хода, когда мощность, вырабатываемая генератором, максимальна, ДВС может работать с перебоями, что значительно увеличивает токсичность отработавших газов.

Есть ли выход из создавшегося положения? Да, есть. Он — в создании адаптивных (интеллектуальных) алгоритмов регулирования напряжения в системах энергоснабжения. Именно они позволят оптимизировать алгоритмы взаимодействия основных компонентов данных систем, генератора и аккумуляторной батареи. Что, в свою очередь, снизит выбросы вредных веществ в атмосферу и расход топлива двигателем АТС.

При наличии такого алгоритма система электроснабжения интеллектуальная. Она при изменении частоты вращения ротора генератора и электрической нагрузки не просто ограничивает развиваемое им напряжение на определенном уровне, но и корректирует напряжение настройки в зависимости от зарядного состояния аккумуляторной батареи и режимов эксплуатации. Кроме того, управляющие устройства адаптивных систем электроснабжения могут воздействовать на устройства, в них не входящие. Например, при включении мощных электропотребителей — увеличивать частоту вращения коленчатого вала ДВС, чтобы исключить разряд аккумуляторной батареи.

Алгоритмы работы всякой, в том числе и рассматриваемой, интеллектуальной системы управления определяются целью управления и состоянием окружающей обстановки. Сами системы характеризуются четырьмя группами переменных: переменными состояниями  $x_1(t), x_2(t), \dots, x_m(t)$ , представляющими собой их обобщенные координаты; управляющими переменными  $r_1(t), r_2(t), \dots, r_m(t)$ , т. е. воздействиями данной системы на управляемый объект; внешними переменными (возмущающими воздействиями)  $f_1(t), f_2(t), \dots, f_m(t)$ , создаваемыми окружающей средой (внешние условия); наблюдаемыми (контролируемыми) переменными  $z_1(t), z_2(t), \dots, z_m(t)$  — теми из обобщенных координат, сведения об изменении которых поступают в систему управления. (Наблюдаемыми переменными могут быть, в частности, переменные состояния.)

В современных автомобильных системах электроснабжения традиционной структуры, построенных по "буферной" схеме, целью управления является ограничение напряжения генератора на определенном уровне. В данном случае переменные состояния — это напряжение генератора и температура воздуха, поступающего в генератор; управляющая переменная — ток возбуждения генераторной установки. К внешним же переменным относятся частота вращения ротора генератора, эквивалентный ток приемников электрической энергии, температура генератора и аккумуляторной батареи, зарядное состояние аккумуляторной батареи. Наблюдаемые переменные — напряжение генератора и его температура.

Напряжение в бортовой сети, В	13,96—13,91	13,90—13,91	13,80—13,71	13,73—13,60	13,0—13,40
Степень заряженности аккумуляторной батареи, %	90	80	70	60	50

Адаптивная система электроснабжения обеспечивает оптимальное значение вектора показателя цели управления. Причем в качестве этого показателя предлагается использовать токсичность отработавших газов двигателя, расход топлива на привод генераторной установки, уровень стабильности напряжения в бортовой сети, зарядное состояние аккумуляторной батареи и температуру генераторной установки. Потому что именно эти параметры в большинстве случаев определяют потребительские качества автомобиля в целом и функциональные показатели системы электроснабжения в частности.

Очевидно, что техническая реализация адаптивных систем электроснабжения значительно труднее реализации традиционных замкнутых систем. Причины тому — необходимость осуществления дополнительных информационных потоков, обработки информации и реализации алгоритмов управления с помощью довольно мощных вычислительных средств, а также использование различных исполнительных механизмов для управления объектами, не входящими в состав системы электроснабжения. Однако задача решаема, а такой ее делает расширение состава электронных, информационных и управляющих систем, применяемых в настоящее время на автомобиле. Например, на практике всех современных АТС уже есть многоканальная система обмена информацией, которая позволяет строить адаптивные системы электроснабжения в единой информационной среде, а также использовать мощности других вычислительных систем. Такое построение автомобильной системы электроснабжения в виде открытой информационной системы дает возможность оптимизировать ее работу без существенного усложнения структуры и применения дополнительных устройств.

Опираясь на сказанное выше, авторы статьи разработали систему электроснабжения, управляющее устройство которой в случае снижения частоты вращения коленчатого вала на режиме холостого хода двигателя ниже минимально допустимой уменьшает ток возбуждения генератора (при удовлетворительной степени заряженности аккумуляторной батареи возможно развозбуждение генератора) до тех пор, пока эта частота превысит минимально допустимую.

Разработана также система, управляющее устройство которой при удовлетворительном зарядном состоянии аккумуляторной батареи развозбуждает генераторную установку на период разгона автомобиля, благодаря чему достигается не только снижение расхода топлива на привод генераторной установки, но и улучшаются динамические характеристики автомобиля.

В целом можно сказать, что многолетние теоретические и экспериментальные исследования, проведенные авторами в ходе разработки генераторных установок для автомобилей ВАЗ, КамАЗ и автобусов ЛиАЗ, позволили создать интегральную систему электроснабжения, благодаря которой расход топлива перечисленными АТС снизился на 5—8 %, а выброс вредных веществ с отработавшими газами — на 3—6 %.

Алгоритм работы новой системы заключается в следующем.

После пуска ДВС с помощью электростартера идет непрерывное измерение напряжения в бортовой электросети, т.е. параметра, который, как известно, косвенно характеризует степень заряженности аккумуляторной батареи (см. таблицу).

Зная величину этого напряжения, система управления сравнивает ее с предельно допустимым его значением (13,83 В), записанным в ее памяти. И если, например, окажется, что в какой-то момент времени напряжение в бортовой сети ниже 13,83 В, система управления сразу же переводит генератор в режим поддержания повышенного напряжения настройки, равного 14,9—14,8 В ("ускоренный заряд"). Если же, наоборот, измеренное напряжение будет больше или равно 13,91—13,96 В, то она обеспечивает заряд аккумуляторной батареи при пониженном (14,1—14,3 В) напряжении настройки регулятора ("компенсирующий заряд").

Главная особенность разработанного алгоритма заключается в том, что, если "ускоренный заряд" аккумуляторной батареи не был обеспечен непрерывно в течение определенного времени (~120 с), связанного с характеристиками ездового цикла автомобиля, то повышенное (14,9—14,8 В) напряжение настройки регулятора поддерживается до тех пор, пока не будет обеспечен непрерывный "ускоренный заряд" аккумуляторной батареи в течение 120 с.

Многофункциональный регулятор напряжения, работающий по рассмотренному алгоритму, уже выпускается на молодецненском ОАО "Электромодуль". В 2009 г. его производство достигло 14 тыс. шт. Устанавливают их на автобусах ЛиАЗ и автомобилях КамАЗ.

Опыт эксплуатации АТС с этими адаптивными системами электроснабжения говорит о том, что они действительно способствуют снижению количества выбросов вредных веществ в окружающую среду и расхода топлива почти в той же степени, что и в случае применения дорогостоящих и сложных комбинированных (гибридных) силовых установок. Причем без особых затрат.

## ДИСКОВЫЙ ТОРМОЗНОЙ МЕХАНИЗМ ЗАКРЫТОГО ТИПА

П.И. САРКИСОВ, д-р техн. наук Г.И. ГЛАДОВ

МГТУ имени Н.Э. Баумана (+7. 499. 263-61-40)

*Рассмотрен усовершенствованный дисковый тормозной механизм закрытого типа, сочетающий защищенность барабанного механизма со стабильностью свойств дискового.*

*Ключевые слова:* дисковый тормоз закрытого типа, колотый диск, защищенность, теплоотвод.

Sarkisov P.I., Gladov G.I.  
CLOSED-TYPE DISC BRAKE

*Research is concerned with closed-type disc brake development. Such unit is as protected as drum brake and as stable as disc brake.*

*Keywords:* closed-type disc brake, disclosed disc, protection degree, heat-removing.

Дисковый тормозной механизм значительно легче барабанного, имеет меньший момент инерции, его поверхности трения плоские, значит, свойства такого механизма стабильные. Кроме того, он характеризуется хорошим теплоотводом [1].

Со всех этих точек зрения он явно превосходит механизм барабанной. Однако есть один параметр, по которому он столь же явно уступает последнему: его поверхности трения напрямую подвержены воздействию внешней среды, они не защищены. Попадание воды, абразива и прочих посторонних частиц кратковременно, но значительно сокращает его эффективность, что, к сожалению, бывает достаточно для создания аварийной ситуации.

Авторы статьи сделали попытку совместить преимущества дискового и барабанного тормозов. И она им удалась: разработаны концепция и схема дискового тормозного механизма закрытого типа (рис. 1), а в настоящее время ведутся работы по оптимизации его параметров. При разработке нового тормоза в качестве базовой взята конструкция традиционного дискового механизма открытого типа, выпускаемая немецкой фирмой "Кнорр-Бремзе" (мод. SN7). Задача сводилась к тому, чтобы, во-первых, такие параметры, как максимальный тормозной момент, характеристики работоспособности по мере износа и масса нового механизма оставались такими же, как у аналога, и, во-вторых, чтобы разместить в ступице дополнительные детали, которые закрыли бы механизм. И еще одно: было принято решение работать с самым проблематичным случаем — ведущей

управляемой осью, что, как предполагалось, позволит без особого труда распространить полученные результаты на ведомые и ведущие неуправляемые оси, так как они более просты в компоновочном плане ступичного узла.

Очевидно, что при этом подходе основные затруднения в проектировании должны были вызывать две вещи — ограниченность пространства для размещения механизма регулировки зазора (осевой размер ~150 мм), а также усложненный доступ от пневмокамеры до разжимного механизма (кольцевой проем диаметрами 240 и 180 мм). Поэтому для решения этих задач был использован метод исключения.

Так, в связи со значительным (75 мм) ходом штока и необходимостью обеспечить ему достаточную прочность, его пришлось расположить в вертикальной плоскости, под 45° к горизонту и со смещением от оси ступицы. Что касается пневмокамеры, то, как оказалось, требова-

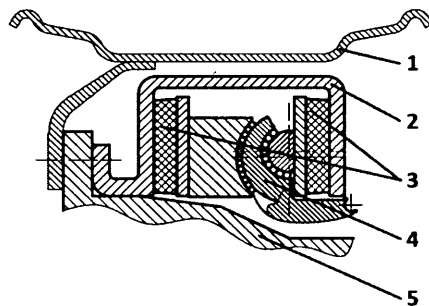


Рис. 1. Схема дискового тормозного механизма закрытого типа:

1 — колесный диск; 2 — корпус тормозного механизма с плоскими поверхностями трения; 3 — тормозные колодки; 4 — разжимной механизм; 5 — ступица колеса

нию в отношении тормозного момента ( $\geq 30$  кН·м) ответил только вариант "Кнорр-Бремзе" мод. BS3601, т. е. самая производительная камера из семейства. Она характеризуется значительным (15,36 кН) развиваемым усилием уже при номинальном (8,35 МПа, или 8,5 кгс/см<sup>2</sup>) давлении, ходом штока, равным 75 мм, и внушительными размерами (диаметр — 220 мм, осевой размер — 120 мм).

Конструкция нового тормоза приведена на рис. 2. В ее состав входят два диска: наружный (4) и внутренний (5). Относительно продольной оси шасси они не одинаковы: наружный со стороны оребрения имеет отверстия, с помощью которых он крепится к ступице б колеса 7, центрируясь относительно нее по внутреннему диаметру. На наружный диск устанавливается барабан 8, представляющий собой цилиндрическую тонкостенную оболочку с участками разных диаметров и шлицевыми соединениями с двух его сторон: с помощью одного барабан размещается на наружном диске, а с помощью второго — внутренний диск встраивается в барабан. Для фиксации внутреннего диска на барабане есть кольцевая внутренняя проточка для шлицевого кольца 11.

Это кольцо вставляется в барабан в осевом направлении, сопрягаясь по шлицевому соединению до тех пор, пока его выступы попадут в проточку. Затем кольцо поворачивают на угол, соответствующий совмещению выступов. Таким образом оно фиксирует внутренний диск от осевых перемещений в направлении действия усилия колодки.

Шток 9 пневмокамеры проходит в компактный проем между диском 5 и направляющим кронштейном 2, который крепится болтом к поворотному кулаку 10. Корпус 1 штока крепится к корпусу разжимного механизма 3, поэтому усилие от пневмокамеры на направляющие втулки не передается.

Чтобы заданное перемещение штока можно было преобразовать во вращение разжимного рычага, применена схема американской фирмы "Арвин Меритор". Такая кинематика обеспечивает достаточную длину кривошипа рычага, что озна-

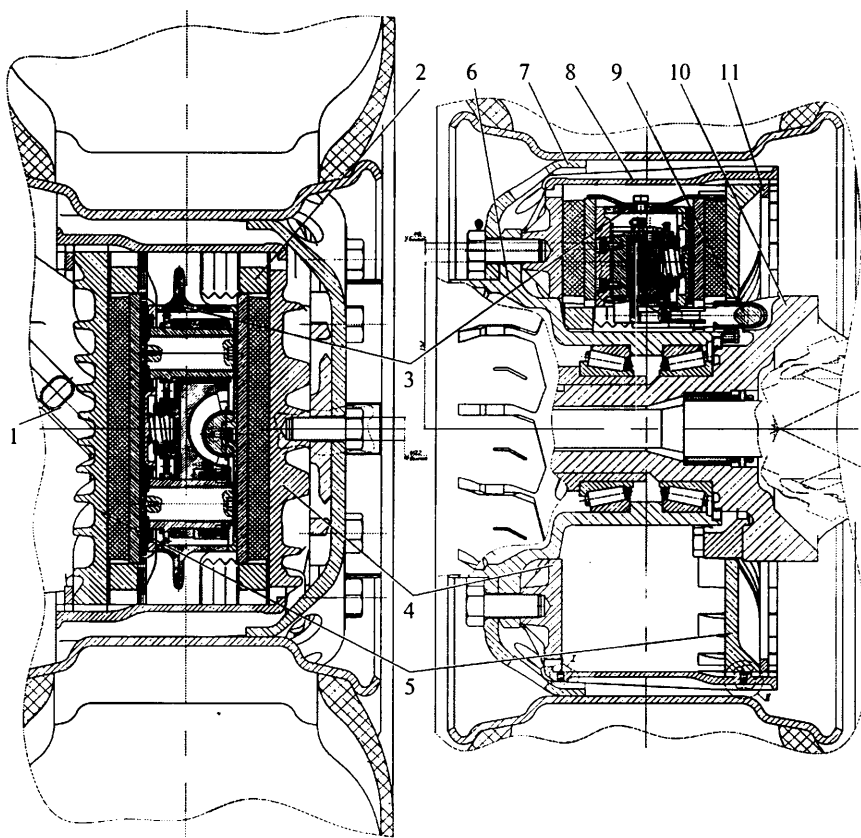


Рис. 2. Конструктивное исполнение тормозного механизма закрытого типа в разрезе вертикальной плоскостью, смещенной от оси вращения колеса (а), и горизонтальной плоскостью, проходящей через ось колеса (б):

1 — корпус штока пневмокамеры; 2 — направляющий кронштейн; 3 — корпус разжимного механизма; 4 и 5 — наружный и внутренний тормозные диски; 6 — ступица колеса; 7 — колесо; 8 — барабан; 9 — шток пневмокамеры; 10 — поворотный кулак; 11 — шлицевое кольцо

часть его минимальное угловое перемещение при фиксированном линейном перемещении штока, а значит, и минимальные поперечные смещения последнего.

Механизм автоматического регулирования зазора интегрирован в разжимное устройство и выполнен по распространенной функциональной схеме (рис. 3): два (1 и 5) винта с упорной резьбой зафиксированы относительно плиты (на рисунке не показана). Навинченные на них регулировочные втулки (2 и 4) связаны между собой зубчатой передачей 3. Одна из них (2) — ведущая, вторая (4) — ведомая. Соосно с ведущей втулкой расположен узел муфт свободного хода, состоящий из двух пружин, промежуточной (12) и приводной (13) втулок. Последняя приводится в движение за счет поворота рычага 7 посредством рычажной связи с установленным зазором, соответствующим зоне зазора в сопряжении "колодка—диск". Резьбовые

регулирующие втулки (2 и 4) располагаются в корпусе траверсы 6, перемещающейся поступательно за счет разжимного действия рычага 7,

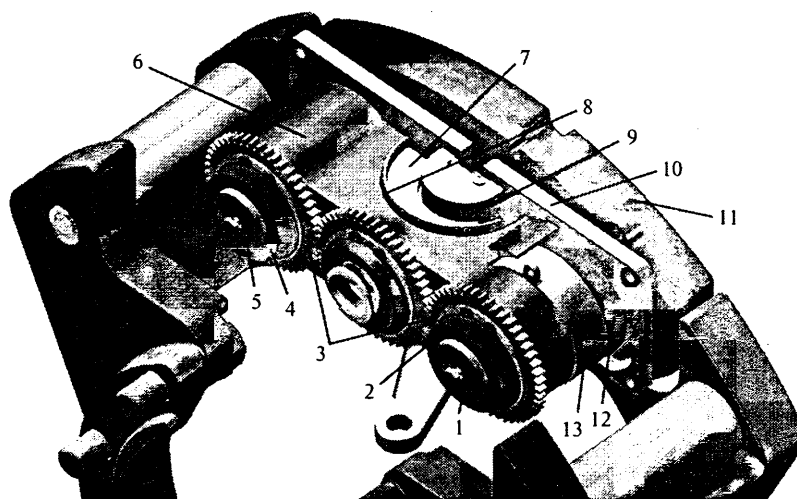


Рис. 3. Механизм регулирования зазора:

1, 5 — винты с упорной резьбой; 2, 4 — регулировочные втулки; 3 — зубчатая передача; 6 — траверса; 7 — рычаг; 8, 9 — подшипники с упругим сепаратором; 10 — крышка корпуса; 11 — наружная тормозная колодка; 12 — промежуточная втулка; 13 — приводная втулка

который через подшипники (8 и 9) с упругим сепаратором сопрягается с одной стороны с траверсой, а с другой — с крышкой 10 корпуса. Эта крышка зажата между наружной тормозной колодкой 11 и корпусом (на рисунке не показан), который скользит поступательно по направляющим втулкам.

Многие детали стандартного механизма "Кнорр-Бремзе" пришлось доработать.

Так, поворотный кулак получил крепежные отверстия, а также вырез под корпус штока, перемещающегося в направлении оси ступицы по мере выравнивания зазора.

Барабан (рис. 4) стал объектом наиболее продолжительной оптимизации, так как он во многом определяет жесткость и компоновку узла. На первых итерациях он выполнял функцию тормозного диска, поэтому имел одну внутреннюю плоскую поверхность трения, приливы с периферийно расположенными по окружности крепежными отверстиями, ребра жесткости, а также шлицевое соединение для самостоятельного диска с проточкой для фиксирующего кольца. Однако в процессе оптимизации расчетами доказано, что он не обладает достаточной жесткостью. Были приняты меры по ее повышению с позиций минимизации массы и момента инерции. Использование наиболее прогрессивных методов позволило добиться требуемых значений этих



параметров, и барабан лишился плоской поверхности трения, которая теперь реализована на одном из разнесенных дисков.

Длительной оптимизации подверглись тормозные диски (рис. 5). В этом случае помимо требований жесткости добавились компоновочные ограничения, критерии ремонтпригодности и обслуживания механизма. Единственным выходом из данной ситуации стало применение технологии «колотых дисков», успешно применяемое фирмой "Кнорр-Бремзе" (а.с. № 6115901 и № 5864935, США). Согласно этому решению, диск изготовлялся цельным, затем, после обработки, раскалывался на две половины, образуя индивидуальный микропрофиль поверхности скола, по которому половины центрируются и стягиваются болтами в окружном направлении. В результате каждый из двух разнесенных дисков имеет наружные шлицы, одна сторона обработана под плоскую поверхность трения, а вторая — оребрена, обеспечивая хорошую жесткость и эффективный теплоотвод.

Направляющий кронштейн тоже претерпел значительные изменения из-за ограниченного пространства под групповое болтовое соединение. Болты располагаются на малом диаметре, и, следовательно, их число возросло. Деталь выглядит значительно массивнее аналога, но необходимо учитывать, что в существующих механизмах в определенных случаях применяется составной кронштейн, что сокращает разницу компонентов по массе и трудоемкости изготовления.

Разжимное устройство функционирует посредством рычага с эксцентричными цилиндрическими поверхностями. Отличие рычага от привычного для рычагов "Кнорр-Бремзе" состоит в несимметричности нагрузки, но такие рычаги успешно применяются американской фирмой "Арвин Меритор".

За счет ступицы обеспечивается пространство по радиальному направлению под исполнительные элементы с учетом их подвижности, что вызвало смещение планетарного ряда в осевом направлении.

Когда результаты оптимизации были получены, необходимо было

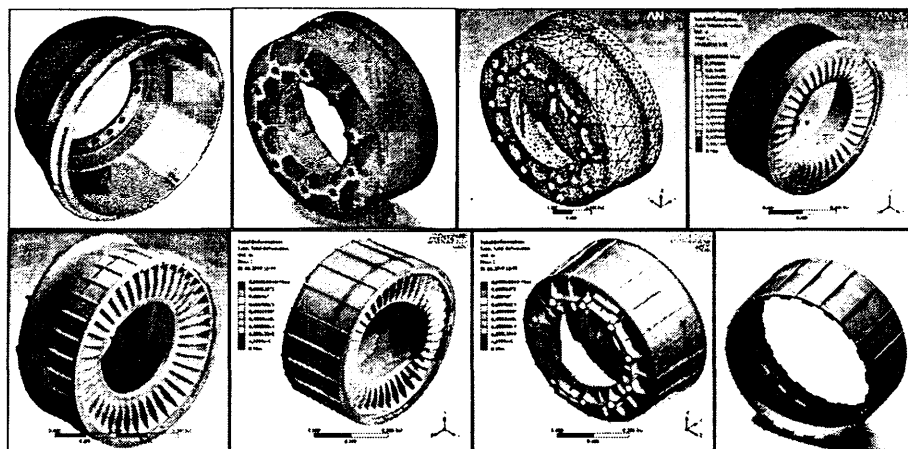


Рис. 4. Этапы оптимизации конструкции барабана

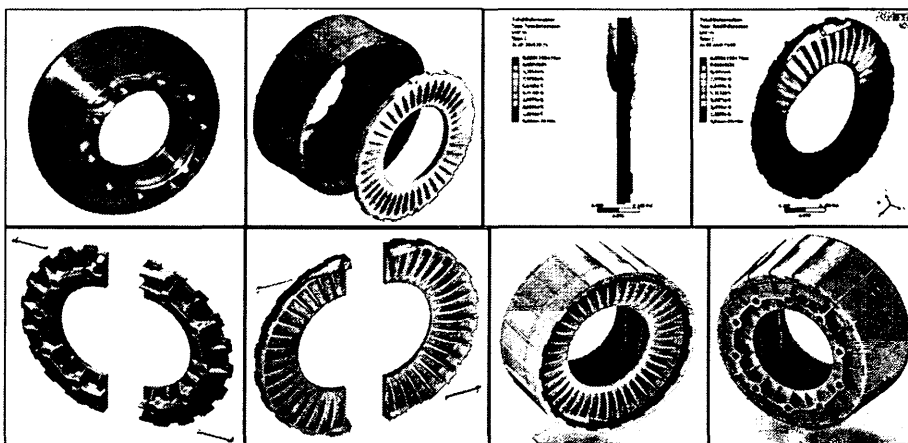


Рис. 5. Этапы оптимизации тормозного диска

провести их качественный анализ. При этом установлено, что многие из рассмотренных мер оправданы теми преимуществами, которые конструкция приобрела. Например, статистика свидетельствует, что свыше половины отказов механизмов "Кнорр-Бремзе" связано с заклиниванием плавающей скобы на направляющих, обусловленным повреждениями резиновых уплотнений и коррозией втулок. Кроме того, попадание посторонних частиц на поверхность трения чревато, как уже отмечалось, кратковременной потерей работоспособности традиционного дискового механизма [2] (как правило, в случае преодоления водных преград). В конструкции же разработанного механизма все надежно защищено.

Обеспечение необходимой жесткости стало причиной интенсивного оребрения, его следствие — более эффективный теплоотвод. Это весьма актуально сегодня ввиду все

более популярного запрета на использование шумных моторных тормозов и ретардеров вблизи населенных пунктов [3].

И, наконец, обслуживание. Примененная технология «колотых дисков», по данным производителя, позволяет существенно экономить затраты на такие процедуры, как замена колодок и тормозных дисков, и тем самым — сокращать простои техники.

Таким образом, основными результатами оптимизации конструкции тормозного механизма можно считать следующие.

Во-первых, рассматривать достижение требуемой жесткости конструкции при минимальной ее массе.

Во-вторых, хотя разработанный защищенный барабанный механизм для управляемой оси дороже и тяжелее аналога, имеет больший осевой габарит, но отличается значительно более эффективным теплоотводом и стабильностью

свойств, присущей дисковому механизму.

Причем характеристики теплоотвода являются очень сильной стороной разработанного механизма, так как за счет оребрения площадь его наружных поверхностей больше площадей поверхности дисков трения "Кнорр-Бремзе" в разы. Кроме того, в отличие от барабанного тормоза, где теплоотводящая наружная цилиндрическая поверхность барабана охвачена колесным диском, в данной схеме теплоотвод осуществляется поверхностью, не имеющей расположенных рядом значительных помех, что способствует качественному и интенсивному обтеканию их потоком воздуха.

В-третьих, единственный способ попадания посторонних частиц в барабан — через зазор по окружности характерного диаметра 210 мм. В случае же барабанного тормоза этот за-

зор образован на диаметре ~420 мм, т. е. его протяженность более чем в 2 раза, чем в предлагаемом механизме. Наконец, в новом механизме предусмотрена улавливающая проточка для сбора продуктов износа и прочих посторонних частиц веществ, выбрасываемых за счет центробежных сил из внутренней полости. Эти частицы могут выводиться наружу односторонним пружинным клапаном под действием центробежных сил или накапливаться в специальном углублении для периодической очистки в ходе технического обслуживания.

В-четвертых, поскольку поверхности трения — плоские, колодки унифицированы с традиционным дисковым механизмом, стабильность свойств традиционного дискового механизма является свойством и разработанной конструкции. Это позитивно сказывается на пара-

метрах активной безопасности, оптимизирует возможности АБС.

Анализ всех полученных характеристик узла дает основание утверждать: разработка будет востребована. Особенно там, где наиболее важны защищенность и стойкость к интенсивной нагрузке.

#### Литература

1. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: В 3 т. Т. 3 / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Желгов и др.; Под ред. А.А. Полунигина. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. — 432 с.: ил.
2. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин: Учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов. — 2-е изд., доп. и перераб. — М.: Машиностроение, 1990. — 352 с.: ил.
3. ГОСТ Р 41.13—99 (Правила ЕЭК ООН № 13). Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения механических транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения. [Текст]. — Введ. 1999—05—26. — М.: Госстандарт России: Изд-во стандартов, 2006 — II, 113 с.: ил.

УДК 621.43.018

## РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД АВТОМОБИЛЯ

Канд. техн. наук П.П. ЕВСЕЕВ

Как известно, для любой системы КПД должно определяться по формуле № 1 (см. таблицу). Но в связи с тем, что мерой энергии является работа, то — по формуле № 2. А если же иметь дело не с работой, а с мощностью, то это будет формула № 3.

Приведенные в формулах понятия (термины) известны. Они — энциклопедические (общепризнанные). Поэтому для автомобиля нет смысла придумывать какие-то другие понятия.

Однако одновременно следует признать, что автомобиль — система своеобразная. И это своеобразие состоит в том, что он, так сказать, "один в двух лицах": одновременно перевозит и полезный груз, и самого себя. Поэтому при расчете КПД его следует рассматривать с двух позиций: того, что он представляет собой, с одной стороны, силовую установку, т. е. объект, производящий механическую энергию и доставляющий ее к ведущим колесам, а с другой — одновременно транспортное средство, т. е. объект перемещения грузов в пространстве. Отсюда очевидно, что в первом случае под полезной работой следует понимать работу  $A_k$ , совершенную ведущими его колесами, и определяться она в общем случае должна по формуле № 4, а под полезной мощностью — мощность  $N_k$ , подводимую к тем же ведущим колесам, которая вычисляется по формуле № 5 или № 6.

Поскольку в данном случае принято условие, что работа  $A_k$  — полезная, то КПД автомобиля, как силовой установки, должен рассчитываться по формуле № 7, а если оперировать с мощностью, то по формуле № 8.

Когда же автомобиль рассматривается как транспортное средство, то, очевидно, полезной следует считать не всю работу, подведенную к ведущим колесам, а только ту ее часть  $A_r$ , которая затрачивается на перемещение полезного груза. Тогда, приняв условие, что данный груз защищен от встречного потока воздуха (что в большинстве случаев имеет место), то  $A_r$  должна определяться по формуле № 9, а мощность  $N_r$ , затрачиваемая на перемещение полезного груза, — по формуле № 10.

Таким образом, КПД автомобиля как транспортного средства дает формула № 11, а если иметь дело не с работой, а с мощностью, — то формула № 12.

Как видим, представленное формулами № 11 и 12 сопоставление значений полезной и затраченной работ (мощностей) является выражением компромисса между требованиями максимизации полезной работы (мощности) и минимизации затраченной работы (мощности). В связи с чем возникает задача поиска компромисса оптимального. При этом для подтверждения правильности решения задачи необходимо одновременно определять как затраченную, так и полезную работу (мощность) и сопоставлять между собой их значения.

При рассмотренном выше подходе к понятию  $\eta_{атс}$  работа и мощность, затраченные на перемещение самого автомобиля, считаются теряемыми ("вредными"). Подобно тому, как энергия, отбираемая с коленчатого

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\eta = \frac{E_{\text{п}}}{E}$	$E_{\text{п}}$ — энергия, полезно затраченная системой; $E$ — энергия, ею полученная
2	$\eta = \frac{A}{A_3} = \frac{FS}{A_3}$	$A = FS$ — полезная работа; $F$ — сила; $S$ — путь; $A_3$ — затраченная работа
3	$\eta = \frac{N}{E} = \frac{Fv}{N_3}$	$N$ — полезная мощность; $N_3$ — затраченная мощность; $v$ — скорость перемещения системы
4	$A_{\text{к}} = F_{\text{к}}S = \frac{10^{-3}(mg\psi_{\text{д}} + W_{\text{д}}v^2)S}{3,6} = \frac{10^{-3}mg\psi_{\text{д}}S}{3,6}$	$F_{\text{к}}$ — сила сопротивления движению автомобиля, Н; $m$ — полная его масса, кг; $g$ — ускорение свободного падения, м/с; $\psi_{\text{д}}$ — коэффициент сопротивления дороги, т. е. без учета аэродинамического сопротивления; $W_{\text{д}}$ — динамический фактор; $\psi$ — полный коэффициент сопротивления движению
5	$N_{\text{к}} = F_{\text{к}}v = 10^{-3}(mg\psi_{\text{д}} + W_{\text{д}}v^2)v = 10^{-3}mg\psi_{\text{д}}v$	$v$ — скорость движения автомобиля, м/с
6	$N_{\text{к}} = \frac{M_{\text{к}}n_{\text{к}}}{9550}$	$M_{\text{к}}$ — момент силы, приложенной к ведущим колесам автомобиля, Н·м; $n_{\text{к}}$ — частота вращения его ведущих колес, мин <sup>-1</sup>
7	$\eta_{\text{асу}} = \frac{A_{\text{к}}}{A_3} = \frac{10^{-3}mg\psi_{\text{д}}S}{3,6q\rho Q}$	$A_3 = q\rho Q$ — затраченная работа, кВт·ч; $q$ — удельная теплота сгорания топлива, кВт·ч/кг; $\rho$ — плотность топлива, кг/л; $Q$ — количество израсходованного топлива, л; $A_{\text{к}}$ — полезная работа
8	$\eta_{\text{асу}} = \frac{N_{\text{к}}}{N_3} = \frac{10^{-3}F_{\text{к}}v}{q\rho G} = \frac{10^{-3}mg\psi_{\text{д}}v}{q\rho G}$	$G$ — количество израсходованного топлива, л/ч; $N_{\text{к}}$ — полезная мощность, кВт
9	$A_{\text{г}} = \frac{10^{-3}m_{\text{г}}g\psi_{\text{д}}S}{3,6}$	$m_{\text{г}}$ — масса груза, кг; $A_{\text{г}}$ — полезная работа, кВт·ч
10	$N_{\text{г}} = \frac{A_{\text{г}}}{T} = 10^{-3}m_{\text{г}}g\psi_{\text{д}}v$	$T$ — время, затраченное на преодоление пути $S$ , ч
11	$\eta_{\text{атс}} = \frac{A_{\text{к}}}{A_3} = \frac{10^{-3}m_{\text{г}}g\psi_{\text{д}}S}{3,6q\rho Q}$	—
12	$\eta_{\text{атс}} = \frac{N_{\text{г}}}{N_3} = \frac{10^{-3}m_{\text{г}}g\psi_{\text{д}}v}{q\rho G}$	—
13	$\eta_{\text{е}} = \eta_{\text{и}}\eta_{\text{м}}$	—
14	$\eta_{\text{па}} = \frac{A_{\text{г}}}{A_{\text{к}}} = \frac{N_{\text{г}}}{N_{\text{к}}} = \frac{m_{\text{г}}g\psi_{\text{д}}}{(m_{\text{а}} + m_{\text{г}})q\rho Q + W_{\text{д}}v^2}$	$m_{\text{а}}$ — снаряженная масса автомобиля, кг
15	$\eta_{\text{па}} = \frac{m_{\text{г}}}{m}$	—
16	$\eta_{\text{атс}} = \eta_{\text{и}}\eta_{\text{м}}\eta_{\text{тр}}\eta_{\text{па}} = \eta_{\text{е}}\eta_{\text{тр}}\eta_{\text{па}} = \eta_{\text{асу}}\eta_{\text{па}}$	—
17	$Q_{\text{ар}} = \frac{Q}{A_{\text{г}}}$	—
18	$K_3 = \frac{A_3}{A_{\text{г}}} = \frac{q\rho Q}{A_{\text{г}}} = \frac{1}{\eta_{\text{атс}}}$	—
19	$A_{\text{г}} = A_3\eta_{\text{атс}} = q\rho Q\eta_{\text{е}}\eta_{\text{тр}}\eta_{\text{па}}$	—
20	$\eta_{\text{е}} = 1 - \frac{A_{\text{д}}}{A_3} = \frac{A_{\text{е}}}{q\rho Q}$ ; $\eta_{\text{тр}} = 1 - \frac{A_{\text{тр}}}{A_{\text{е}}} = \frac{A_{\text{е}}}{A_{\text{е}}}$ ; $\eta_{\text{па}} = 1 - \frac{A_{\text{г}}}{A_{\text{к}}}$	$A_{\text{д}}$ — работа, затраченная на преодоление потерь в двигателе; $A_{\text{е}}$ — эффективная работа, совершаемая двигателем

вала ДВС для привода его вспомогательных агрегатов и механизмов, а потому экономичность двигателя в целом оценивается не по индикаторному, а по эффективному КПД. Этот КПД равен произведению индикаторного на механический КПД (формула № 13), по значению которого и оценивается величина бесполезно теряемой ДВС энергии. В связи с чем КПД по перемещению самого автомобиля ( $\eta_{па}$ ) следует рассчитывать по формуле № 14.

Он, как видим, характеризует эффективность перевозочного процесса: чем меньше, при прочих равных условиях, будут величины  $m_a$  и  $W_d$ , тем больше окажется величина  $\eta_{па}$ , а следовательно, тем выше будет эффективность перевозочного процесса. Что означает: при создании автомобиля необходимо стремиться к тому, чтобы величины  $m_a$  и  $W_d$  имели как можно меньшие значения.

Как показывают расчеты, в большинстве случаев движения автомобиля величина  $(m_a + m_r)g\psi_d$  значительно превышает величину  $W_d v^2$ . Поэтому последней при практических расчетах КПД можно пренебречь. Тогда формула № 14 примет более простой вид (формула № 15) и  $\eta_{па}$  будет иметь возможно максимальное для данного автомобиля значение.

Таким образом, руководствуясь той же логикой, что и в случае эффективного КПД двигателя, КПД для автомобиля как транспортного средства можно записать в виде формулы № 16, которая в полной мере характеризует степень эффективности (рациональности) использования первичной (тепловой) энергии, запасенной в топливе, при производстве механической энергии для перемещения полезного груза. Значит, с ее помощью наиболее полно и беспристрастно (объективно) можно сравнивать между собой автомобили и вырабатывать правильные, научно обоснованные направления их совершенствования как при модернизации, так и при создании новых образцов.

Очень важным с практической точки зрения энергетическим показателем функционирования автомобиля является, как известно, расход  $Q_{ар}$  топлива на единицу выполненной им полезной работы. Его и следует применять при установлении норм расхода топлива для конкретной марки (модели) автомобиля. Подсчитывается он по формуле № 17.

Не менее убедителен как энергетический показатель автомобиля и коэффициент  $K_3$ , энергозатрат, показывающий, во сколько раз затраченная работа превышает полезную (формула № 18).

В настоящее время при рассмотрении автомобиля чаще всего пользуются мощностью  $N$ . Но этот параметр — производный от работы  $A$  ( $N = dA/dt$ ) и в процессе движения автомобиля в общем случае носит текущий (мгновенный, переменный) характер. Работа же по своей сущности — параметр интегральный 
$$\left( A = \int_0^T N dt \right).$$
 В процессе движения автомобиля она непрерывно возрастает и по завершении проезда будет

иметь вполне определенное итоговое значение. Поэтому в реальных дорожных условиях лучше всего иметь дело именно с работой. Тогда уравнение движения автомобиля может быть представлено в виде энергетического баланса (формула № 19). При этом частные КПД, т. е. КПД отдельных звеньев автомобиля, должны выражаться соответственно формулами № 20.

Если принять, что  $q = \text{const}$  и  $\rho = \text{const}$ , то при эксплуатации автомобиля необходимо стремиться, по возможности, каждый раз осуществлять движение в оптимальном режиме, т. е. в таком режиме, при котором бы обеспечивалось максимальное значение  $\eta_{атс}$ . И такая возможность существует: необходимо, чтобы для каждой модели автомобиля указанные в формуле величины  $q$ ,  $\rho$ ,  $\eta_e$ ,  $\eta_{тр}$ ,  $\eta_{па}$  были нормированными и утвержденными соответствующим стандартом. Или хотя бы записанными в паспортных данных АТС. И здесь следует отметить, что преимущество оценки перевозочной работы автомобиля по энергетическому балансу (формула № 19) очевидно: нет необходимости иметь дело с коэффициентом сопротивления дороги  $\psi_d$ , величина которого в принципе переменная, зависящая от многих факторов. И поэтому нормировать ее, в отличие  $\eta_{атс}$ , практически невозможно.

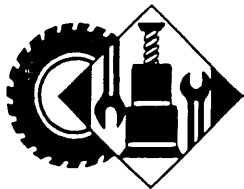
Кроме того, при оценке перевозочной работы с помощью формулы № 19 отпадает и необходимость рассматривать сам характер этой работы, ибо энергия  $E = q\rho Q$ , полученная автомобилем и зарегистрированная бортовым расходомером топлива, с количественной точки зрения будет всегда, при любых режимах движения, в том числе и переходных, совпадать с энергией  $E = E_n/\eta_{атс}$ , где  $E_n$  — энергия, полезно использованная автомобилем (израсходованная на перемещение полезного груза).

В заключение приведем пример расчета.

Допустим, что по заданному маршруту совершил движение грузовой автомобиль, для которого в качестве нормированных величин дано:  $\eta_e = 0,285$ ;  $\eta_{тр} = 0,86$ ;  $\eta_{па} = 0,57$ ;  $\eta_{атс} = 0,285 \cdot 0,86 \cdot 0,57 = 0,14$ ;  $q = 12,22$  кВт·ч/кг;  $\rho = 0,74$  кг/л;  $m_r = 6191$  кг. При этом его бортовая аппаратура зафиксировала:  $Q = 33,96$  л;  $S = 90$  км;  $T = 1,25$  ч.

В соответствии с третьей из формул № 20 получаем:  $A_r = 12,22 \cdot 0,74 \cdot 0,14 \cdot 33,96 = 42,99$  кВт·ч. Или по формуле № 10 —  $N_r = \frac{42,99}{1,25} = 34,39$  кВт. Тогда формула № 17 дает  $Q_{ар} = 0,79$  л/(кВт·ч), а формула № 19 —  $K_3 = 7,14$ .

Пользуясь полученными данными, правильный вывод из них должны сделать и те, кто создает автомобили, и те, кто их использует. А он простой: нужно обеспечивать снижение обоих показателей. Для этого первым необходимо создавать более экономичные автомобили, а вторым, прежде всего водителям, — умело ими пользоваться.



УДК 621.43.018.2

## ИЗМЕНЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ И СПОСОБ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДВС

Канд. техн. наук С.А. ГРЕБЕННИКОВ, М.Г. ПЕТРОВ,  
д-р техн. наук А.С. ГРЕБЕННИКОВ

Саратовский ГТУ (8.8452. 50-77-40)

*Представлен способ диагностирования элементов механизма газораспределения по показателям внутрицикловых изменений угловой скорости коленчатого вала ДВС при прокручивании ДВС стартером.*

*Ключевые слова:* износ, двигатель внутреннего сгорания, составляющие механических потерь, диагностирование, угловая скорость, газораспределительный механизм.

Grebennikov S.A., Petrov M.G., Grebennikov A.S.  
THE IRREGULARITY OF TECHNICAL CONDITION CHANGE AND METHOD  
OF ENGINE GAS-DISTRIBUTING MECHANISM ELEMENTS' DIAGNOSING

*Set out method diagnosis of mechanism elements' crankshaft transannular angular velocity changes at turning by a starter.*

*Keywords:* wear, internal-combustion engine, mechanical losses' components, diagnosing, angular velocity, gas-distributing mechanism.

Механизм газораспределения (МГР) современного автотракторного ДВС — одно из основных устройств, конструкция и состояние которого во многом определяют технический уровень и потребительские свойства двигателя. Поскольку он работает в условиях высоких динамических нагрузок, тепловых и коррозионных воздействий на долю элементов МГР приходится более 25 % отказов и неисправностей, свыше 7 % суммарной трудоемкости технического обслуживания и ремонта ДВС [1].

Основная причина этих отказов и неисправностей — нарушение неразрывности кинематических связей деталей МГР, герметичности сопряжений "седло—клапан", параметра "время—сечение" клапанов. Причем важную роль здесь играет степень соответствия реальной диаграммы "время—сечение" диаграмме требуемой, что зависит от фаз (углов) начала открытия—закрытия клапанов и максимального хода их подъема, которые в основном определяются износами профиля кулачков распределительного вала.

Уменьшение параметра "время—сечение" впускных или выпускных клапанов снижает эффективные, экономические и экологические показатели двигателя. Например, при износе кулачков распределительного вала на 0,5—0,9 мм эффективная мощность четырехцилиндровых двигателей ЗМЗ уменьшается на 3—7 %, а расход топлива и негативное воздействие отработавших газов на окружающую среду возрастают на 4 % [2]. Не случайно в руководстве по техническому обслуживанию и ремонту привода МГР многих двигателей, в том числе и ЗМЗ, записано, что при повышенном рас-

ходе топлива в процессе эксплуатации автомобиля, снижении тяговых свойств и неустойчивой работы двигателя следует проверить и, при необходимости, скорректировать фазы газораспределения до нормативных их значений.

Однако проверка фаз газораспределения относится к трудоемким операциям и требует высокой квалификации исполнителя. По этим причинам многие АТС эксплуатируются с неисправностями МГР, т. е. с более низкими технико-эксплуатационными показателями ДВС. Хотя совершенно очевидно, что именно контроль параметров кулачков распределительного вала, фаз открытия—закрытия клапанов и мощности механических потерь в газораспределительных механизмах современных высокооборотных ДВС, имеющих клапанные пружины повышенной жесткости и значительные контактные нагрузки в кулачковых парах, — наиболее важные операции при доводочных испытаниях ДВС и диагностировании его технического состояния в процессе эксплуатации.

Но вместе с тем очевидно и другое: использование для этих целей известных средств диагностирования МГР по параметрам виброакустических колебаний, пульсации давлений газовых потоков во впускном и выпускном коллекторах или непосредственно в цилиндрах малоэффективно, поскольку получаемые с их помощью результаты отличаются низкой точностью и недостаточной информативностью.

Отсюда вывод: нужны новые способы диагностирования МГР в процессе эксплуатации АТС. И один из них, основанный на измерении внутрицикловых изменений угловой скорости коленчатого вала, авторы предлагают вниманию читателей.

Разработан этот способ на основании результатов экспериментального исследования, которое предусматривало безразборную оценку износа профиля кулачков по высоте распределительного вала в процессе эксплуатации, а также микрометрирование деталей МГР при поступлении двигателей в первый текущий или капитальный ремонт. В результате было установлено: идентичные по конструкции и одноименные детали МГР в одном и том же двигателе характеризуются значительным рассеиванием величин их износа: коэффициент его вариации, как правило, равен 0,5—0,7 и более. Кроме того, обследование нескольких партий распределительных валов (не менее 30 в каждой), снятых с двигателей ВА3, ЗМЗ, ЗИЛ и ЯМЗ и имеющих пробег свыше 80 тыс. км, показало, что только 1/6 из них отвечает техническим требованиям, а 5/6 приходится браковать из-за повышенного износа профиля одного—двух кулачков. Причем для всех типов двигателей характерен большой износ кулачков, работающих с выпускными клапанами, что и понятно: они нахо-

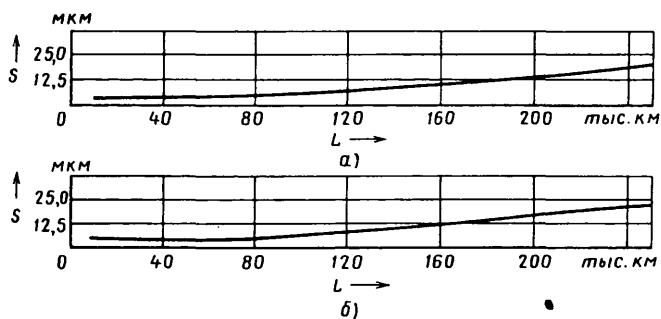


Рис. 1. Зависимости износа стержней впускных (а) и выпускных (б) клапанов от пробега

дятся в более напряженных нагрузочных и тепловых условиях, чем впускные. Из проверенных 73 распределительных валов двигателей 4Ч 9,2/9,2 (ЗМЗ) 43 вала имели максимальный износ у кулачков выпускных клапанов, из них 16 относились к клапанам крайнего четвертого цилиндра.

Аналогичные данные были получены и при микрометрировании кулачков распределительных валов двигателей КамАЗ-740, поступивших в капитальный ремонт [3]. Из-за недопустимого износа профиля кулачков 99 % распределительных валов требовали ремонтных воздействий: у кулачков выпускных клапанов среднее значение износа составило 1,276 мм, впускных — 1,143 мм при средних квадратичных отклонениях 0,950 и 0,808 соответственно. Доля кулачков выпускных клапанов, ремонт которых был возможен путем механической обработки, оказался в 2 раза ниже, чем доля кулачков впускных клапанов (29,7 % против 53,3 %).

По результатам обработки экспериментальных данных изменения технического состояния элементов МГР отечественных двигателей установлена экспоненциальная зависимость износа кулачков распределительных валов от пробега  $L$  (формула № 1 в таблице). Она характерна и для других динамически нагруженных деталей МГР, что подтверждается авторами многих публикаций. Например, авторами работы [4],

из которой в качестве примера (рис. 1) приведена зависимость износа впускных и выпускных клапанов от пробега. Как видим, в первом случае износ подчиняется закону  $S = 0,000149 e^{0,0705L - 0,0004L^2}$ , а во втором —  $S = 0,000629 e^{0,0409L - 0,0002L^2}$ .

Необходимо отметить, что при значениях износа  $S$  профиля кулачка по высоте, близких к предельному, интенсивность изнашивания сопряжений "кулачок—толкатель" или "кулачок—рычаг привода клапана" замедляется. Причины: удлинение радиуса закруглений кулачка, уменьшение его высоты и силы воздействия клапанной пружины. Эти факторы увеличивают площадь взаимодействующих поверхностей сопряжений и снижают давление в зоне их контакта (рис. 2 и 3).

В соответствии с формулой № 1 для двигателей ВАЗ и ЗМЗ авторы рекомендуют следующую периодичность диагностирования МГР (проверки тепловых зазоров): при пробеге автомобилей до 80—90 тыс. км — через каждые 20—30 тыс. км, а свыше 90 тыс. км — через каждые 15 тыс. км.

Результаты анализа публикаций и собственных исследований говорят о том, что затраты мощности на привод МГР составляют от 3 до 10 % суммарных механических потерь в ДВС, а наибольшая часть мощности механических потерь в механизме газораспределения приходится на трение в кулачковых парах. При прокручивании двигателя или его работе в режиме холостого хода, когда можно пренебречь сопротивлением сил давления газов в цилиндрах, доля механических потерь в кулачковых парах превышает 90 % всех потерь в деталях МГР [5]. Поэтому способ диагностирования МГР, предлагаемый авторами, основан на выделении и измерении той составляющей мощности механических потерь, которая затрачивается на привод МГР, следовательно, сказывается на внутрицикловых изменениях угловой скорости коленчатого (распределительного) вала при прокручивании декомпрессированного (с вывернутыми свечами зажигания или форсунками) ДВС с заданной частотой вращения.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$S = S_0 \cdot e^{bL}$	$S$ — текущий износ кулачка; $S_0$ — его износ после приработки, т. е. пробега 5 тыс. км; $b$ — коэффициент интенсификации изнашивания
2	$M_c = M_m + M_{ЦПГ} + M_{МГР} + M_n$	$M_m$ — момент сил трения в подшипниках коленчатого вала и приводах вспомогательных механизмов; $M_{ЦПГ}$ — момент от сил трения в сопряжениях ЦПГ; $M_{МГР}$ — момент, затрачиваемый на привод МГР; $M_n$ — момент от возвратно-поступательно движущихся масс ДВС
3	$M_{МГР} = M_c - M_{св, МГР}$	—
4	$M_n = \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ}{d\varphi} = 2mR^2\omega^2 \sin 2\varphi + mR^2\omega^2 \lambda^2 \sin 4\varphi$	$m$ — масса возвратно-поступательно движущихся частей; $R$ — радиус кривошипа; $\lambda = R/l$ — отношение радиуса кривошипа к длине $l$ шатуна
5	$M_c - M_m = J\omega \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{dJ}{d\varphi} \frac{\omega^2}{2}$	$J$ — приведенный к оси коленчатого вала момент инерции ДВС; $\frac{dJ}{d\varphi} \frac{\omega^2}{2} = M_n$

Теоретическое обоснование способа заключается в следующем.

При прокручивании коленчатого вала декомпрессированного двигателя стартером переменный по углу  $\varphi$  его поворота момент механических потерь  $M_c$  определяется четырьмя составляющими (формула № 2 и рис. 3). В этой формуле отсутствуют составляющие момента от действия компрессионных сил и насосных

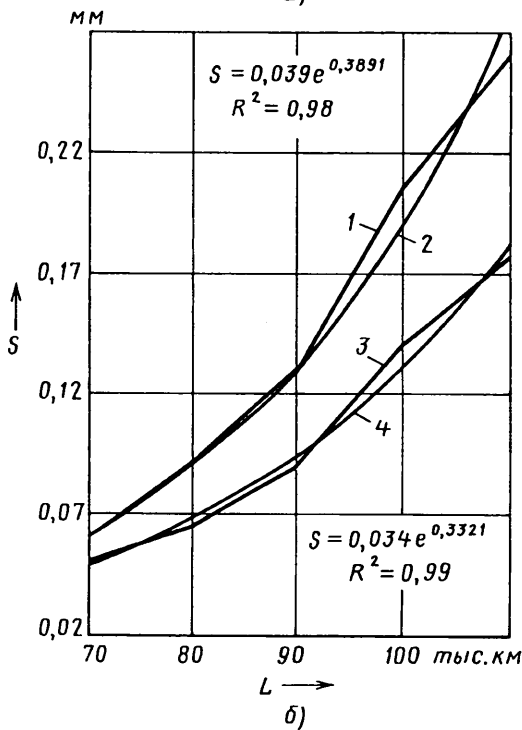
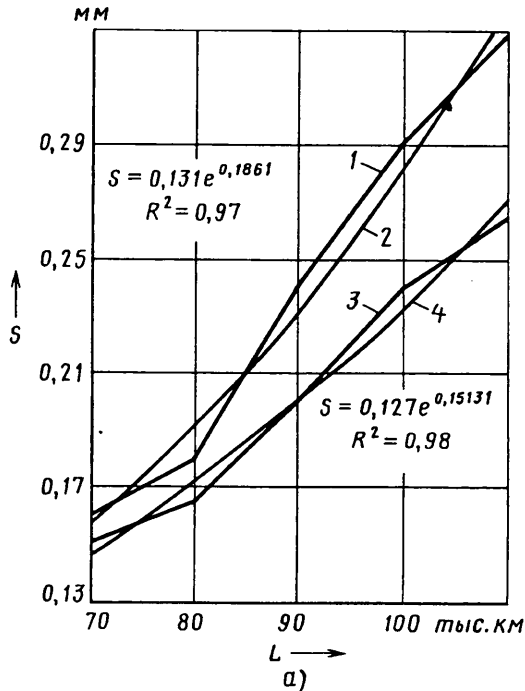


Рис. 2. Зависимость износа кулачков распределительного вала двигателей ВАЗ-2103 (а) и ВАЗ-21083 (б) по высоте кулачка от пробега:

1 — фактический износ выпускных клапанов; 2 — их расчетный износ; 3 — фактический износ впускных клапанов; 4 — их расчетный износ

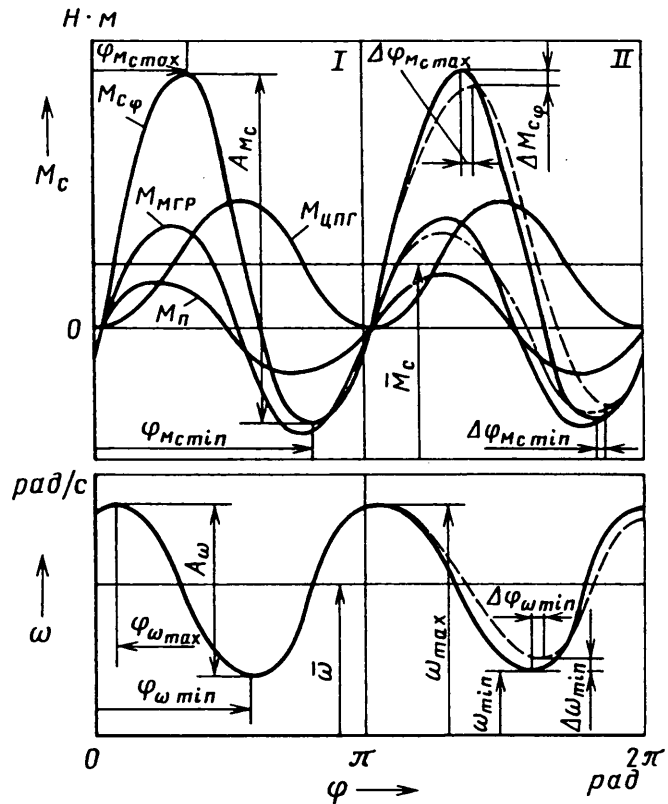


Рис. 3. Изменение суммарного момента и угловой скорости по углу  $\varphi$  поворота коленчатого вала при прокручивании декомпрессированного четырехцилиндрового ДВС стартером с исправным (сплошные линии) и изношенным (штриховые линии) МГР: I, II — номера цилиндров по порядку их работы

потерь, что значительно увеличивает относительную долю составляющей момента  $M_{МГР}$  и, следовательно, уменьшает погрешность ее определения. Вместе с тем значение  $M_{МГР}$  характеризует степень совершенства конструкции самого механизма, и ее знание необходимо при доводочных испытаниях новых моделей ДВС. В процессе же эксплуатации ДВС по изменению значения  $M_{МГР}$  можно судить об общем техническом состоянии элементов МГР.

Определение составляющей  $M_{МГР}$  на привод МГР осуществляется в такой последовательности.

Сначала на декомпрессированном ДВС в режиме прокручивания коленчатого вала стартером измеряют среднее значение суммарных механических потерь  $M_c$  при работающем приводе МГР, а затем — с отключенным приводом  $M_{c_{без\ МГР}}$ . Тогда значение  $M_{МГР}$  дает, очевидно, формула № 3.

Отключение привода МГР на двигателе осуществляется снятием ремня (цепи) либо установкой "тепловых" зазоров между клапанами и коромыслами (толкателями), превышающих величину хода подъема клапана (для четырехцилиндровых двигателей ЗМЗ 4С 9,2/9,2, например, ход клапана равен 9,5 мм).

Сравнивая полученное значение составляющей  $M_{МГР}$  на привод МГР с номинальным и предельно-допустимым, делают заключение об общем техническом состоянии механизма газораспределения.



Обоснование предлагаемого способа поэлементно-го диагностирования технического состояния МГР выполнено путем анализа абсолютных значений и внутрицикловых изменений отдельных составляющих формулы № 2 суммарного момента  $M_c$  ДВС в угловых периодах, которые соответствовали тактам расширения в декомпрессированных цилиндрах четырехцилиндрового бензинового двигателя ЗМЗ 4Ч 9,2/9,2 на режиме прокрутки коленчатого вала стартером с угловой скоростью  $\omega = 15\div 40$  рад/с (см. рис. 3).

Расчетным и экспериментальным путем установлено следующее.

1. Доля переменного момента  $M_n$  в суммарном моменте  $J$  инерции двигателя составляет  $1,0^{\circ}\text{--}2,7\%$ , а численное значение этого момента для четырехтактных четырехцилиндровых рядных ДВС можно подсчитать по формуле № 4.

Для двигателя ЗМЗ 4Ч 9,2/9,2 момент  $M_n$  от возвратно-поступательно движущихся масс по углу  $\varphi$  поворота коленчатого вала изменяется по синусоидальной зависимости. Причем незначительно (от нуля до  $\pm 5$  Н·м). В процессе эксплуатации ДВС максимальное и минимальное значения этого момента и их фазовые положения по углу  $\varphi$  относительно ВМТ, как видно из рис. 3, остаются неизменными, так как изменение массы в результате износа сопряжений возвратно-поступательно движущихся масс пренебрежительно мало.

2. Момент  $M_m$  от действия сил трения в подшипниках коленчатого вала и на привод вспомогательных механизмов и систем ДВС (он равен  $25\%$  от  $M_c$ ) также считается практически постоянным по углу поворота коленчатого вала, значит, не оказывающим влияния на внутрицикловые изменения амплитуд колебаний суммарного момента  $M_c$  и фазовых положений его экстремумов. Значение  $M_m$  сказывается только на среднем значении момента  $M_c$ , которое определяет среднюю угловую скорость вращения коленчатого вала ДВС при постоянном моменте  $M$  прокручивающего устройства (стартера).

3. Переменное по  $\varphi$  значение  $M_{\text{ЦПГ}}$  от сил трения в сопряжениях ЦПГ имеет характерную закономерность, особенность которой — постоянное, не зависящее от технического состояния ЦПГ фазовое положение экстремальных значений по углу  $\varphi$  поворота коленчатого вала. Для двигателей ЗМЗ переменная составляющая момента  $M_{\text{ЦПГ}}$  изменяется от нуля до  $10$  Н·м с периодом, равным периоду изменения крутящего момента, т.е.  $\varphi = \pi$ . Максимального своего значения  $M_{\text{ЦПГ}}$  достигает при  $\varphi \approx 0,45\pi$  относительно угловых положений шеек коленчатого вала, при которых поршни в цилиндрах находятся в ВМТ, и равно нулю — в положениях кривошипа, при которых поршни находятся в ВМТ или НМТ ( $0, \pi, \dots 4\pi$ ).

Эти периодические колебания момента  $M_{\text{ЦПГ}}$  отразятся на величине момента сопротивления прокручиванию  $M_c$ , но будут идентичными относительно ВМТ поршней всех цилиндров как по амплитуде

$A_{M_c}$ , так и по фазовым положениям их экстремумов  $\varphi_{M_c \max}$  и  $\varphi_{M_c \min}$ .

В процессе эксплуатации ДВС из-за изменения технического состояния сопряжений ЦПГ амплитуда колебаний  $A_{M_c}$  момента сопротивления прокручиванию может незначительно изменяться. По экспериментальным данным, при прокрутке декомпрессированного двигателя ЗМЗ 4Ч 9,2/9,2 с предельно изношенными элементами ЦПГ значения амплитуд  $A_{M_c}$  уменьшаются на  $5\text{--}7\%$  относительно номинальных их значений, однако фазовое положение экстремумов  $\varphi_{M_c \max}$  и  $\varphi_{M_c \min}$  остается неизменным.

4. Расчетная величина нормальных усилий на профиль каждого кулачка распределительного вала двигателя ЗМЗ 4Ч 9,2/9,2 от действия сил упругости клапанных пружин (без учета сил трения) в зависимости от угла  $\varphi$  составляет  $400\text{--}1015$  Н. При этом значение крутящего момента  $M_{\text{МГР}}$ , затрачиваемого на привод механизма газораспределения, периодически изменяется от  $-7$  до  $+7$  Н·м (при открытии клапана энергия потребляется, а при закрытии — возвращается). Поскольку в многоцилиндровых ДВС происходит наложение фаз газораспределения из-за одновременной работы впускных и выпускных клапанов в разных цилиндрах, то момент  $M_{\text{МГР}}$  определяется как сумма набегающих моментов на кулачках распределительного вала, действующих в конкретном периоде изменения  $\varphi$ . Например, в угловом интервале  $\pi\text{--}2\pi$  поворота коленчатого вала при такте расширения в декомпрессированном втором цилиндре (см. рис. 3) выпускной клапан первого цилиндра и впускной клапан третьего цилиндра открываются. По этой причине текущее значение момента  $M_{\text{МГР}}$  равно сумме набегающих моментов на кулачках распределительного вала от звеньев клапанного механизма соответствующих цилиндров. В двигателях ЗМЗ 4Ч 9,2/9,2 от действия суммарного набегающего момента  $M_{\text{МГР}}$  на кулачках распределительного вала (с учетом сил трения в кулачковых парах) на коленчатом валу возникает перепад суммарного момента  $M_c$ , достигающий  $30$  Н·м и более. Для сравнения: по данным НАМИ [5], в шестицилиндровых двигателях такой же размерности изменения момента  $M_c$  на распределительном валу превышают  $60$  Н·м.

Приведенные абсолютные и относительные величины  $M_{\text{МГР}}$  по сравнению с другими составляющими ( $M_n$  и  $M_{\text{ЦПГ}}$ ) на  $65\text{--}70\%$  определяют суммарное мгновенное значение механических потерь, формирующих амплитуду переменного момента  $M_c$  декомпрессированного двигателя при его прокрутке, и на  $100\%$  — фазовые сдвиги экстремумов  $M_c$ . Учитывая, что  $90\%$  потерь от момента  $M_{\text{МГР}}$  приходится на потери от действия сил трения в кулачковых парах, показатели изменения момента  $M_c$  на коленчатом валу характеризуют индивидуальные значения износа кулачков отдельных звеньев МГР — пар впускных и выпускных клапанов, работающих в конкретных интервалах угла  $\varphi$ , в соответствии с порядком работы цилиндров. И так как из статистики известно, что в процессе эксплуатации

ДВС предельного износа достигает один (максимум два) кулачок распределительного вала, то при диагностировании механизма газораспределения в случае определения недопустимого изменения амплитуды колебаний момента  $M_m$  и фазовых сдвигов его экстремумов в отдельных периодах угла поворота коленчатого вала, соответствующих такту расширения в конкретном декомпрессированном цилиндре, делают заключение о степени неработоспособности звеньев механизма газораспределения по причине износа кулачков, увеличенных тепловых зазоров между толкателями клапанов и коромыслом и потери жесткости клапанными пружинами.

Если диаграмма изменения суммарного момента  $M_m$  механических потерь по углу поворота коленчатого вала за кинематический цикл имеет характерную особенность проявления — одинаковые по значениям приращения сдвига фаз экстремумов относительно номинальных их значений во всех периодах его изменения, то приходят к выводу о нарушении фаз в механизме газораспределения.

В процессе эксплуатации изменение фаз газораспределения возможно по таким причинам: нарушения кинематических связей в элементах механизма привода распределительного вала из-за их износа; погрешностей при изготовлении его деталей в процессе производства; некачественно проведенного текущего ремонта ДВС. При этом распределительный вал смещается на некоторый угол, значение которого одинаковое для всех его кулачков.

Оценку состояния фаз газораспределения по результатам диагностирования осуществляют по измеренным значениям приращений угловых интервалов  $\Delta\varphi$  фазовых сдвигов экстремумов  $\varphi_{M_c \max}$  и  $\varphi_{M_c \min}$  относительно их нормативных значений в каждом периоде изменений  $M_c$ .

Таким образом доказано, что любое отклонение показателей технического состояния МГР от нормативных их значений при прокрутке коленчатого вала двигателя с декомпрессированными цилиндрами приводит к неравномерности изменения момента  $M_c$  по углу поворота  $\varphi$  и наличию разности амплитуд колебаний  $A_{M_c}$  момента  $M_c$  на величину  $\Delta M_c$  и фазовому сдвигу  $\Delta\varphi$  экстремальных его значений  $\varphi_{M_c \max}$  и  $\varphi_{M_c \min}$  в периодах изменения  $M_c$  по углу  $\varphi$ , относящихся к неисправным клапанным механизмам (на рис. 3 пунктирная линия в угловом интервале  $\varphi = \pi \div 2\pi$ ).

Однако непосредственное измерение значений момента  $M_c$  на коленчатом валу ДВС оперативными методами затруднено. Но учитывая, что изменения  $M_c$  связаны с внутрицикловой неравномерностью угловой скорости  $\omega$  известным уравнением динамики ДВС, можно записать формулу № 5.

На практике предлагаемый способ диагностирования МГР удобнее и значительно точнее реализуется с помощью электронных средств измерения угловых скоростей коленчатого вала, обладающих высокой помехоустойчивостью, оперативностью и многофункци-

ональностью. Этот способ пригоден и для диагностирования других систем и механизмов ДВС.

В соответствии с разработанной программой экспериментальных исследований проверка способа диагностирования МГР осуществлялась на стенде с двигателем 4Ч 9,2/9,2 с использованием модернизированного устройства для диагностирования ДВС и датчика угловых перемещений ВЕ178А, вал которого соединен с коленчатым валом в положении, при котором опорная метка диска датчика соответствует ВМТ поршня первого цилиндра конца такта сжатия.

Это устройство регистрирует значения угловой скорости по углу поворота коленчатого вала через угловые интервалы, равные 0,012 рад (0,7°). При частоте  $\nu$  опорного генератора, равной 2 МГц, относительная погрешность измерения мгновенных значений угловой скорости коленчатого вала не превышает 0,025 %.

В устройстве предусмотрена программа обработки диаграмм изменения  $\omega = f(\varphi)$  методом наименьших квадратов. На его табло выводятся значения диагностических параметров МГР: амплитуд  $A_\omega$  колебаний угловой скорости и положений их экстремумов  $\varphi_{\omega \max}$ ,  $\varphi_{\omega \min}$  относительно ВМТ за периоды углов поворота коленчатого вала, соответствующие тактам расширения во всех декомпрессированных цилиндрах.

Результаты экспериментальных исследований показали, что колебания угловой скорости по амплитуде  $A_\omega$  и фазовое положение ее экстремумов  $\varphi_{\omega \max}$ ,  $\varphi_{\omega \min}$  при прокрутке декомпрессированного ДВС практически зависят только от технического состояния кулачков распределительного вала и фаз газораспределения. То есть по их отклонению от нормативных значений заключение о техническом состоянии газораспределительного механизма делать можно.

В качестве примера на рис. 4 и 5 приведены диаграммы внутрицилиндровых изменений угловой скорости  $\omega$  коленчатого вала и значения диагностических параметров  $A_\omega$ ,  $\varphi_{\omega \min}$  при прокручивании декомпрессированного ДВС 4Ч 9,2/9,2 с различным техническим состоянием элементов МГР.

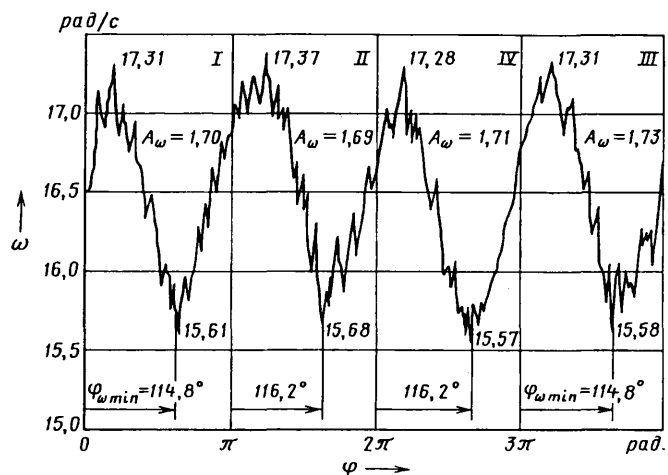


Рис. 4. Изменение угловой скорости по углу поворота коленчатого вала при прокручивании декомпрессированного ДВС с технически исправным МГР:

I—IV — номера цилиндров по порядку их работы

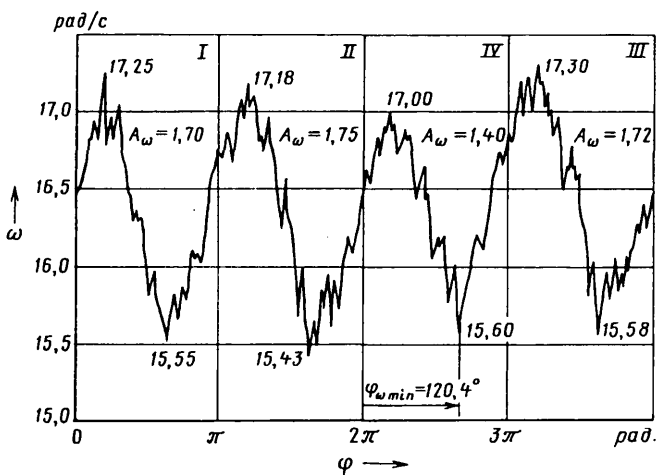


Рис. 5. Изменение угловой скорости по углу  $\varphi$  поворота коленчатого вала при прокручивании декомпрессированного ДВС с износом 0,8 мм кулачка впускного клапана третьего цилиндра:

I—IV — номера цилиндров по порядку их работы

Метрологическая проработка всех звеньев цепи "МГР—датчик угловых перемещений—устройство измерения мгновенных значений угловой скорости коленчатого вала", которые определяют точность и достоверность предлагаемого способа, показала, что относительная погрешность определения значения составляющей момента  $M_{МГР}$  на прокручивание МГР

не превышает 5 %, что в 1,2—1,5 раза точнее всех известных методов ее определения. Абсолютная же погрешность определения фаз газораспределения находится в пределах  $\pm 1,5^\circ$ , что считается вполне удовлетворительным результатом.

Что же касается абсолютной погрешности нахождения амплитуд колебаний угловой скорости коленчатого вала, то она не превышает 0,01 рад/с.

По результатам выполненной работы в технологию бесстендового диагностирования ДВС динамическим методом внедрены алгоритм и нормативы общего и поэлементного диагностирования МГР двигателей ЗМЗ 4С 9,2/9,2.

#### Литература

1. Апсин В.П. Обоснование методики прогнозной оценки наработки составных частей автомобильных двигателей / В.П. Апсин, Р.Х. Хасанов // Прогрессивные технологии в транспортных системах: Сб. докладов VI российской науч.-техн. конф. — Оренбург: ГОУ ОГУ, 2003. — С. 7—9.
2. Цой И. Пути снижения потерь на трение // Автомобильный транспорт. 1987. № 11. С. 40.
3. Мальшев А., Капырин М. Износ газораспределения механизма КамАЗ-740 // Автомобильный транспорт. 1987. № 4. С. 38—40.
4. Автомобили ВАЗ: Изнашивание и ремонт / А.А. Звягин, М.А. Масино, А.М. Мотин, Б.В. Прохоров. Под ред. А.А. Звягина. — Л.: Политехника, 1991. — 255 с.
5. Комарова Н.И. Потери мощности в механизмах газораспределения / Н.И. Комарова, Л.В. Корчемный // Автомобильная промышленность. 1990. № 9. С. 12—13.
6. Михлин В.М. Управление надежностью сельскохозяйственной техники. — М.: Колос, 1984. — 335 с.

УДК 62-762.4

## НОВЫЕ КОНТАКТНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ ДЛЯ ГЕРМЕТИЗАЦИИ НЕПОДВИЖНЫХ РАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Канд. техн. наук В.В. БУРЕНИН

МАДИ (ГТУ) (499. 155-03-41)

Рассматриваются новые, отличающиеся улучшенными характеристиками конструкции контактных уплотнений для герметизации неподвижных разъемных соединений. Показаны основные тенденции развития конструкции этих уплотнений.

**Ключевые слова:** герметизация, уплотнение, прокладка, уплотнительные кольца, манжеты, температура, резина, эластомер, материал, графит, пластмасса.

Burenin V.V.

### THE NEW CONTACT SEAL FOR SEALING OF THE STATIONARY DETACHABLE JOINTS

Discusses the new contact seals for sealing of the stationary detachable joints with improved structural characteristics. The basic tendencies of development of designs for these seals are given.

**Keywords:** seal, seals, gaskets, o-rings, seals, pressure, temperature, rubber, elastomer, material, graphite, plastic.

Герметичность неподвижных разъемных соединений узлов и агрегатов автомобилей обеспечивается, главным образом, с помощью контактных уплотнений — плоских прокладок, металлических и эластомерных колец фасонного поперечного сечения, а также полых (трубчатых) или газонаполненных колец. Причем в последние годы рынок предлагает автомобилестроителям все больше и больше новых материалов и конструкций таких уплотнений.

Например, немецкая фирма "Френцеле Веерке" совсем недавно выпустила коррозионно-стойкий про-

кладочный материал "Новати Преимум", изготовленный на основе композита, который содержит до 75 % графита, и волокна "Кевлар" [1], и предназначенный для уплотнения неподвижных разъемных соединений в системах, содержащих химически активные среды при температуре до 573 К (300 °С). Этот материал поставляется в виде листов размером до 2 × 1,5 м, легко режется, отличается высокой механической прочностью и низкой газопроницаемостью. Он способен полностью заменить традиционный прокладочный асбест.

Отечественной промышленностью также освоено производство нового экологически чистого прокладочного материала из терморасширенного графита [2], отвечающего требованиям современных технологий. В частности, он работоспособен при высоких давлениях и температуре, химически стоек в большинстве агрессивных сред, обладает стабильностью свойств в диапазоне температур от 73 до 873 К (от -200 до + 600 °С) в течение всего срока эксплуатации. Выпускает его пермское ЗАО "Новомет" в виде однослойных или армированных гладкой либо перфорированной фольгой из углеродистой, либо коррозионно-стойкой стали. Плотность этого материала — 1 г/см<sup>3</sup>, ширина ленты — до 1000 мм, ее толщина — до 2 мм. Лента состоит из одного слоя графита, а не склеена из нескольких, как у большинства зарубежных аналогов, что позволяет использовать уплотнительные прокладки, не опасаясь их расслоения при разложении клея под воздействием высокой температуры и агрессивных сред.

Прокладки из отечественного терморасширенного графита могут быть, в зависимости от заказа потребителя, однослойными или армированными; включать защитные кантовочные кольца, исключающие контакт материала прокладки с агрессивной или высокотемпературной средой и предотвращающие вынос графита под давлением (до 200 МПа, или 2000 кгс/см<sup>2</sup>), уплотняемой среды; иметь ограничительное кольцо, уменьшающее их деформирование под действием больших тепловых нагрузок.

Особо повышенной надежностью и большим сроком службы отличаются уплотнительные прокладки из гофрированной ленты терморасширенного графита (пат. № 2200889, РФ), изготавливаемой следующим способом: на одну из ее сторон наносят клей в виде узких встречно направленных и пересекающихся дорожек. Затем подсушивают нанесенный клеевой слой, формируют на ленте мелкие гофры и одновременно подают на гофрообразующие валки антиадгезионный материал. В итоге прокладка надежно схватывается с одной из уплотняемых поверхностей, а с другой — за счет гофров обеспечивает практически абсолютную герметичность уплотняемого стыка.

Технологична и дешева в производстве кольцевая плоская эластомерная уплотнительная прокладка для фланцевых соединений с отверстиями для болтов, рядом с которыми установлены металлические ограничители деформации (пат. № 616184, США). Она представляет собой втулку, причем часть ее боковой поверхности вогнута внутрь. В результате ее поперечное сечение приобретает С-образную форму, охватывающую с одной стороны болты, проходящие через отверстия фланцев. При затяжке болтов фланцевого соединения ограничители препятствуют выдавливанию материала уплотнительной прокладки.

При герметизации разъемных соединений плоскими прокладками, изготовленными из любых — металлических, неметаллических или комбинированных — материалов, в процессе эксплуатации при динамическом нагружении соединений всегда возникают неравномерно распределенные напряжения сжатия и скручивания по поверхности прокладки, что, с одной стороны, ведет к перенапряжениям ее материала, с другой — к утечкам уплотняемой среды. Однако это явление вполне устранимо путем структурной оптимизации систем уплотнений на стадии их разработки. Например, сотрудники Штуттгартского университета (Германия), проведя исследования уплотнительных прокладок "Марс/Ментат" [3], сумели разработать конструкции этих изделий для различных условий эксплуатации. Все они — фасонного поперечного сечения.

В автомобильной промышленности широко используются резиновые уплотнительные кольца круглого и фасонных поперечных сечений, отличающиеся простотой конструкции самих колец и оснастки для их изготовления. Например, кольца круглого поперечного сечения (ГОСТ 9833—73 и ГОСТ 18829—73) из резины и других резиноподобных материалов надежно работают в течение длительного времени при давлении уплотняемой среды до 35 МПа (350 кгс/см<sup>2</sup>), а при принятии мер по предохранению от выдавлива-

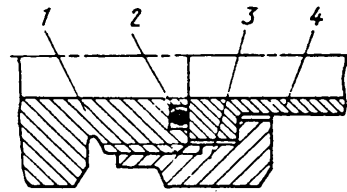


Рис. 1. Уплотнение штуцерно-торцевого соединения резиновыми кольцом круглого поперечного сечения:

1 — штуцер; 2 — резиновое кольцо; 3 — накидная гайка; 4 — ниппель

ния в зазор неподвижного соединения — до 100 МПа (1000 кгс/см<sup>2</sup>).

Одна из таких мер — предварительное сжатие кольца в канавке. В этом случае при появлении давления уплотняемой среды кольцо дополнительно деформируется и создает полный контакт с герметизируемыми поверхностями соединения. Пример тому — предложенное известным создателем авиационных двигателей А. Микулиным уплотнение штуцерно-торцевого соединения (рис. 1), состоящее из штуцера 1, накидной гайки 3, ниппеля 4 и резинового масло- и керосиностойкого кольца 2 круглого поперечного сечения.

Эта идея получила дальнейшее развитие. К примеру, немецкая фирма "Грайнер Дихтунгстехник" выпускает уплотнительные кольца из термопластичных эластомеров, отличающиеся повышенной стойкостью к агрессивным средам [4] и надежно герметизирующие неподвижные разъемные соединения в диапазоне температур уплотняемой среды от 223 до 503 К (от -50 до + 260 °С) в течение длительного времени.

Есть и другие не менее интересные решения.

Так, французская фирма "Френи Брембо" для герметизации неподвижных разъемных соединений, имеющих коммуникационные отверстия на плоских поверхностях сопрягаемых деталей, разработала уплотнение из эластомерных материалов, в том числе резины. Оно имеет форму втулки с фланцеобразно отогнутой кромкой круглого поперечного сечения и устанавливается в цилиндрическую ступенчатую расточку вокруг одного из коммуникационных отверстий на поверхности детали соединения. При сборке соединения втулка, деформируясь, обеспечивает надежную герметичность стыков коммуникационных отверстий в сопрягаемых деталях.

Второй пример — созданные шведской фирмой "Сопдвин" надежные и технологичные в изготовлении уплотнительные кольца на основе спеченного карбида, в котором связующий компонент содержит кобальт, никель и железо. При контакте с уплотняемой жидкостью эти кольца никогда не загрязняют ее своими частицами.

Повышенной надежностью с точки зрения герметизации неподвижного разъемного соединения обладает манжета 1 (рис. 2) из неметаллического самосмазывающегося материала (например, из фторопласта, полиамида или поликарбоната), коэффициент линейного расширения которого больше коэффициента линейного расширения материала уплотняемых деталей соединения (пат. № 2076503, РФ).

На ее торцевых поверхностях выполнены кольцевые бурты 3, 4, 10 и 11, контактирующие с коническими уплотняемыми поверхностями 2 и 13, которые сужаются к оси соединения. При этом бурты 3, 4, 10 и 11 равномерно поджимаются упругими сторонами

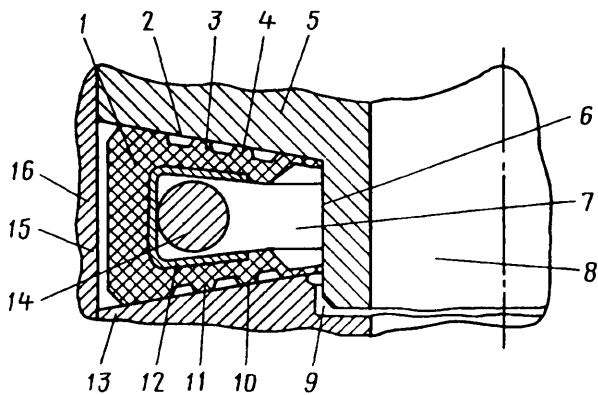


Рис. 2. Уплотнение неподвижного разъемного соединения манжетой с металлическим пружинным кольцом:

1 — манжета; 2, 13 — коническая уплотняемая поверхность; 3, 4, 10, 11 — кольцевые бурты; 5, 16 — детали соединения; 6, 15 — радиальная сторона канавки 7; 7 — канавка; 8 — герметизируемая полость; 9 — канал; 12 — разрезное пружинное кольцо С-образного поперечного сечения; 14 — разрезное кольцо круглого поперечного сечения

металлического разрезного пружинного кольца 12 С-образного поперечного сечения к поверхностям 2 и 13.

Манжета 1, кольцо 12 и металлическое разрезное пружинное кольцо 14 круглого поперечного сечения установлены в канавке 7, образованной поверхностями 2, 6, 13 и 15 деталей 5 и 16 соединения с возможностью перемещения вдоль поверхностей 2 и 13.

Работает манжета следующим образом.

Давление уплотняемой среды из полости 8 через канал 9 проникает в канавку 7 и обеспечивает дополнительное прижатие буртов 3, 4, 10 и 11 к поверхностям 2 и 13. При изменении температуры уплотняемой среды манжета за счет разности коэффициентов линейного расширения ее материала и материала деталей 5 и 16 перемещается в канавке 7, обеспечивая постоянное равномерное прижатие буртов 3, 4, 10 и 11 к поверхностям 2 и 13.

Такая конструкция, как свидетельствует опыт, очень эффективна для герметизации соединений любых трубопроводов, поскольку эксплуатационные характеристики сохраняются в широком диапазоне температур уплотняемой среды. Но особенно — для уплотнения трубопроводов больших диаметров.

В ныне действующий ГОСТ Р 52376—2005 "Прокладки спирально навитые. Типы, основные размеры" вошли термостойкие прокладки, изготовленные из V-образных чередующихся слоев коррозионно-стойкой стальной ленты и наполнителя из терморасширенного графита и предназначенные для герметизации фланцевых соединений с условным диаметром прохода (номинальным размером) от 10 до 3000 мм. Эти прокладки надежно герметизируют уплотняемые соединения при температуре рабочей среды от 20 до 873 К (от -253 до 600 °С), давлении от 0,1 до 20,0 МПа (от 1 до 200 кгс/см<sup>2</sup>). Отечественная фирма "Союз-01" успешно освоила их выпуск. Причем с гарантийным сроком эксплуатации, равным четыре года, и ресурсом 10 лет.

Надежно герметизируют неподвижные разъемные соединения уплотнительные кольца диаметром от 2 до 2000 мм из политетрафторэтилена с установленной

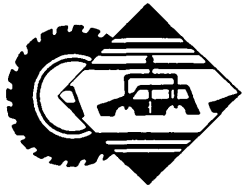
внутри пружиной из нержавеющей стали, выпускаемые немецкой фирмой "Гезелавшат Фюр Дихтунгстехник" (ГФД): они сохраняют свои характеристики неизменными в диапазоне температур 23—589 К (-250—+316 °С) и давлениях герметизированной среды до 25 МПа (250 кгс/см<sup>2</sup>). Повышенной надежностью герметизации неподвижных разъемных соединений в условиях вибрации при давлении уплотняемой среды до 90 МПа (900 кгс/см<sup>2</sup>) обеспечивают также выпускаемые ею металлические уплотнительные кольца фасонного поперечного сечения, на рабочую поверхность которых нанесено специальное покрытие на основе фторопласта [6].

Надежную и длительную герметизацию фланцевого соединения двух труб обеспечивает уплотнение, разработанное немецкой же фирмой "Легкрис Коннектик". Оно состоит из металлического кольца с режущей кромкой и уплотнительного кольца из политетрафторэтилена фасонного поперечного сечения. Кольца могут использоваться неоднократно и обеспечивают герметизацию фланцевого соединения при давлении уплотняемой среды до 80 МПа (800 кгс/см<sup>2</sup>).

Как видим, проблема герметизации стыков неподвижных деталей решается, действительно, довольно успешно. Тем не менее при выборе конструкции уплотнения необходимо учитывать большое число факторов: конструктивные параметры, размеры уплотнения и уплотняемого стыка деталей; температуру, давление и свойства уплотняемой рабочей среды; свойства материала уплотнения; уровень эксплуатационной вибрации стыка и вероятность его перекоса и т. д. Поэтому конструкторы, создающие новые машины и механизмы, действуют по старинке: в качестве материала для уплотнений неподвижных разъемных соединений применяют резину. Однако это — тупиковский путь. Анализ научно-технической литературы и патентных материалов промышленно развитых стран мира (Великобритании, Германии, России, США, Швеции и др.) убедительно доказывает, что в условиях резко ужесточающейся конкуренции производители машин и механизмов, в том числе автомобильной техники, не могут обойтись без увеличения надежности и долговечности уплотнений неподвижных соединений деталей, узлов и агрегатов, входящих в состав их продукции. Уже хотя бы потому, что растут рабочие давления и температуры уплотняемых сред, все острее становится проблема снижения стоимости производства, эксплуатации и утилизации выпускаемой продукции.

## Литература

1. Kempe G., Kunne H.-J., Lassid W. Entwicklung von Dichtungen auf der Grundlage neuartiger PTFE — Mikrofasern // Chem. — Ing. — Techn., 2001, № 9, s. 1274.
2. Исаев О.В. Совершенные уплотнительные материалы на основе терморасширенного графита производства ЗАО "НОВОМЕТ" // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2002. № 12. С. 25—27.
3. Kilian S., Jackle V., Lechner G. Srukuroptimierte Konstruktion von Gehäuse — Dichtungssystemen. // Konstruktion: Zeitschrift für Produktentwicklung. 2000, № 5, s. 44—50.
4. Dichtungen für unterschiedliche Anwerdungen — und Belastungsfälle // Maschinenmarkt, 2004, № 6, s. 42.
5. Wo herkömmliche dichtungen aufgeben müssen // Produktion, 2003, № 46, s. 18.
6. Schneidring für Verschraubungen // Maschinenmarkt, 2004, № 38, s. 42—43.



УДК 621.78:621.83

## ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К КАЧЕСТВУ ЦЕМЕНТОВАННЫХ СЛОЕВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ТРАНСМИССИЙ ЭНЕРГОНАСЫЩЕННЫХ МАШИН

Канд. техн. наук С.П. РУДЕНКО, А.Л. ВАЛЬКО, Е.И. МОСУНОВ

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси  
(8.10.375.17. 294-94-89)

*Рассмотрены вопросы контроля качества диффузионных слоев зубчатых колес, упрочненных химико-термической обработкой. Предложены технические требования к качественным параметрам упрочненных слоев, обеспечивающие высокие эксплуатационные характеристики цементованных зубчатых колес.*

*Ключевые слова:* зубчатые колеса, цементованные слои, качество, технические требования.

Rudenko S.P., Valko A.L., Mosunov E.I.

### TECHNICAL REQUIREMENTS TO QUALITY OF CARBURIZED LAYERS OF GEARS OF POWER SATED CARS

*Quality assurance questions carburized layers of the gears strengthened by himiko-thermai processing are considered. Technical requirements to qualitative parametres of the strengthened layers, providing high operational characteristics carburized gears are offered.*

*Keywords:* gear wheels, carburized layers, quality, technical requirements.

Эксплуатационные характеристики зубчатых колес трансмиссий энергонасыщенных машин, безусловно, зависят от физико-механических свойств материала, а также многих конструкторских и технологических факторов. Однако наиболее эффективное техническое средство повышения работоспособности таких колес одно — химико-термическая обработка. В связи с этим вопросы обеспечения и контроля качества диффузионных слоев зубчатых колес, упрочненных ХТО, были и остаются предельно актуальными. И надо сказать, что к настоящему времени методология такого контроля теоретически уже вполне обоснована, сформулирована и общепринята [1]. В ней за основу, как известно, принимаются показатели самой поверхности упрочненного слоя и сердцевины [2].

Однако с практикой дело сложнее. При всей полноте учета факторов, влияющих на работоспособность высоконапряженных зубчатых колес, в существующих нормативных документах имеются разногласия по контролю некоторых качественных параметров, а также существенные различия при назначении оптимальной степени насыщения, толщины и структуры слоя и, следовательно, уровня качества ХТО. В частности, при назначении технических требований принимается, что контактное разрушение зубьев начинается с их поверхности. Но это, во-первых, лишь частный случай, касающийся зубчатых колес определенного типоразмера и уровня нагружения, а во-вторых, результаты исследований, выполненных авторами статьи, говорят о следующем.

Условия работы зубчатых колес трансмиссий транспортных и тяговых машин характеризуются наличием высоких изгибных и контактных нагрузок и длительной работой под действием переменных нагрузок среднего уровня. Кроме того, их нагружение — процесс нестационарный. Наконец, в спектре эксплуатационных нагрузок в трансмиссиях есть и особенности: средние и низкие (2–12 м/с) окружные скорости зубчатых колес; возможна их работа как в условиях жидкостного трения (характерна для агрегатов, расположенных вблизи двигателя, — коробка передач и раздаточная коробка), так и в условиях граничного трения (при малых скоростях и высоких нагрузках), что особенно характерно для агрегатов, размещен-

ных вблизи ведущих колес (главная и колесные передачи). Не случайно основными видами предельных состояний зубчатых колес являются усталостные именно изгибные поломки зубьев и усталостное же контактное выкрашивание их рабочих поверхностей. Причем последнее — наиболее частый случай, проявляющийся в двух видах повреждений — питтинге и отслаивании (контактном глубинном выкрашивании).

Оба вида повреждений имеют, повторяем, усталостную природу и возникают при потере материалом устойчивости к воздействию переменных по величине и длительности контактных нагрузок. Причем могут проявляться либо одновременно, либо с превалированием одного из них. Все зависит от геометрических параметров зубчатых колес, величины контактной нагрузки, условий работы и, главное, качества упрочненных слоев, т.е. их структурных характеристик.

Механизм питтинга, т.е. поверхностного контактного выкрашивания, изучен. Установлено, что на его возникновение и развитие значительное влияние оказывают тип и вязкость масла, наличие дефектов (несплошностей, пор, микротрещин, структурных дефектов) в тонких поверхностных слоях, твердость и чистота поверхности, особенности строения структуры цементованного слоя на глубине до 0,1–0,2 мм. В частности, доказано, что разрушение начинается с поверхности и представляет собой, как правило, цепочку мелких ямок (оспин), располагающихся по длине зуба в нижней зоне однопарного зацепления — в зоне действия максимальных контактных напряжений и минимальных радиусов кривизны сопряженных поверхностей (рис. 1). Его развитию способствует постепенное накопление пластической деформации в поверхностных слоях, вызывающее увеличение удельного объема в них и появление больших остаточных напряжений сжатия [3]. При многократной повторной нагрузке в поверхностных сло-

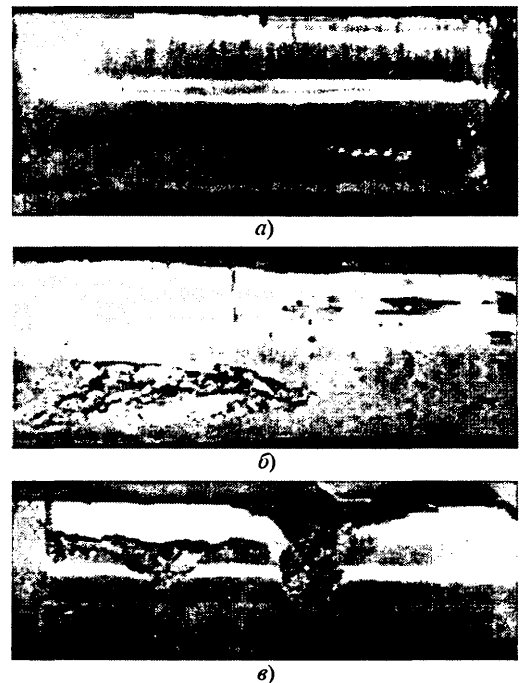


Рис. 1. Поверхностное (а); поверхностное и глубинное (б) и поверхностное и глубинное, переходящее в скол вершины зуба (в), виды контактного разрушения зубьев



яг зубьев в плоскостях, расположенных под углом  $30^\circ$  к поверхности, возникают контактные напряжения, которые и вызывают разрушение слоев в этих плоскостях под тем же углом в  $30^\circ$  к поверхности трения.

Дальнейшее развитие зарождающихся трещин и образование питтинга происходит вследствие концентрации напряжений при участии коррозии металла и расклинивающего действия смазки. Однако такой вид питтинга в большинстве случаев к потере работоспособности зубчатых колес трансмиссий энергонасыщенных машин не приводит.

Но напряженное состояние контактирующих поверхностей сопряженных зубьев характеризуется поверхностными контактными напряжениями и глубинными эквивалентными напряжениями. Именно они при определенных условиях вызывают прогрессирующее выкрашивание поверхностей зубьев — отслаивание, т. е. большое по глубине и площади выкрашивание, которое, зародившись в зоне полуса зацепления, имеет тенденцию распространяться по всей боковой поверхности зуба. Иначе говоря, критерием работоспособности подвергаемых упрочняющей ХТО высоконапряженных зубчатых колес трансмиссий является именно этот вид разрушения поверхностей зубьев [4].

Для появления глубинных контактных разрушений (рис. 2), в отличие от питтинга, необходимы другие условия. Глубинные разрушения поверхностно упрочненных зубчатых колес обусловлены особенностями изменения напряженного состояния и неоднородностью физико-механических свойств материала по толщине слоя в зоне контакта зубьев. Причем глубина расположения и величина действующих максимальных эквивалентных напряжений зависят от многих факторов. И прежде всего — от радиусов профиля зуба, величины поверхностных контактных напряжений (давлений), характера распределения твердости (микротвердости) по глубине упрочненного слоя.

Так, на рис. 3 показано, как изменяется относительное эквивалентное напряжение  $\sigma_c$  и зубчатого колеса (модуль 5 мм) в зависимости от глубины  $h$  упрочненного слоя, а также величины поверхностного напряжения  $\sigma_n$ . Из него видно, что эквивалентные напряжения,  $\tau_{he}$ , определяющие напряженное состояние глубинных слоев поверхностно упрочненных зубьев,

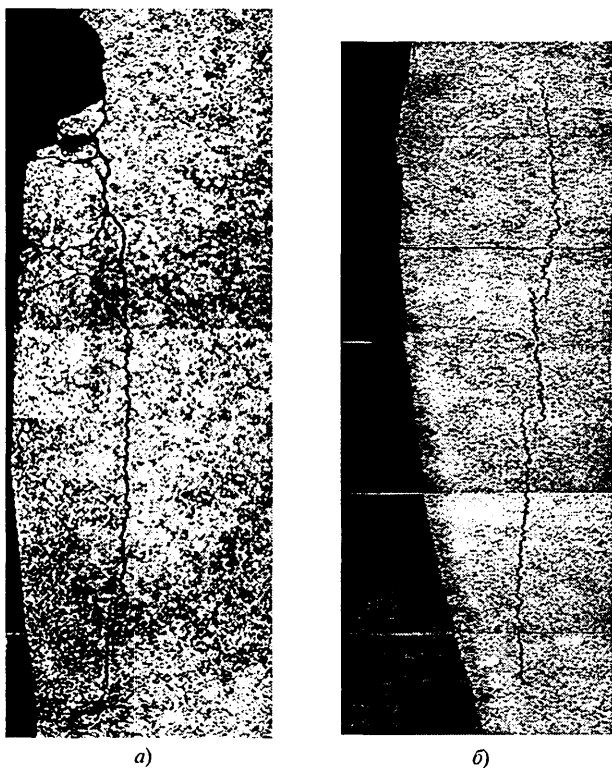


Рис. 2. Поверхностное и глубинное контактные повреждения зуба (а) и трещина глубинного контактного разрушения (б)

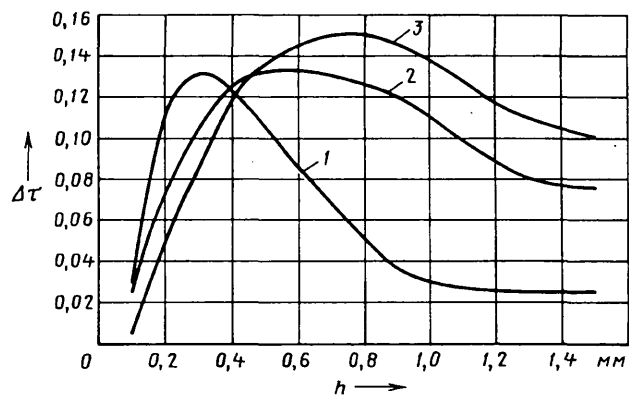


Рис. 3. Зависимость относительного эквивалентного напряжения от глубины упрочненного слоя и поверхностного контактного напряжения:

1 —  $\sigma_n = 1000$  МПа; 2 —  $\sigma_n = 1600$  МПа; 3 —  $\sigma_n = 2300$  МПа

ев, зависят от расстояния  $h$  от поверхности контакта. При этом существуют зоны упрочненных слоев, в которых эквивалентные напряжения достигают максимума; при повышении контактных напряжений  $\sigma_n$  увеличивается глубина и расширяется область залегания максимальных эквивалентных напряжений  $\tau_{he\ max}$ . А если, кроме того, учесть, что структурные характеристики упрочненных слоев зубьев также неоднородны по толщине упрочненного слоя, то получается, что для зубчатых колес одинакового типоразмера, работающих в условиях переменных по величине контактных нагрузок, за глубинные контактные разрушения ответственны поверхностные слои с разными составляющими.

Таким образом, в глубине диффузионного слоя под действием контактных нагрузок образуются опасные зоны, в которых при неблагоприятном соотношении действующих и предельно допустимых для данных зон напряжений возникают усталостные процессы, приводящие к контактным разрушениям. Поэтому задача обеспечения работоспособности цементованных зубчатых колес высоконагруженных трансмиссий сводится к обеспечению достаточной прочности диффузионного слоя на определенной его глубине, что достигается соответствующим выбором и обеспечением твердости, эффективной толщины и качества структуры в узких пределах разброса величин этих характеристик.

Приведенные выше данные подтверждены многолетними экспериментальными исследованиями, в результате которых установлена зависимость сопротивления глубинной контактной усталости поверхностей зубьев от структурных характеристик упрочненных слоев [5]. Поэтому авторы на их основе разработали технические требования к качественным параметрам диффузионных слоев, обеспечивающие высокие эксплуатационные характеристики цементованных зубчатых колес (см. таблицу).

Как видим, предлагаемые авторами нормативные показатели качества цементованных слоев регламентируют, в отличие от общепринятых требований, такие структурные характеристики слоя, как эффективная толщина до 750, 700 и 600 HV, содержание бейнита и карбидов, величина зерна и дисперсность структуры, которые, по нашим данным, могут приводить к преждевременному выходу из строя высоконапряженных зубчатых колес.

Регламентирование эффективной толщины упрочненного слоя до указанных величин микротвердости позволяет обеспечить требуемое распределение микротвердости по толщине слоя для формирования необходимого запаса прочности по критерию глубинной контактной выносливости. Однако в отдельных случаях для обеспечения требуемого ресурса конкретных зубчатых колес необходимо иметь эффективную толщину слоя до участков с микротвердостью не ниже 750 HV, превышающую указанные в таблице пределы. В этих случаях максимальная величина микротвердости в опасной зоне и ее



градиент в упрочненном слое устанавливаются на основании результатов расчета ресурса зубчатых колес, обеспечиваемого сопротивлением глубинной контактной усталости.

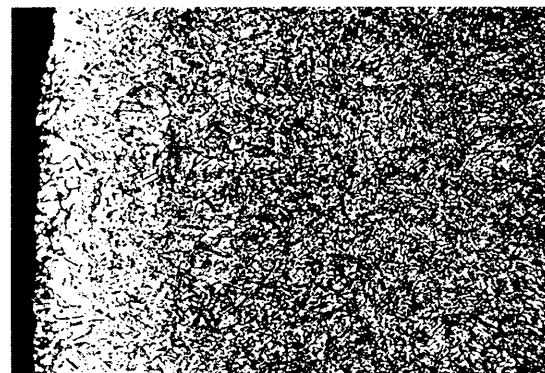
Авторами установлено также, что присутствие в слое бейнитной фазы в количестве 10–20 % заметно, в 2–3 раза, снижает долговечность высоконапряженных зубчатых колес. И это важный факт. Дело в том, что бейнитная составляющая относится к продуктам промежуточного превращения, но стандартной методикой травления не выявляется. Поэтому нужен специальный реактив, который выявляет не только наличие бейнитной составляющей, но и величину действительного зерна. И он разработан (пат. № 1169432, СССР).

В цементованных слоях бейнит, как правило, обнаруживается в узких приграничных объемах бывших аустенитных зерен, в соседстве с карбидными, нитридными выделениями или неметаллическими включениями. Микроструктура упрочненного слоя с зернистым бейнитом, выявленная травлением в специальном металлографическом реактиве, приведена на рис. 4, а: на нем на фоне светлой мартенситной матрицы с игольчатым рельефом бейнитная составляющая просматривается в виде темного участка. (Для сравнения на рис. 4, б приведена та же микроструктура после стандартного травления в 4 %-м растворе азотной кислоты.)

Еще более значительное понижение сопротивления глубинному контактному выкрашиванию дает присутствие в цементованных слоях глобулярных карбидов. Результаты испытаний показывают, что их наличие в слое обеспечивает катастрофически быстрый выход из строя зубчатых колес: их долговечность при содержании в цементованных слоях до 20 % глобулярных карбидов размером более 3 мкм в 1,5–3,5 раза меньше, чем долговечность зубчатых колес с высококачественной структурой цементованных слоев с микротвердостью 750–770 HV, состоящей из игольчатого (пластинчатого) мартенсита и 35–45 % остаточного аустенита.



а)



б)

Рис. 4. Микроструктуры цементованного слоя зубчатого колеса, содержащая бейнитную составляющую, полученные при травлении в специальном реактиве (а) и в 4 %-м растворе азотной кислоты (б)

Контролируемые параметры цементованных зубчатых колес	Предлагаемые для документов отечественной автомобильной промышленности	Данные из нормативных документов и национальных стандартов промышленно развитых стран	РТМ ОИМ 34–2010, ГОСТ 30634–99
Поверхностная твердость, HRC	58–63	58–62	60–63
Эффективная толщина, мм, до:			
750 HV <sub>0,2</sub>	—	—	(0,08–0,1)
700 HV <sub>0,2</sub>	—	—	(0,12–0,15)
600 HV <sub>0,2</sub>	—	(0,18–0,27)	(0,2–0,22)
550 HV <sub>0,2</sub>	—	(0,18–0,27)	—
Глубина залегания троостита, мкм	15	0	15
Содержание карбидов, балл	2–5	1	1–3
Содержание бейнита, балл	—	—	1–3
Дисперсность мартенсита (ГОСТ 8233), балл	1–4	Мелко-игольчатый	1–3
Размер зерна по ГОСТ 5639, балл	—	—	10–12
Остаточный аустенит, балл (%)	до 4 (не более 30*)	до 4 (не более 20*)	до 4 (не более 35*)
Толщина слоя до переходной зоны с 0,4 %С, мм	(0,15–0,21)	(0,18–0,27)	(0,20–0,25)

\* По данным дифракционного рентгеноструктурного анализа.

Полученные результаты согласуются, например, с работой [6], авторы которой установили, что при контактных нагрузках свыше 1600 МПа наличие крупных (более 3 мкм) карбидов и нитридов снижает контактную прочность на 30 %. Правда, есть и другое мнение: присутствие в мартенситно-аустенитной структуре глобулярных карбидов на сопротивление усталости не влияет, а существенно повышает износостойкость. Но это касается, по-видимому, работы зубчатых колес в области контактных нагрузок, не превышающих 1500 МПа. В области же повышенных (свыше 1600 МПа) контактных нагрузок возрастает роль глобулярных карбидов как дефектов структуры, приводящих к ее неоднородности, охрупчиванию и являющихся зоной преждевременного образования усталостных микротрещин вследствие некогерентности границ между карбидной фазой и матрицей.

Важнейшая характеристика структуры — величина действительного зерна, сформированная в процессе химико-термической обработки. В разработанных авторами технических требованиях размер зерна в цементованном слое регламентируется в пределах 8–11 балла по ГОСТ 5639, что способствует повышению пластических свойств слоя при высокой его твердости.

На основании результатов проведенных исследований разработаны и технические материалы (РТМ ОИМ 34–2010) на контроль качества микроструктуры цементованного слоя и сердцевины зубчатых колес трансмиссий автотракторной техники, содержащие эталонные шкалы микроструктур для контроля содержания бейнита, карбидов, остаточного аустенита и основных положений по составу и последовательности проведения контрольных работ.

И последнее. Национальные и международные стандарты Германии, США и Японии представляют собой взаимосвязанную систему нормативно-технической документации, устанавливающую определенный уровень конструктивной прочности материала зубчатых колес, который гарантируется стандартом при обеспечении соответствующей регламентированной эффективной толщины, поверхностной твердости



Рис. 5. Бездефектная микроструктура цементованного слоя зубчатого колеса фирмы "Катерпиллер"

и структуры слоя. В качестве одной из основных характеристик, необходимых для обеспечения требуемой конструктивной прочности, принята эффективная толщина цементованного слоя до зоны с микротвердостью 550–600 HV (см. таблицу). Тем не менее результаты экспертизы качества цементованных слоев зубчатых колес трансмиссий энергонасыщенных машин производства фирм "Мерседес", "Катерпиллер", "Юнит Риг", "Комасу" показали, что при мартенситно-аустенитной структуре (рис. 5) значения эффективной толщины цементованных слоев зубчатых колес производства ведущих фирм значительно выше требований национальных стандартов и соответствует, а в определенных случаях превышают разработанные авторами технические требования. То есть фирмы-изготовители назначают собственные технические требования к зубчатым колесам ответственного назначения.

Выводы, которые можно сделать из сказанного выше, следующие.

1. Соответствие качества микроструктуры упрочненных слоев зубчатых колес трансмиссий энергонасыщенных машин

техническим условиям и стандартам, принятым в автомобильной промышленности для цементуемых деталей, не всегда гарантирует их высокую работоспособность. В существующих нормативных документах имеются разногласия по контролю некоторых качественных параметров, а также существенные различия при назначении оптимальной степени насыщения, толщины и структуры слоя и, таким образом, уровня качества ХТО. Следовательно, высоконапряженные зубчатые колеса надо рассматривать как особый класс деталей, требования к качеству которых должны удовлетворять не только общепринятым техническим условиям, но и ряду дополнительных.

2. Разработка технических требований к качеству упрочненных слоев высоконапряженных зубчатых колес должна осуществляться с учетом критерия их предельного состояния в условиях эксплуатации — глубинного контактного выкрашивания активных поверхностей зубьев.

3. К числу характеристик цементованных слоев, обычно не учитываемых общепринятыми техническими условиями, однако снижающими долговечность зубчатых колес, относятся бейнитная составляющая, содержание глобулярных карбидов и недостаточная величина микротвердости в опасной зоне упрочненного слоя. И ими нельзя пренебрегать.

### Литература

1. Асташенко и др. Оценка состояния металла зубчатых колес после химико-термической обработки // Автомобильная промышленность. 2010. № 6. С. 33–40.
2. Зинченко В.М. Инженерия поверхности зубчатых колес методами химико-термической обработки. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. — 303 с.
3. Костецкий Б.И. Соппротивление изнашиванию деталей машин. — М.—К.: Машгиз, 1959. — 478 с.
4. Тескер Е.И. Теория и методы расчета на контактную прочность поверхностно упрочненных зубчатых передач: Дис. ... д-ра техн. наук. — Волгоград. 1988. — 418 с.
5. Сусин А.А. Химико-термическое упрочнение высоконапряженных деталей. — Мн.: Беларуская наука, 1999. — 175 с.
6. Уткина А.Н., Черкис Ю.Ю., Алексеев М.Д. Влияние параметров цементованного слоя на свойства стали 20Х3МФА // Металловедение и термическая обработка металлов. 1977. № 6. С. 35–40.

УДК 62-14

## Методы оценки акустических свойств помещений испытательных станций для измерения шума поршневых машин

Д-р техн. наук В.Е. ТОЛЬСКИЙ, Л.И. ТОЛОКИН

НАМИ (+7.495. 456-30-81)

*Приводятся результаты расчетно-экспериментального исследования различных методов оценки акустических характеристик помещений, где проводятся акустические, в том числе сертификационные, испытания машин и агрегатов.*

**Ключевые слова:** акустика, шумовая характеристика, шум машин, звуковое давление, измерительная поверхность, испытательная станция, нормирование уровня шума машин.

Tolskiy V.E., Tolokin L.I.  
RECIPROCATORS NOISE CHARACTERISTICS ASSESSMENT  
IN CONDITIONS OF A FACTORY TEST STATION

*In this research experimental results of various existing methods of industrial premises acoustic performances assessments are adduced. Experimental researches have been carried out in the conditions of a factory test station. In this station certification tests of machines and aggregates carry out to establish compliance with the noise requirements.*

**Keywords:** acoustics, noise characteristic, noise of machines, acoustical pressure, a measuring surface, test station, normalization of machines noise level.

На достоверность измеренных значений шумовых характеристик поршневых машин, например, двигателей внутреннего сгорания, компрессоров и т. д., существенное влияние оказывают акустические характеристики помещений, где проводятся их испытания. Если этого не учитывать, то при измерениях

можно получить ошибочные результаты и сделать неверные выводы по уровню шума исследуемого двигателя.

Проводя измерения в неспециализированном помещении, исследователь сразу получает завышенные показатели по шуму на 1,0–6,0 дБ. Не зная точного значения необходимой поправки, завод-изготовитель может принять неправильное решение об объемах доработки своей продукции или даже прекратить НИОКР данной продукции.

Может оказаться, что, скажем, тот же автомобильный ДВС по уровню шума не будет соответствовать установленным нормативным документам [1]. Показатель  $K_{2A}$ , характеризующий акустические условия тех производственных помещений, где оценивается шум машин и их агрегатов, должен быть менее 2 дБА [2]. Чтобы выдержать эти "менее 2 дБА", нужно точно оценить акустические характеристики помещения испытательной станции, где проводятся измерение шума, т. е. применить по возможности более точный метод измерения.

В прикладной акустике рекомендуется четыре метода измерений:

- с использованием эквивалентной площади звукопоглощения в помещении;
- метод реверберации;
- применение постороннего, образцового, всенаправленного источника шума;
- метод фактических поправок при оценке шума конкретной машины.

Для сравнения этих методов авторы были вынуждены провести специальные расчетно-экспериментальные исследования. Известно, что приблизительное значение коэффициента

№ формулы	Формула	Примечания
1	$K_{2A} = 10 \cdot \lg(1 + 4S/A)$	$S$ — площадь измерительной поверхности; $A$ — эквивалентная площадь звукопоглощения в помещении
2	$A = \alpha S_V$	$\alpha$ — средний коэффициент звукопоглощения помещения; $S_V$ — площадь ограничивающих поверхностей (стен, потолка и пола) испытательного помещения
3	$A = 0,16(V/T)$	$V$ — объем помещения; $T$ — время реверберации
4	$K_{2A} = \bar{L}_{\text{стенд}, i, 1,0} - \bar{L}_{\text{св.з.п}}$	$\bar{L}_{\text{стенд}, i, 1,0}$ — среднее значение звукового давления (мощности) на $i$ -м стенде при измерительном расстоянии $d = 1,0$ м; $\bar{L}_{\text{св.з.п}}$ — среднее значение звукового давления (мощности) в свободном звуковом поле при $d = 1,0$ м
5	$K_{0,5-1,0} = \bar{L}_{\text{стенд}, i, 0,5} - \bar{L}_{\text{стенд}, i, 1,0}$	$K_{0,5-1,0}$ — коэффициент для перехода на $i$ -м стенде с $d = 0,5$ м на $d = 1,0$ м; $\bar{L}_{\text{стенд}, i, 0,5}$ — среднее значение звукового давления (мощности) на $i$ -м стенде при $d = 0,5$ м; $\bar{L}_{\text{стенд}, i, 1,0}$ — то же, при $d = 1,0$
6	$K_{2,0-1,0} = \bar{L}_{\text{стенд}, i, 2,0} - \bar{L}_{\text{стенд}, i, 1,0}$	$K_{2,0-1,0}$ — коэффициент для перехода на $i$ -м стенде с $d = 2,0$ м на $d = 1,0$ м; $\bar{L}_{\text{стенд}, i, 2,0}$ — среднее значение звукового давления (мощности) на $i$ -м стенде при $d = 2,0$ м

$K_{2A}$  акустических условий помещения, зависящее от коэффициента  $\alpha$  звукопоглощения и площади ограждающих поверхностей исследуемого помещения, может быть вычислено по формуле № 1 (табл. 1), а значение входящей в эту формулу эквивалентной поверхности  $A$  данного помещения — по формуле № 2.

Для чего достаточно воспользоваться табл. 2, в которой приведены варианты производственных помещений и соответствующие им значения коэффициента  $\alpha$ .

Преимущество выбранного метода — отсутствие необходимости проводить специальные акустические измерения помещения, недостаток — низкая точность определения  $K_{2A}$ . Иначе говоря, метод дает "прикидочную", приближенную оценку испытательного помещения.

По методу реверберации коэффициент  $\alpha$  звукопоглощения вычисляется по формуле № 3. Для определения входящего в нее времени  $T$  реверберации, т. е. периода, в течение которого звуковое давление уменьшается на 60 дБ, приходится применять специальную аппаратуру, а в качестве источника звукового импульса — использовать холостой выстрел из пистолета. Причем не любой, а такой, который способен во всех октавах/третьоктавах («белый» шум) повысить звуковое давление относительно фонового шума как минимум на 60 дБ (обычно на 70–75 дБ).

Достоинство этого метода — достаточно высокая точность расчета коэффициента  $K_{2A}$  на разных измерительных расстояниях  $d$ , а значит — однозначное определение возможности или невозможности проведения измерений в конкретном испытательном помещении. Погрешность метода основывается на отличии действительного спектра шума исследуемого объекта от спектра шума выстрела.

Измерения методом образцового всенаправленного источника шума необходимо выполнять в свободном звуковом поле (открытая площадка при отсутствии звукоотражающих объектов на расстоянии минимум 10 м от источника звука), а затем в испытательном помещении при использовании одного и того же образцового источника шума без изменения его характеристик. То есть выполнять дважды. В этом случае  $K_{2A}$  подсчитывается по формуле № 4. При невозможности обеспечить необходимое значение искомого коэффициента для  $d = 1$  м измерения приходится вести при  $d = 0,5$  м и в итоговое значение  $K_{2A}$  вводить поправочный коэффициент  $K_{0,5-1,0}$ , определяемый по формуле № 5. (Он вычитается из итогового значения шумовой характеристики.) При наличии же испытательного помещения большого размера и возможности обеспечить  $d = 2$  м и  $K_{2A} < 2$  дБА, измерения рекомендуется проводить на большем измерительном расстоянии. Но при этом в итоговое значение нужно вводить поправочный коэф-

фициент  $K_{2,0-1,0}$ , определяемый по формуле № 6. (Данный коэффициент суммируется с итоговым значением шумовой характеристики.)

Этот метод, как видим, основан на сравнении результатов измерений в свободном звуковом поле и на месте установки испытуемых машин и агрегатов в помещении. Следовательно, позволяет ввести поправку на уровень шума на каждом стенде, где измеряется шум. Следует иметь в виду, что уровень звуковой мощности, излучаемый динамиками источника звука, в период проведения исследований должен сохраняться постоянным. При таком условии метод гарантирует высокую точность определения коэффициента  $K_{2A}$  на разных измерительных расстояниях  $d$ , позволяет оценить возможность или невозможность измерений шума в конкретном испытательном помещении, а также рассчитать значения поправок при изменении измерительного расстояния с 0,5 до 1 или с 2 до 1 м.

Введение поправок на измерительное расстояние представляется весьма важным. Часто в небольших боксах или неподготовленных («гулких») помещениях есть возможность проводить измерения шума по ГОСТ (установлено с помощью метода эквивалентной площади звукопоглощения или реверберации), но на расстоянии  $d = 0,5$  м. А нормативы по звуковому давлению обычно даются на измерительном рас-

Таблица 2

№ варианта помещения	Описание помещения	Средний коэффициент звукопоглощения
1	Практически пустое, с гладкими жесткими стенами, выполненными из бетона, кирпича, оштукатуренными или покрытыми кафелем	0,05
2	Частично заполненное с гладкими стенами	0,10
3	Прямоугольное с обстановкой	0,15
4	Неправильной формы с обстановкой	0,20
5	С обстановкой без обивки с малым количеством звукопоглощающего материала на потолке или стенах (например, частично поглощающий потолок)	0,25
6	Со звукопоглощающими покрытиями как потолка, так и стен	0,35
7	С большими участками звукопоглощающих материалов на потолке или стенах	0,50

стоянии  $d = 1,0$  м в специальной акустической камере. То есть испытатель должен ввести поправку не только на наличие отраженного от стен «вторичного» шума, но и поправку на изменение измерительного расстояния. Погрешность метода, как и метода реверберации, основывается на отличии действительного спектра шума объекта от спектра шума источника звука. Кроме того, габариты источника шума часто значительно отличаются от габаритов выпускаемых предприятием машин, следовательно, имеются различия в расстояниях от объекта исследования до отражающих поверхностей (стен).

Четвертый метод, метод фактических поправок, используется при оценке шума конкретной машины или агрегата. Он дает возможность непосредственно сравнивать результаты измерений конкретной модели машины (например, ДВС) или другого агрегата в свободном звуковом поле и на испытательном стенде и вводить необходимую поправку на уровень шума для каждого стенда, расположенного в помещении испытательной станции. Коэффициенты  $K_{2A}$  и  $K_{0,5-1,0}$  определяются по формулам № 4 и 5 соответственно.

Преимущество этого метода — соответствие спектра источника шума в свободном звуковом поле и на испытательных стендах, абсолютная точность определения коэффициента  $K_{2A}$  для конкретной модели источника шума на конкретном испытательном стенде, возможность непосредственного определения поправки на уровень шума при разных измерительных расстояниях  $d$  в свободном звуковом поле и на испытательном стенде.

Таковы результаты расчетной части исследования, выполненного авторами. Что же касается экспериментальной его части, то она сводится к определению фактических значений коэффициента  $K_{2A}$  для конкретного испытательного помещения теми же методами.

Возьмем, к примеру, помещение конкретной испытательной станции, габаритные размеры следующие: длина — 21,6 м, ширина — 8,3, высота — 6 м, значит,  $S_p = 616,76$  м<sup>2</sup>. Размеры испытываемого в нем поршневого компрессора — соответственно 0,94; 0,71 и 0,51 м. Измерительная поверхность  $S$  зависит от измерительного расстояния  $d$  и при  $d = 0,5$  м составляет 10,69 м, а при  $d = 1$  м — 25,03 м. Коэффициент  $\alpha$  для такого помещения — 0,1—0,25 (табл. 2). Следовательно,  $A = 71,736+179,74$  м<sup>2</sup>. Тогда значение коэффициента  $K_{2A}$  акустических условий, подсчитываемое по методу эквивалентной площади (формула № 1), при  $d = 0,5$  м будет равен 0,93—2,03, а при  $d = 1$  м — 1,92—3,79 дБА. То есть неопределенность в выборе среднего коэффициента  $\alpha$  звукопоглощения приводит к значительному разбросу показателя  $K_{2A}$ .

При использовании метода реверберации картина значительно лучше.

В результате экспериментальных исследований рассматриваемого помещения испытательной станции время  $T$  реверберации на различных стендах, расположенных в этом помещении, составило от 1,9 до 2,15 с. Тогда значение коэффициента  $K_{2A}$  при  $d = 0,5$  м оказывается равным 1,68—1,86 дБА, а при  $d = 1,0$  м — 3,23—3,52 дБА в помещении.

Таким образом, экспериментально выявлено, что шум в данном помещении (при оценке его методом реверберации) можно измерять только при установке микрофона на расстоянии 0,5 м.

Экспериментальные исследования при применении образцового всенаправленного источника шума дали следующие результаты: при  $d = 0,5$  м значение  $K_{2Amax} = 1,5$  дБА, а при  $d = 1,0$  м — 2,72 дБА. Как видим, они на 0,2—0,5 дБА отличаются от результатов, полученных методом реверберации. Измерение шума (при оценке его методом образцового всенаправленного источника шума) можно проводить только на расстоянии  $d = 0,5$  м.

Результаты экспериментального исследования методом фактических поправок при оценке шума конкретной машины были следующими:  $K_{2Amax}$  при  $d = 0,5$  м составил 1,78 дБА, а при  $d = 1$  м — 3,14 дБА.

Из всего сказанного можно сделать следующие выводы.

1. Применение метода с использованием эквивалентной площади звукопоглощения в помещении приводит к значительной неопределенности полученных результатов, т. е. к разбросу значений коэффициента  $K_{2A}$ . Поэтому пользоваться этим методом можно в крайних случаях.

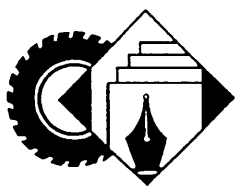
Он может быть применен для ориентировочной оценки акустических свойств помещения при отсутствии измерительных средств.

2. Методы реверберации и использования всенаправленного источника шума дают погрешность коэффициента акустических условий в пределах 0,2—0,5 дБА при измерительном расстоянии 0,5 м. Поэтому они вполне пригодны для первоначальной оценки акустических свойств испытательного помещения.

3. Метод фактических поправок при оценке шума конкретной машины обеспечивает наивысшую точность при определении коэффициента  $K_{2A}$ . Однако его использование требует создания специальной акустической площадки в свободном звуковом поле или наличия специальной акустической камеры.

## Литература

1. ГОСТ Р 53838—2010. Двигатели автомобильные. Допустимые уровни шума и методы измерения.
2. ГОСТ Р 51401—99. Шум машин. Определение уровней звуковой мощности источников шума по звуковому давлению.



## ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом



УДК 629.113/.115

**ФИРМА "ПОРШЕ" —**

**АВТОПРОИЗВОДИТЕЛЬ, У КОТОРОГО  
ЕСТЬ ЧЕМУ ПОУЧИТЬСЯ**

Д-р техн. наук И.В. БАЛАБИН

МГТУ "МАМИ" (495. 223-05-23)

Многим (а из старшего поколения всем) хорошо известна крылатая фраза, принадлежащая классикам отечественной литературы Ильфу и Петрову: "Автомобиль — не роскошь, а средство передвижения".

Не входя в дискуссию по поводу основного предназначения автомобиля как транспортного средства, тем не менее следует согласиться с тем, что современный автомобиль значительно расширил транспортные функции и с каждым годом не только делает передвижение все более комфортным и скоростным, но и превращает этот процесс во все более удобную и комфортную среду обитания, во многом скрашивая томительное пребывание пассажиров в период вынужденного стояния в "пробках", поскольку в нем поддерживаются оптимальные климатические и температурные параметры, хорошая звукоизоляция, есть видео- и аудиоаппаратура и прочие удобства, которые в состоянии предоставить человеку современная цивилизация.

Что же касается прямых функциональных свойств, включая ходовые и эргономические, то прогресс здесь очевиден, прежде всего, в скоростных свойствах, динамике разгона и торможения, устойчивости и управляемости, комплексе мер, определяющих активную и пассивную безопасность, удобстве управления и, наконец, постоянно предпринимаемым усилиям по снижению вредных выбросов в атмосферу с отработавшими газами ДВС.

Конечно, весь этот комплекс мероприятий, точнее, его полнота, во многом зависит от класса автомобиля: чем он дороже, тем совершеннее его эксплуатационные качества, тем большим числом дополнительных функций он обладает. Однако то или иное усовершенствование, появившись на дорогах автомобилях, затем реализуется на автомобилях более низких классов, пополняя перечень их обязательного оборудования, — точно так же, как имеющая место преемственность технических новинок, которые вначале появляются на спортивных автомобилях, а затем переходят на автомобили широкого назначения.

То есть дорогие автомобили, будучи носителями самых передовых технических решений, объективно выполняют роль минилабораторий передового опыта, положительные результаты которого впоследствии используются в крупносерийном и массовом производствах.

В этом отношении характерна фирма "Порше", на которой автор побывал по приглашению ее руководства. Она, как известно, специализируется на выпуске дорогих легковых автомобилей высокого класса. Причем с преобладанием в типаже спортивных двухместных моделей, оснащенных двигателями высокой, 330—370 кВт, или 450—500 л. с., мощности. При этом следует заметить, что создание таких двигателей само по себе представляет серьезную инженерную задачу. Тем более если расход топлива не превышает средних для массовых автомобилей значений.

При наличии столь мощной силовой установки вся цепочка агрегатов трансмиссии и ходовой системы должна, очевидно, отвечать высоким требованиям надежности, функциональной безупречности и экологической безопасности по всем ее компонентам, включая вредные выбросы с отработавшими газами, акустические характеристики двигателя и агрегатов, чего добиться тем более непросто, учитывая потрясающую динамику разгона (с места до скорости 100 км/ч — за 4,3 с), а также торможение с максимально возможным замедлением, т. е. обеспечением минимального тормозного пути.

Добиться совершенства конструкции, обеспечивая четкую, слаженную работу всех агрегатов автомобиля, оказывается возможным, если обеспечена высококвалифицированная сборка со строжайшим соблюдением всех существующих регламентов при наличии передовых технологических приемов, одним из которых, к примеру, является комплексная проверка герметичности всех уплотнений двигателя перед его горячим пуском при избыточном давлении до 0,2—0,3 МПа (2—3 кгс/см<sup>2</sup>).

И все это на "Порше" есть. Вплоть до мелочей. Например, сборка автомобилей выполняется в помещении, содержащемся в стерильной чистоте. По его полу бесшумно перемещаются питающие конвейер узлами и агрегатами специальные автоматические тележки, которые самостоятельно останавливаются для выгрузки нужного агрегата роботизированным механизмом и вновь продолжают свой путь, как это предусмотрено программой, которая реализуется с помощью центрального управляющего компьютера, т. е. без вмешательства человека.

Все это в сочетании с жесточайшим входным, межоперационным и выходным контролями стало здесь главным гарантом безупречного качества при минимальных издержках производства, обусловленных минимальными затратами человеческого труда, позволяя обходиться без рабочих низшей квалификации и содержать преимущественно высококвалифицированные рабочие кадры, которые обладают всей полнотой ответственности с присущим чувством профессиональной гордости за принадлежность к столь знаменитой фирме. А высокий (от 2 до 4 тыс. евро) уровень зарплаты рабочих объек-

тивно способствует тому, что каждый сотрудник дорожит своим рабочим местом. Отсюда — минимальная текучесть кадров, что немаловажно для обеспечения высокого качества продукции.

Ограниченность производственной площади заставляет фирму использовать многоэтажный сборочный конвейер с применением межэтажных лифтов. Однако эта вынужденная компактность производства имеет и свои преимущества, так как сокращает производственные коммуникации, снижает расход теплоносителей и пр.

Не сбрасывая со счетов перечисленные выше мероприятия, главным компонентом обеспечения высокого качества изделий фирмы являются все-таки действительно высочайшие культура производства и производственная дисциплина, что проявляется, начиная от внешнего вида работников и кончая организацией каждого рабочего места.

Важно, что этот стиль деятельности характерен не только для производства, но и для всех дилерских центров, включая московский, хотя здесь работают уже не педантичные и аккуратные от природы немцы, а наши люди. Они удачно вписались в стиль и традиции этого мирового бренда, демонстрируя высокий уровень культуры в отношениях с покупателями на фоне со вкусом оформленной экспозиции предлагаемых моделей автомобилей и их агрегатов, а также приглушенно звучащей музыки, создающей атмосферу солидности и респектабельности под стать продаваемым моделям.

Обед на фирме проходит в единое для всех время, а просторные и великолепно оборудованные обеденные залы включают толчею, хотя одновременно обедают все сотрудники того или иного корпуса, включая и рабочих, и менеджеров (по внешнему виду которых, кстати, их распознать невозможно). Всем посетителям предлагается на выбор 5—6 первых и до 10 вторых, причем отлично приготовленных, в том числе вегетарианских блюд. А на третье — фужер натурального сока из свежих (по выбору) фруктов. Оплачивается обед по безналичному расчету со значительной доплатой из средств фирмы.

Предметом особой, и не без основания, гордости для ее сотрудников является музей, где экспонируются практически все модели, созданные гением династии трех поколений семьи Порше, включая знаменитый автомобиль "жук", выпускаемый в свое время фирмой "Фольксваген" и разработанный инженером Порше в бытность его работы на этой фирме.

О музее "Порше" следует сказать особо уже хотя бы потому, что это — грандиозное здание, построенное специально для размещения экспозиции. Его необычная архитектура, наружный вид и внутренняя планировка в виде восходящей винтовой дорожки, по обеим сторонам которой установлены разработанные фирмой "Порше" модели, символизируют тот прогресс поступательного развития и движения к совершенству, который характеризует покорение все новых и новых высот, иллюстрирует этот процесс реальными моделями, созданными фирмой за годы своего существования под руководством трех поколений семьи Порше.

Интерес представляет и то, как подается каждая экспонируемая модель, позволяя рассматривать ее снаружи и внутри, одновременно используя радиоговорящий на основных европейских языках, включая русский, гид. Этот гид включается кнопкой на ручном пульте, выдаваемом посетителю. На нем можно выбрать номер, соответствующий номеру экспоната, после чего следует подробный рассказ об особенностях модели, ее авторе, дате создания и т. д.

Экспозиция заканчивается в верхней точке винтовой дорожки, после чего посетитель может воспользоваться лифтом, с помощью которого он спускается вниз, к началу экспозиции, где на выбор предлагают различные сувениры и литературу, из которой можно почерпнуть более подробные сведения о моделях автомобилей и их создателях.

После посещения фирмы и музея невольно в голову приходит мысль: с какими все-таки вниманием, уважением и любовью все без исключения работники фирмы "Порше" относятся к своему детищу, как образцу творения, утверждающему свой стиль, дизайн искусства и технического совершенства.

Но на этом фоне особенно ярко высвечиваются проблемы нашей автомобильной промышленности. И в первую очередь — проблемы дизайна новых отечественных легковых автомобилей, их технической начинки и качества изготовления. Прежде всего ВАЗа, разумеется, который, по сути, остается единственным крупным национальным предприятием, хотя уже и с некоторой долей иностранного производства. От обиды за то жалкое состояние, в котором находится отечественный автопром, оценки автора, может быть, носят слишком резкий характер, но увиденное невольно вызывает грустные ассоциации, и сам собой рождается вопрос: почему некогда наш автопром, если не самый передовой, но, во всяком случае, не выпадающий из десятка лучших мировых автопредприятий, который смог удивить послевоенный мир выпуском автомобиля ГАЗ М-20 "Победа", как носителя всех самых передовых по тому времени конструкторско-технологических решений, когда южно-корейской автомобильной промышленности вообще не существовало, а в Китае наиболее передовым и популярным городским транспортом были велорикши, с течением времени все более погружался в рутину застоя, а конструкторские бюро автозаводов вместо разработки новых моделей в основном занимались текущим производством, изобилующим множеством проблем, связанных с нехваткой современного производственного оборудования и необходимых материалов?

Конечно, в этом можно обвинять систему и руководство страны. Но где были ведущие специалисты, творчество которых никто не ограничивал, а сейчас, когда вообще сняты административные барьеры и у предприятия "развязаны руки", почему продолжается спячка творческих сил наших автопредприятий? Почему даже так называемые новые модели ставятся на производство, заключая в себе элементы отсталости, а

когда их производство достигает намеченных масштабов, они и вовсе оказываются устаревшими? Почему до сих пор на наших автозаводах не предусмотрен современный сетевой график разработки и постановки на производство новых моделей, аналогичный тому, который существует на зарубежных фирмах, а внедрение системы качества по стандартам ИСО-9000, выполнение которых для западных фирм уже давно стало обязательным, у нас вместо систематической работы по их внедрению в производство просто забалтывается.

Именно сейчас наступил "момент истины" по поводу судьбы отечественного автопрома: либо мы сможем возродить и приумножить его былую славу, либо окажемся во власти иностранного капитала со всеми пагубными для российского государства последствиями, о чем сейчас много говорится и пишется, но не делается практически ничего.

В этом отношении справедливо, думается, постановка такого вопроса: почему сейчас экраны телевидения и страницы наших печатных СМИ буквально забиты именами так называемых звезд шоу-бизнеса и не слышно, и не видно ни одного из тех, кто создает технику, которая, по сути, является основным двигателем прогресса, обеспечивающим возможность, в том числе и безголосым труженикам сцены, исполнять современные вокальные произведения?

Не потому ли, что профессия инженера непублична? Однако даже неспециалисту понятно: вклад в развитие человеческого общества, фундаментом которого были и остаются его производительные силы, реализующие результаты творчества инженеров и ученых, несоизмерим с той развлекательной компонентой, которая сейчас доминирует в обществе. Эта несправедливость еще даст о себе знать, поскольку одной песней (кстати, все более примитивного музыкального и смыслового содержания) потребности человека далеко не исчерпываются.

## Содержание

### ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Широков С.В., Кириловский А.Н., Башкаев Д.В. — Современные пути развития автомобильной промышленности . . . . .	1
Корнев С.В. — Пути совершенствования управления на предприятиях автомобильной промышленности . . . . .	4
АСМ-факты . . . . .	7

### КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Аджиманбетов С.Б. — Гибридомобиль с вариатором . . . . .	9
Камалтдинов В.Г., Марков В.А. — Геометрическая степень сжатия, угол закрытия впускных клапанов и показатели рабочего цикла НССИ . . . . .	10
Иванов А.С., Анисимов И.А. — Эффективность газодизельных АТС при их работе в низкотемпературных условиях . . . . .	15
Чернов А.Е., Акимов А.В., Кротов А.Н. — Адаптивные алгоритмы регулирования напряжения в системах электроснабжения АТС . . . . .	17
Саркисов П.И., Гладов Г.И. — Дисковый тормозной механизм закрытого типа . . . . .	19
Евсеев П.П. — Расчетное определение КПД автомобиля . . . . .	22

### ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Гребенников С.А., Петров М.Г., Гребенников А.С. — Изменение технического состояния и способ диагностирования элементов механизма газораспределения ДВС . . . . .	25
Буренин В.В. — Новые контактные уплотнения для герметизации неподвижных разъемных соединений . . . . .	30

### ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Руденко С.П., Валько А.Л., Мосунов Е.И. — Технические требования к качеству цементованных слоев зубчатых колес трансмиссий энергонасыщенных машин . . . . .	33
Тольский В.Е., Толокин Л.И. — Методы оценки акустических свойств помещений испытательных станций для измерения шума поршневых машин . . . . .	36

### ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом	
Балабин И.В. — Фирма "Порше" — автопроизводитель, у которого есть чему поучиться . . . . .	38

### Главный редактор Н. А. ПУГИН

#### РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, О. И. Гируцкий, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновский-Лашков, А. С. Ковригин, Р. В. Козырев, С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, Г. И. Мамити, В. А. Марков, А.В. Николаенко, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, 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

Корректор Т.В. Пчелкина

Сдано в набор 04.07.2011. Подписано в печать 11.08.2011.  
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.  
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,52. Зак. 626.

Отпечатано в ООО «Подольская Периодика»  
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

#### «ООО «Издательство Машиностроение»

Адрес издательства и редакции:  
107076, Москва, Стромьинский пер., 4  
Телефон (499) 269-54-98, (915) 412-52-56  
E-mail: avtoprom@mashin.ru, avtoprom@aport.ru  
www.mashin.ru www.avtomash.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.  
Свидетельство ПН № 77-7184

Цена свободная.

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

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

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



# УВАЖАЕМЫЕ ПОДПИСЧИКИ!

## НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО “МАШИНОСТРОЕНИЕ”

выпустило в свет полную подписку  
на журналы за 2007–2010 годы  
в электронном виде



Стоимость  
одного номера  
составляет  
100 рублей



Полная  
подписка  
за 2007 г.  
выложена  
в открытом

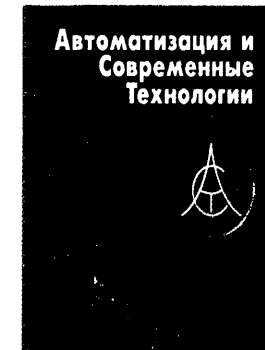
доступе на нашем сайте

[WWW.MASHIN.RU](http://WWW.MASHIN.RU)

**БЕСПЛАТНО**

Вологодская областная универсальная научная библиотека

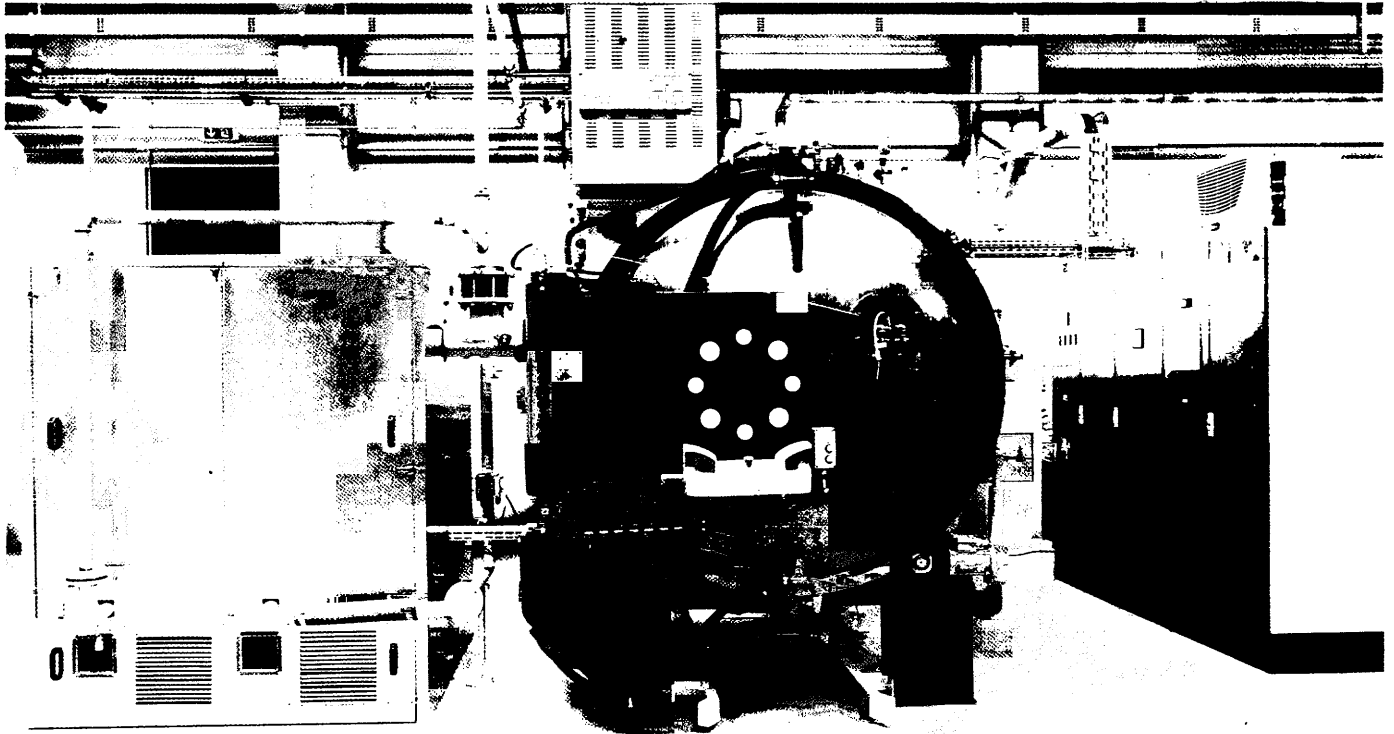
[www.booksite.ru](http://www.booksite.ru)





Вологодская областная универсальная научная библиотека

# MonoTherm



Надежная однокамерная  
установка

- Отжиг
- Закалка
- Отпуск
- Цементация
- Пайка
- Нитроцементация

The Solution



**ALD Vacuum Technologies GmbH**

119017, Москва

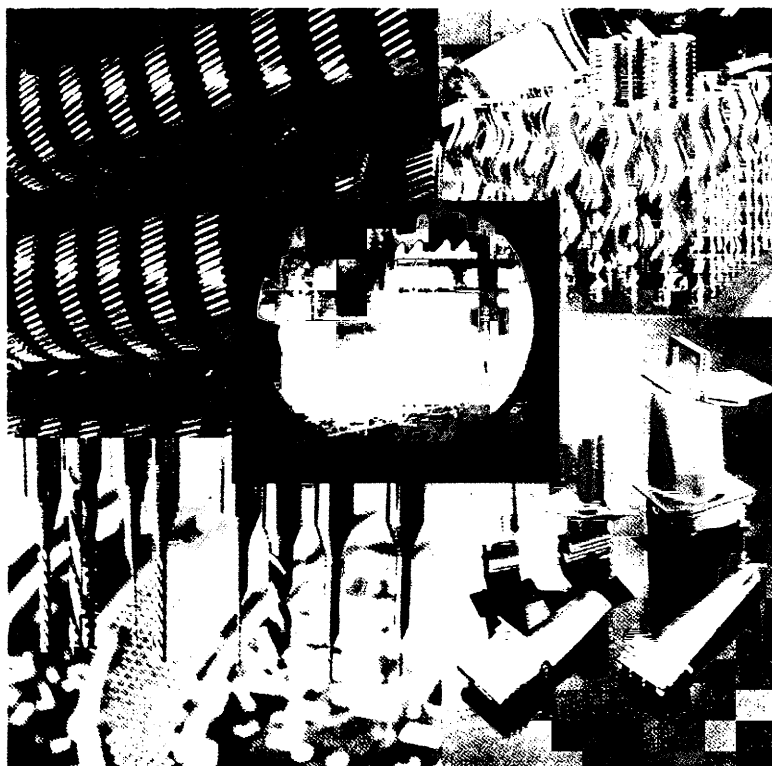
ул. Бол. Ордынка 40, стр. 2

Тел.: +7 495 787 67 33

Факс.: +7 495 787 67 34

Email: [ald@metallurg.com.ru](mailto:ald@metallurg.com.ru)

Inernet: [www.ald-vt.de](http://www.ald-vt.de)



Вологодская областная универсальная научная библиотека

[www.booksite.ru](http://www.booksite.ru)