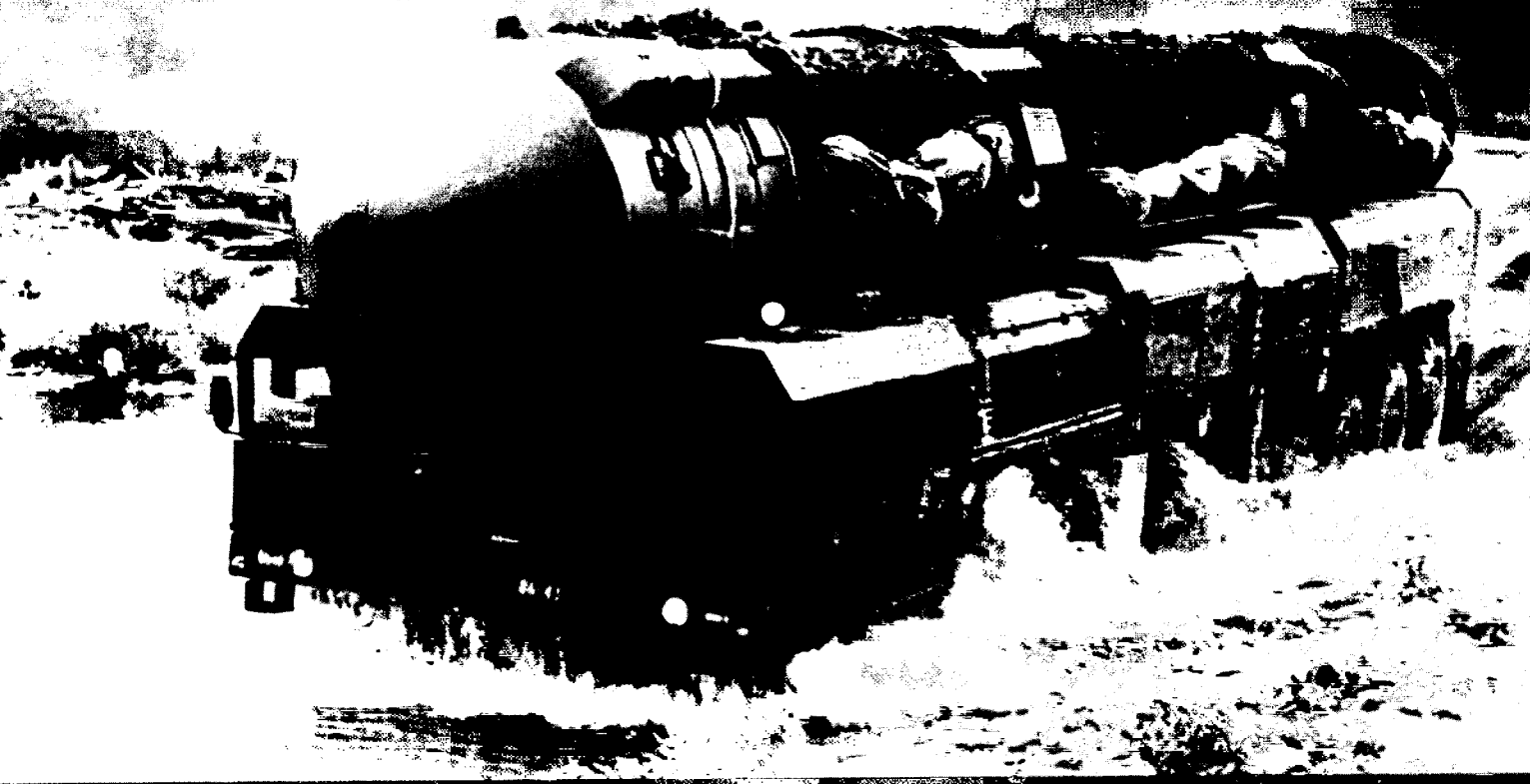


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

ISSN 0005-2337

№ 6 ○ 2009

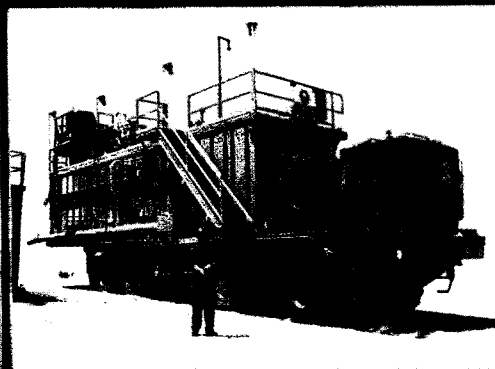


МАЗ



МИНСКИЙ ЗАВОД
КОЛЕСНЫХ ТЯГАЧЕЙ

*АВТОМОБИЛЬНАЯ ТЕХНИКА ВОЕННОГО И СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ *КОНВЕРСИОННАЯ ПРОДУКЦИЯ*



IV МЕЖДУНАРОДНЫЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ ФОРУМ

**Российский автопром:
повышение эффективности
взаимодействия государства
и бизнеса в современных
условиях развития экономики**

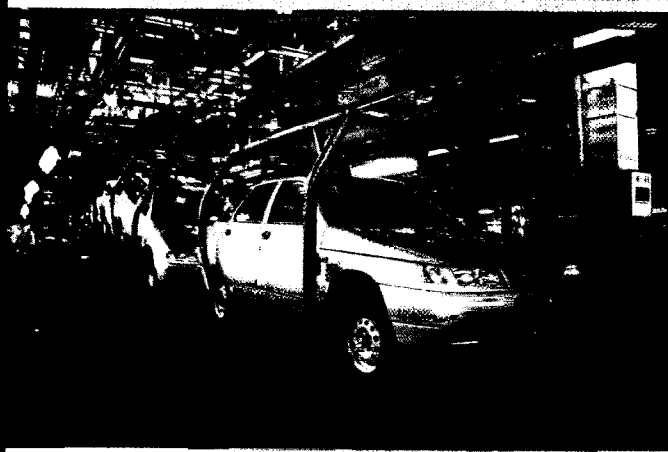
**28 августа 2009 года
Конгресс-центр ТПП РФ
Москва, ул. Ильинка, д.6**



Комитет ТПП РФ по предпринимательству
в автомобильной сфере
ОАО «Автосельхозмаш-холдинг» (ОАО «АСМ-холдинг»)
Национальная ассоциация производителей
автомобильных компонентов (НО «НАПАК»)
Объединение автопроизводителей России (НП «ОАР»)

**ПРИГЛАШАЮТ ВАС ПРИНЯТЬ УЧАСТИЕ В
4-М МЕЖДУНАРОДНОМ АВТОМОБИЛЬНОМ ФОРУМЕ**

в рамках Международной автомобильной
выставки «ИНТЕРАВТО-2009»



**КРИЗИС ВЫСОКОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ
ПРОМЫСЛОВ РОССИЙСКОЙ ЭКОНОМИКИ -
ДОСТОЙНОЕ МЕСТО В ФОРМИРОВАНИИ
ВВП страны**

Темы дискуссии:

- государственная политика в сфере автомобилестроения
- взаимодействие государства и бизнес-сообщества в условиях финансово-промышленного кризиса
- проблемы регионального развития автомобилестроения России
- основные направления совершенствования производства автотранспортных средств и автокомпонентов на период до 2020 года

В качестве докладчиков для участия в «Автомобильном форуме» приглашены руководители органов исполнительной власти, руководители отечественных и зарубежных предприятий, производящих автомобильную технику и автокомпоненты, представители банков, инвестиционных компаний, консалтинговых фирм.

Идея форума и его концепция одобрены и поддержаны Минпромторгом России, Минэкономразвития России, Торгово-промышленной палатой РФ.

Цель форума:

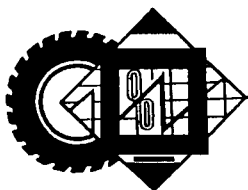
- анализ и оценка последствий глобального экономического кризиса в мировом и российском автопроме;
- выявление и обсуждение основных тенденций в производстве автомобилей, в формировании их рынка, трансформации парка автотранспортных средств;
- оценка основных стратегических результатов применения политики «промышленной сборки» в отечественном автостроении, состояние дел по локализации производства комплектующих изделий;
- обсуждение эффективности мер, выработанных федеральными и региональными органами исполнительной власти во взаимодействии с бизнес-сообществом, направленных на стабилизацию работы отечественного автостроения и снижение его зависимости от внешних условий.

www.asm-holding.ru

e-mail: inf@asm-holding.ru

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 6 • июнь • 2009



ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.155

ОБРАТНЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА КАК ИНСТРУМЕНТ ПОВЫШЕНИЯ РЕНТАбельНОСТИ ОБОРОТНЫХ СРЕДСТВ ПРЕДПРИЯТИЯ

Канд. техн. наук П.А. ЛОШАКОВ

Ярославский филиал ВЭФЭИ

Управление — это вмешательство в ход событий с помощью соответствующих инструментальных средств, и в его иерархии формулируются цели двух типов: носящие директивный характер (их называют траекторными) и рабочие. Первые формируются на самом высоком уровне управления и отражают желаемую траекторию изменения объекта управления во времени. Причем лицо (лица), принимающее решение, стремится погасить негативные явления и добиться совпадения фактической траектории с желаемой. То есть траекторная цель — довольно длительное явление. Рабочие же цели подчинены траекторным и сравнительно кратковременны: меняются в соответствии с возникающей фактической ситуацией.

Таким образом, главный элемент в иерархии управления — директивные цели. Применительно к предприятию такими целями могут быть повышение рентабельности производства в целом, эффективности использования основных фондов, прибыли или дохода, снижение издержек производства и т. д.

Если директивная цель декомпозирована на подцели и есть формулы для расчета уровня, достижение

которого обеспечивает каждая из подцелей, то процесс принятия решений представляет собой дерево целей и осуществляется в два этапа. На первом из них выполняют прямые расчеты: они позволяют определить фактическое состояние предприятия (каков фактический уровень достижения директивной цели); на втором — расчеты обратные: они дают возможность узнать, какие меры следует предпринять, чтобы достичь желаемого уровня цели.

Как это делается, рассмотрим на примере.

Допустим, что за отчетный период фактическое состояние предприятия характеризуется следующими показателями: выручка V от реализации товаров, продукции, работ, услуг составила 150 млн руб., затраты Z на производство и реализацию продукции — 115 млн руб., средняя стоимость остатков O — 159,09 млн руб. Значит, прибыль Π предприятия (подсчитывается по формуле $\Pi = V - Z$) и его рентабельность (формула $P = \Pi/O$) равны соответственно 35 млн руб. и 0,22.

Это, по сути, результат решения прямой задачи.

Как ее решили, показано на фрагменте дерева целей «Увеличить рентабельность производства» (рис. 1), в узлах которого проставлены подцели, а желаемое направление движения цели указано знаками рядом с каждым из показателей (плюс — увеличение, минус — уменьшение).

Как видим, такой рентабельности можно добиться разными путями: увеличением V и Π и уменьшением O и Z . Но надо иметь в виду, что каждая подцель по-своему влияет на достижение цели. Поэтому вклад каждой из них на дереве целей указывается с помощью коэффициентов α и β относительной важности, величины которых задаются лицом, принимающим решение. Причем их сумма на одном уровне дерева должна равняться единице.

Задачу обратных вычислений для функции с двумя аргументами в общем виде можно записать, как известно, в виде системы из двух уравнений

$$\begin{cases} y \pm \Delta y = f(x \pm \Delta x(\alpha), z \mp \Delta z(\beta)) \\ \frac{\Delta x}{\Delta y} = \frac{\alpha}{\beta} \end{cases}$$

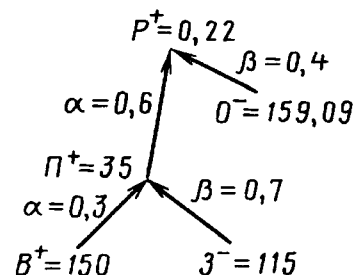


Рис. 1. Расчет фактического уровня рентабельности предприятия

в которой значение Δu также задается лицом, принимающим решение, поэтому в системе остаются два неизвестных — приросты $\pm \Delta x$ и $\pm \Delta z$.

Расчеты выполняются сверху вниз: на основании общего показателя, отражающего главную цель, определяются значения следующего уровня, и так до терминальных вершин графа, т. е. неразложимых показателей, рассматриваемых в качестве ресурсных характеристик предприятия.

Как следует из рис. 1, повышение рентабельности произошло за счет увеличения прибыли Π и снижения средней стоимости остатков O . Причем большая часть прироста рентабельности — за счет наращивания прибыли ($\alpha = 0,6$), а меньшая ($\beta = 0,4$) — за счет снижения средней стоимости остатков.

Такая целевая установка в общем виде представляется следующим образом:

$$P^+ = \frac{\Pi^+(\alpha)}{O^-(\beta)}, \quad \alpha > \beta. \quad \text{Чтобы ее}$$

конкретизировать, введем индивидуальные коэффициенты: для прибыли — k_1 , для стоимости остатков — k_2 . То есть запишем: $\Pi + \Delta \Pi = k_1 \Pi$,

$$O - \Delta O = \frac{O}{k_2}. \quad \text{Тогда приведенные}$$

выше уравнения целевой установки приобретают следующий вид:

$$\begin{cases} P + \Delta P = \frac{k_1 \Pi}{k_2} \\ \frac{k_1 \Pi - \Pi}{O - \frac{O}{k_2}} = \frac{\alpha}{\beta} \end{cases}$$

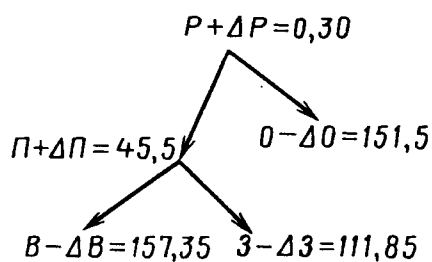


Рис. 2. Результаты формирования решения по повышению рентабельности предприятия

Решив эту систему относительно k_1 и k_2 , получаем формулы для их расчета, т. е. определения значений $(\Pi + \Delta \Pi)$ и $(O - \Delta O)$:

$$k_1 = \frac{\alpha + \beta P}{\beta P + \frac{\alpha P}{P + \Delta P}}, \quad k_2 = \frac{P + \Delta P}{k_2}$$

Допустим далее, что руководство предприятия поставило цель увеличить рентабельность на 8 % — до $P = 0,3$.

Прирост прибыли можно получить и за счет увеличения выручки B , а также снижения затрат 3 на производство и реализацию продукции (см. рис. 1), причем меньшая часть прироста прибыли по очевидным соображениям должна быть связана с увеличением выручки ($\alpha = 0,3$), а большая ($\beta = 0,7$) — со снижением затрат. Такая целевая установка представляется следующим образом: $\Pi^+ = B^+(\alpha) - 3^-(\beta)$, $\beta > \alpha$. И если, как и в предыдущем примере, ввести индивидуальные коэффициенты k'_1

и k'_2 ($B + \Delta B = k'_1 B$, $3 - \Delta 3 = 3/k'_2$), то задача обратных вычислений может быть представлена в виде такой системы уравнений:

$$\begin{cases} \Pi + \Delta \Pi = \frac{k'_1 B}{3} \\ \frac{k'_1 B - B}{3 - \frac{3}{k'_2}} = \frac{\alpha}{\beta} \end{cases}$$

Решив ее относительно k'_1 и k'_2 , получаем формулы для их расчета:

$$k_1 = \frac{\sigma(\Pi + \Delta \Pi) + \beta B - \alpha 3}{B}, \quad k_2 = \frac{3}{k_1 B - (\Pi + \Delta \Pi)}$$

То есть для определения значений $(B + \Delta B)$ и $(3 - \Delta 3)$.

На основании результатов расчетов руководство предприятия должно выдать управляющие предписания руководителям структурных подразделений. Для повышения уровня рентабельности P оборотных средств на 8 % они должны обеспечить увеличение прибыли Π на 10,5 млн руб., при этом выручка B должна вырасти на 7,35 млн руб., а затраты 3 — уменьшиться на 3,15 млн руб. Отделу снабжения необходимо снизить стоимость оборотных средств O (материальных запасов) на 7,59 млн руб. Решением задачи являются значения терминальных узлов дерева целей (рис. 2), которые служат управляющими воздействиями для конкретных структурных подразделений.

УДК 316.1+65.01

СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЙ ПОДГОТОВКОЙ ПЕРСОНАЛА В КРУПНЫХ ПРОМЫШЛЕННЫХ ФИРМАХ

Канд. соц. наук Е.В. ЖЕЛНИНА

Тольяттинский ГУ

Статья посвящена рассмотрению и анализу зарубежного и российского опыта управления профессиональной компетентностью персонала современных крупных компаний. В процессе подробного изучения зарубежного опыта автором даются некоторые рекомендации по его применению в собственной практике управления обучением сотрудников компании.

Ключевые слова: управление, профессиональная компетенция, профессиональная подготовка, персонал, обучение, развитие.

E. Zhelnina

THE COMPARATIVE ANALYSIS OF MANAGEMENT OF PROFESSIONAL COMPETENCE OF THE PERSONNEL OF THE MODERN RUSSIAN AND FOREIGN LARGE COMPANIES

The article is devoted to consideration and the analysis of foreign and Russian experience of management by professional competence of the personnel of the modern large companies. During detailed studying foreign experience some recommendations for Russian managers on their application in own practice of management by training of employees of the company are given.

Keywords: management, the professional competence, vocational training, the personnel, training, development.

Практика давно уже доказала, что в рыночных условиях наиболее важный инструмент, обеспечивающий стабильность фирмы и повышение ее конкурентоспособности, — профессиональная подготовка персонала в соответствии с текущими и перспективными требованиями ее внешней и внутренней среды, а спо-

● способность и готовность сотрудников учиться быстрее конкурентов — важнейшее условие ее эффективного функционирования на рынке труда, товаров и услуг. И с этой точки зрения для российского бизнеса будет весьма полезным, на взгляд автора, опыт подготовки персонала, накопленный ведущими зарубежными фирмами. И прежде всего — опыт японских фирм.

В основе их системы управления развитием персонала лежит принцип «человеческий потенциал», который предполагает выдвижение на первый план реальную возможность каждого сотрудника проявить и развить свои способности, получать от работы не только удовлетворение, но и удовольствие, повысить свою социальную защищенность, приобрести уверенность в том, что его умения, знания, навыки и опыт обеспечат его востребованность на рынке труда.

Это с одной стороны. С другой же, реализуя данный принцип, фирма достаточно легко обеспечивает соответствие профессионально-квалификационного состава сотрудников своим целям и задачам; быстро адаптирует новых работников и т. д. Потому что активно привлекает их к выполнению всех целей фирмы; дает им представление обо всех трудностях службы; предоставляет возможность уделять больше внимания самоуправлению и самоконтролю, приобретению в глазах коллектива и в своих собственных определенной значимости для фирмы, осознанию своей причастности к общему делу и мерам своей ответственности.

Основная задача японской системы профессиональной подготовки и обучения персонала — превращение «знания отдельного работника в знание всей организации». Именно поэтому отмечают, что один японский труженик в два раза слабее американского, но команда из десяти японцев в два раза сильнее десяти американцев.

Хорошей иллюстрацией сказанному служат широко известные всему миру японские «кружки качества». По их поводу существует очень много мнений, но все они практически сводятся к тому, что японская система очень эффективна, и ее использование имеет практическую значимость для развития и совершенствования как отдельного работника, так и фирмы в целом. И это действительно так. В «кружках качества» в первую очередь формируется многопрофильность именно оперативного персонала, непосредственно занятого в производстве, здесь одни сотрудники передают свой производственный опыт другим; путем самосовершенствования идет развитие способностей к управлению и контролю у рабочих и мастеров; улучшается морально-психологический климат; на рабочих местах развивается потребность в качественной работе и рационализаторстве.

В японской системе учитываются интересы всех групп, связанных с предприятием, — акционеров, основного банка, крупных поставщиков, партнеров по кооперации, дистрибьюторов, рабочих, менеджеров. Но при этом, как отмечает Б. Глинский, «интересам работников и менеджеров придается особое значение», так как они напрямую связаны с производством, эффективностью и конкурентоспособностью фирмы. Что,

главным образом, проявляется в системе постоянной профессиональной подготовки и непрерывного обучения этих категорий персонала в процессе всей работы.

Так, в Японии, как известно, действует 12-летняя система школьного обучения, из которых шесть лет — начальная ступень, три — средняя и три — итоговая, повышенная, которая призвана давать специальное образование. Но в школе нет необходимых условий для практического закрепления профессиональных знаний. В связи с этим производственные предприятия не решились доверять выпускникам школ сложное и дорогостоящее оборудование. И крупные фирмы стали внедрять стратегию приема молодых рабочих «с запасом», ориентируясь на расширение своего производства, пополнение персонала в связи с выходом на пенсию старшего поколения и чтобы не уступать конкурентам такой важный стратегический ресурс. В итоге подавляющая часть принятой на работу молодежи проходит профессиональное обучение в учебных центрах фирм или направляется на стажировку в крупные зарубежные или отечественные учебные заведения. Причем, как отмечает Т.Н. Матрусова, профессиональная подготовка и непрерывное обучение персонала в японской системе управления — «не только и не столько переобучение работников в связи со «старением» их квалификации, сколько планируемый процесс систематического повышения квалификации и перехода от простых к более сложным профессиям, от узкой специализации к многопрофильной». И он планируется и осуществляется, как правило, на основе следующих компонентов системы управления крупной фирмой: формулировка ее стратегических целей; составление прогнозов ее развития; учет индивидуальных потребностей работников. Но, думается, к этому перечню необходимо добавить еще три важные составляющие — утверждение тактических и оперативных (наряду со стратегическими) целей фирмы; постоянное и непрерывное выявление возможностей развития как фирмы в целом, так и отдельного ее сотрудника; постоянный мониторинг соответствия профессионально-квалификационного состава сотрудников основным целям и задачам фирмы.

Организация повышения квалификации персонала в некоторых промышленных и торговых фирмах Японии имеет и не совсем обычные особенности. Например, в одних существует такая традиция: в первый день обучения всем учащимся на куртки прикрепляют 15—20 «лент позора» — по числу изучаемых дисциплин. Их снимают постепенно — после сдачи очередного экзамена. Данная процедура довольно сильно мотивирует сотрудников на достижение высоких результатов в обучении. Кроме того, ежедневно каждый учащийся пишет отчет о ходе учебы и отправляет его в свою фирму. По большому счету, это необходимо в первую очередь самим учащимся: таким образом они систематизируют полученные знания, оценивают уровень владения приобретенными умениями и навыками, что в будущей профессиональной деятельности приведет к умелому и эффективному их использованию.

Или взять такую особенность. Обучаемые изучают и запоминают несколько десятков опасных для фирмы ситуаций и перечень экстренных мероприятий по выходу из них. В результате формируются разносторонние высококвалифицированные специалисты, способные вывести свою компанию из кризисного положения.

В японских фирмах очень широко применяется система ротации, т. е. плавное перемещение работника на различные участки. Ротация для кандидата на руководящую должность обязательна и проводится один раз в пять лет, а среднее время пребывания на одном посту зависит от специфики его работы. Так, сотрудники отдела планирования в среднем находятся в должности 5,1 года, отдела сбыта — 4,9, производственного отдела — 5,5, НИОКР — 6,2 года. Причем ротация и продвижение по службе часто происходят одновременно.

В системе профессиональной подготовки и обучения многих японских предприятий применяется метод *PDCA*, в соответствии с которым у сотрудников вырабатываются навыки периодически выполнять четыре практически необходимых действия: *P* (планирование) — составление четкого плана действий на определенный стратегически значимый для фирмы период с одновременным указанием ожидаемого (предполагаемого) результата; *D* (исполнение) — исполнение мероприятий, намеченных ранее в определенный стратегически значимый для фирмы период; *C* (проверка) — сверка выполненных работ с запланированными, т. е. на зафиксированном этапе «планирование»; *A* (результат) — сверка получившегося результата с запланированным и анализ выявленных отклонений и их причин. Основным принцип *PDCA* заключается в том, чтобы показать работнику стандартные пути решения производственных проблем в соответствии с требованиями, предъявляемыми потребителями.

Очевидно, что японская система управления в некоторых чертах близка русскому общинному мировоззрению, традициям восприятия фирмы ее сотрудниками как большой семьи. Поэтому его вполне реально перенять и с успехом использовать у нас, получая значимые как в организационном, так и в социальном плане результаты.

Есть свои плюсы и в американском опыте управления профессиональной квалификацией персонала.

Их систему можно назвать динамичной. И построена она исходя из того, что квалификация работников, уровень их знаний, индивидуальный и групповой интеллектуальный потенциалы непосредственно сказываются на прибыли. Поэтому фирмы и выделяют большие средства на профессиональную подготовку и обучение своих сотрудников. (Например, фирма АйБиЭМ в 2004 г. затратила на это 1 млрд долл., «Форд» — 500 млн.) Причем средства тратятся на организацию, главным образом, своих корпоративных университетов и т. п. Так, та же АйБиЭМ имеет университет, который насчитывает ~10 тыс. специализированных курсов. В нем прошли профессиональную подготовку 126 тыс. сотрудников. В учебном центре корпорации «Дженерал Электрик» 30–40 тыс. человекодней в год отводит-

ся на учебные курсы для профессиональной подготовки и обучения ее сотрудников.

В основе организации профессиональной подготовки и обучения этих и других американских фирм лежат три главных принципа: непрерывность профессиональной подготовки и обучения персонала, обусловленная ускоряющимися темпами развития, модернизации техники и технологии; практическая их направленность; использование преимущественно активных методов обучения. Например, менеджеры фирмы «Хьюлетт—Паккард» всегда старались соблюдать одно из важнейших требований — назначать на каждый пост наиболее способных сотрудников. В ней постоянно обновляется программа профессиональной подготовки и обучения персонала, что весьма необходимо и эффективно, так как в сфере технического проектирования и производства, в которой работает фирма, моральное устаревание продукции очень быстротечно.

Но надо отметить, что американские фирмы изучили и стали широко применять и опыт японцев. В частности, организовывать «кружки качества», причем образовательные программы занимают ~30–40 % времени работы последних. Их тематика — техника, технология, экономика и организация производства, принципы и методы контроля качества, практика группового поиска решения возникающих проблем.

Динамичные, активные методы профессиональной подготовки и обучения персонала американских фирм очень действенны и эффективны. Если их применять в российской практике, то они, как и японские, способны оказать положительное влияние на развитие фирм и предприятий России. Но нужно иметь в виду, что в США профессиональной подготовке и обучению персонала большое внимание уделяется, как правило, только в крупных фирмах, в то время как в Европе чаще всего и интенсивнее обучают своих сотрудников, наоборот, фирмы небольшие. Потому что именно они имеют существенные преимущества перед крупными: гибкость управления, быструю реакцию на изменение конъюнктуры рынка, особую атмосферу межличностных отношений («фирма—семья») и т. п. Это подтверждает такой факт: сотрудникам малых и средних фирм выделяют почти в 10 раз больше учебных часов, чем в крупных (с численностью персонала до девяти человек каждому работнику при повышении квалификации дается ~148 ч, а с численностью свыше 1 тыс. чел. — не более 16 ч).

В России системная, непрерывная профессиональная подготовка персонала проводится преимущественно в крупных фирмах. Но уже явно налицо и тенденция к ее созданию в малых и средних фирмах. Особенно в тех, деятельность которых осуществляется в таких динамично развивающихся сферах, как информатика, коммуникации и др. И есть все основания предполагать, что эта тенденция вскоре усилится, так как в ближайшем будущем на рынке труда будет сложно найти достаточное число специалистов, способных эффективно работать в новых экономических реалиях. Поэтому единственный выход — готовить кадры самим [1]. В частности, руководство многих крупных

российских фирм уже пришло к такому выводу и понимает, что профессиональная подготовка и обучение персонала нуждаются в масштабных инвестициях и что все затраты «сторицей окупятся в будущем» [2]. Так, А.В. Ботин, руководитель российского отделения системной интеграции и профессиональных сервисов фирмы «Сименс Бизнес Сервис», утверждает: «Суть проблемы обучения персонала состоит в том, что разовые мероприятия результатов не принесут. Должна быть программа, целая система, направленная на профессиональное развитие и карьерный рост специалистов в компании» [3]. В свою очередь, Е.П. Митькина, руководитель Центра обучения и развития финансовой корпорации «УралСиб», отмечает, что у них уже налажена система непрерывной и качественной профессиональной подготовки персонала с помощью комбинации традиционного и дистанционного обучения [4].

Качественно разработанная и эффективно функционирующая система профессиональной подготовки и непрерывного обучения персонала неизбежно должна «вылиться» в организацию и создание учебного центра фирмы или ее института (университета). Пример тому — фирма «Вимм-Биль-Данн»: в 1999 г. она организовала свой учебный центр [5], чему способствовали две причины — недостаточная квалификация работников, недавно пришедших в фирму, а также необходимость стандартизации процесса профессиональной подготовки и обучения сотрудников и оптимизации сопутствующих затрат.

Учебный центр был создан и в такой крупной фирме, как ОАО НК «Юкос». Ее специалисты по кадровому менеджменту считают, что «сегодня, когда требования, предъявляемые к выполняемой работе и, соответственно, квалификации персонала, быстро меняются, обучение должно быть непрерывным» [6]. Именно поэтому здесь организованы и региональные учебно-тренинговые центры, специализирующиеся на подготовке кадров той или иной квалификации и их дальнейшем продвижении.

Разработана и действует своя система профессиональной подготовки и обучения сотрудников предприятия и в ОАО «Кировский завод по обработке цветных металлов» [7]. Ее основные элементы — определение потребности персонала в профессиональной подготовке и обучении; формирование плана и бюджета профессиональной подготовки и обучения персонала; организация и проведение обучения персонала; оценка и аттестация персонала. Но, думается, к этому списку необходимо добавить такой элемент, как создание методической базы процесса профессиональной подготовки персонала.

В целом все эти элементы системы профессиональной подготовки и непрерывного обучения персонала достаточно эффективны и универсальны, поэтому их можно встретить и в деятельности других фирм. Например, в ОАО «АвтоВАЗ» организован учебный центр, в котором на высоком уровне поставлена профессиональная подготовка, обучение и повышение квалификации персонала с помощью собственных тренеров и

преподавателей. Но, учитывая динамичное развитие автомобилестроительной отрасли и примыкающих к ней сфер деятельности (информационные технологии, производственные нововведения, коммуникационные возможности), внутренних источников и ресурсов зачастую бывает недостаточно. В связи с чем наряду с учебным центром ВАЗ привлекает и другие учебные заведения — Тольяттинский государственный университет, Самарский государственный технический университет, Институт переподготовки кадров и т. д. И это правильно, мировой опыт показывает: фирма имеет достаточно хорошо организованный, оснащенный учебный центр с квалифицированными тренерами и преподавателями, но для более широкого и разностороннего обучения и развития своих сотрудников ей все равно необходимо привлекать внешние ресурсы. В отличие от корпоративного обучения, сосредоточенного на внутренних разработках, нововведениях, обучение, проводимое приглашенными тренерами, может принести новые идеи, решения.

Но в обучении персонала фирм желательно и участие государства. Вот почему ВАЗ и принимает активное участие в президентской программе подготовки и переподготовки управленческих кадров для народного хозяйства. По этой программе уже прошли обучение 84 его сотрудника.

Однако есть и другая точка зрения. Например, в «Норникеле» существует своя эффективная система профессиональной подготовки и обучения персонала, а от государства руководство фирмы ожидает лишь законов, нормативных документов, которые позволяли бы мобильно, эффективно, без увеличения затрат проводить профессиональное развитие и обучение своего персонала. Какая из них более верная — покажет время.

Таким образом, профессиональная подготовка персонала представляет собой технологию управления процессом овладения сотрудниками фирмы новыми профессиональными знаниями, умениями и навыками с целью более квалифицированного выполнения ими своих профессионально-должностных обязанностей. И здесь необходимо перенимать опыт зарубежных фирм и тесно сотрудничать с ними. Это способно оказать положительное воздействие на процессы управления профессиональной компетентностью сотрудников современных российских фирм.

Литература

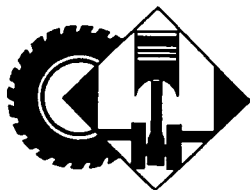
1. Ляпунов С. Лучше потерять часть капитала, чем тратить ресурсы на поддержание нежизнеспособного бизнеса // Человек и труд. — 2003. — № 8.
2. Кадровая политика компании DHL // Персонал, www.hrc.ru (от 27.12.2005).
3. Ботин А.В. Обучение персонала — забота о будущем компании // Управление персоналом. — 2002. — № 4.
4. Обучение персонала — ключевая стратегическая задача // Управление персоналом. — 2004. — № 4.
5. Кадровые принципы «молочной страны» // Человек и труд. — 2001. — № 6.
6. Кузьмина Н. Кадровый менеджмент в ОАО НК «ЮКОС» // Человек и труд. — 2003. — № 4.
7. Мальцева И.Н. Ключ к оценке результативности обучения // Справочник по управлению персоналом. — 2004. — № 5. — С. 43.

Производство автомобильной
техники в I квартале 2009 г.
предприятиями России,
Белоруссии, Украины
и Азербайджана
(по информации
ОАО "АСМ-холдинг")

Предприятие-изготовитель	март 2009, шт.	март 2008, шт.	при- рост, %	январь—март 2009, шт.	январь—март 2008, шт.	при- рост, %
АВТОМОБИЛИ ГРУЗОВЫЕ						
АМО ЗИЛ	157	442	-64,5	511	1546	-66,9
ГАЗ, в том числе: "Максус"	2444	14 334	-82,9	5626	36 439	-84,6
КамАЗ	52	—	—	82	—	—
АЗ "Урал"	2159	4800	-55,0	4895	13 467	-63,7
УАЗ	587	1484	-60,4	1415	4081	-65,3
"Северстальавто-Исудзу"	810	1922	-57,9	1387	4876	-71,6
"Амур"	566	328	+72,6	837	353	+137,1
"Амур-4346" (ТАТА-613)	7	95	-92,6	53	123	-56,9
"ИжАвто"	—	44	—	32	46	-30,4
БАЗ	315	587	-46,3	485	1576	-69,2
КЗКТ	2	58	-96,6	20	136	-85,3
ИсфАЗ	1	2	-50,0	3	3	0,0
* Самосвальные установки	746	1677	-55,5	1254	4462	-71,9
* САЗ	19	266	-92,9	21	736	-97,1
"Автотор Тракс"	—	—	—	—	77	—
* "Бецема"	9	95	-90,5	9	133	-93,2
"Вольво", в том числе: "ВТС Зеленоград"	35	48	-27,1	35	126	-72,2
"Вольво Калуга"	—	48	—	—	126	—
"Ивеко-УралАЗ"	35	—	—	35	—	—
ВИС	14	44	-68,2	22	107	-79,4
ТагАЗ	189	230	-17,8	357	604	-40,9
"Яровит"	174	247	-29,6	474	2299	-79,4
* "Спектр Авто"	—	—	—	2	2	100,0
* "Чайка-НН", в том числе: собственные модели	42	196	-78,6	139	857	-83,8
* переоборудование	34	337	-89,9	106	1261	-91,6
* "Филгаль машзавод"	17	171	-90,1	51	661	-92,3
* Смоленский ААЗ	17	166	-89,8	55	599	-90,8
* "Метровагонмаш"	20	30	-33,3	45	115	-60,9
МАЗ	8	49	-83,7	23	137	-83,2
МЗКТ	1	86	-98,8	37	88	-58,0
БелАЗ	950	2019	-52,9	3113	5882	-47,1
МоАЗ	32	68	-52,9	100	170	-41,2
СП "Юнисон" (автомобили "Люблин-3554")	23	178	-87,1	196	511	-61,6
КрАЗ	10	14	-28,6	35	30	+16,7
ЗАЗ	—	—	—	—	1	—
ЛуАЗ ("Богдан")	13	410	-96,8	25	1176	-97,9
Гянджинский АЗ (автомобили МАЗ)	170	126	+34,9	296	391	-24,3
	**	**	**	**	**	**
	—	4	—	—	4	—

Примечания:
* — на шасси автомобилей других отечественных изготовителей
** — нет данных

Окончание — в следующем номере



КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.113/.115

МИНСКОМУ ЗАВОДУ КОЛЕСНЫХ ТЯГАЧЕЙ — 55 ЛЕТ

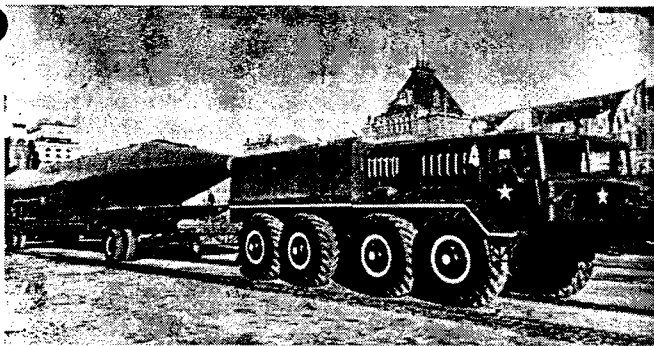
Г.А. СИНЕГОВСКИЙ, Ю.И. НИКОЛАЕВ

МЗКТ

55 лет назад, 25 июня 1954 г., по инициативе Маршала Советского Союза Г.К. Жукова, отвечающего за вооружение, Совет Министров СССР принял постановление «О создании производственных мощностей и об обеспечении Министерства обороны СССР артиллерийскими тягачами», в котором разработка и производство тяжелых колесных артиллерийских тягачей, еще не выпускавшихся отечественным автопромом, возлагались на Минский автомобильный завод. Для решения этой задачи создается специальное конструкторское бюро по тяжелым колесным артиллерийским тягачам и двигателям к ним (приказ по МАЗу от 23 июля 1954 г.), возглавил которое один из опытейших конструкторов отрасли Б.Л. Шапошник, работавший в

предвоенные годы главным конструктором ЗИСа, в годы Великой Отечественной войны — Ульяновского, после войны — Новосибирского автозаводов, а на МАЗе возглавлявший конструкторское бюро, первым в стране создавшее самосвал грузоподъемностью 25 т. Это СКБ (СКБ-1) и стало подразделением, которое затем развилось в Минский завод колесных тягачей.

Первой воплощенной в металле его разработкой был МАЗ-535 — артиллерийский тягач высокой проходимости с колесной формулой 8×8, в конструкции которого реализовано множество технических решений, не имевших аналогов в отечественной автомобильной технике. Затем созданы усовершенствованный тягач МАЗ-535А и автопоезд в составе тягача МАЗ-537 и полуприцепа МАЗ-5247Г, предназначенный для перевозки танков на большие расстояния. Одновременно разрабатывались и инженерные тягачи типа одноосного тягача МАЗ-529, а также универсальный колесный тягач МАЗ-538, нашедший широкое применение в качестве базового для бульдозерного и путепрокладочного оборудования, траншейных и других машин.



Тягач МАЗ-535А



Инженерный колесный тягач МАЗ-538

Однако в связи с проводимой в стране специализацией предприятий отрасли ряд изделий СКБ-1 был передан для серийного выпуска новым заводам — МоАЗу и Курганскому заводу колесных тягачей. В частности, первый получил конструкторскую документацию на одноосный тягач МАЗ-529А, а второй — на МАЗ-535, МАЗ-537 и МАЗ-538, где они без существенных изменений выпускались в течение длительного времени. Для выпуска же техники военного назначения (шасси МАЗ-535Б и МАЗ-537Б, явившиеся прообразом будущих самоходных колесных пусковых установок) на МАЗе были организованы необходимые мощности. Причем потребность в этой технике была такова, что ее производство начали еще до окончания конструкторской отработки и завершения испытаний, по «документации главного конструктора».

Важной вехой в работе СКБ-1 стала разработка полноприводного шасси высокой проходимости — МАЗ-543. Его конструкция оказалась настолько удачной, что его модификации не только до сих пор используются в странах СНГ и дальнего зарубежья, но и выпускаются МЗКТ. И это вполне объяснимо: специалистам СКБ удалось совершить технический прорыв — создать шасси для пусковых ракетных установок, обладающее минимальной собственной массой, высокими проходимостью и работоспособностью в широком диапазоне температур окружающего воздуха и при условии возможных ударных воздействий на экипаж надежностью, идеальной приспособленностью к техническому обслуживанию и ремонту в полевых условиях.

Прекрасно зарекомендовали себя и «гражданские» модификации шасси — МАЗ-7310 и МАЗ-73101, самосвал МАЗ-7516, трубовоз МАЗ-7910 и др., которые широко применялись при строительстве крупных нефте- и газопроводов.

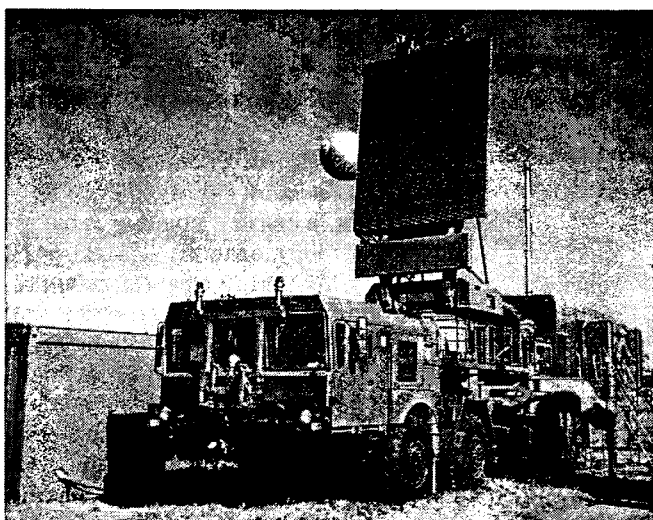
Следующим шагом в развитии специальных АТС стала разработка шасси с колесной формулой 12×12 — сначала МАЗ-547А, а затем, в связи с новыми характеристиками размещаемого оборудования, — МАЗ-547В с отодвинутой назад и приподнятой правой кабиной. Их оснастили более мощным (478 кВт, или 650 л. с.), имеющим меньшую собственную массу дизелем с обогреваемыми жидкостью постелями коренных подшипников коленчатого вала; усиленной ГМП типа «4+2» с автоматическим переключением передач и понижающей передачей в одном агрегате; новой подвеской колес (вместо торсионов с гидроамортизатором на каждом колесе установлен гидропневматический цилиндр, аналогичный применяемому на крупных самолетах).

В дальнейшем на базе этих шасси были разработаны более грузоподъемные шасси и целые их семейства. Например, для монтажа оборудования с улучшенными техническими характеристиками — высокоунифицированное по основным узлам, системам и деталям семейство МАЗ-7916 (12×12), в состав которого вошли шасси МАЗ-7908 и МАЗ-7917 (последнее нашло применение в межконтинентальном баллистическом ракетном комплексе «Тополь», а также в комплексе «Старт-1», предназначенном для коммерческих запусков ракетносителей). К этому же семейству можно отнести и уникальное шасси МЗКТ-79221 (16×16), оснащенное дизелем ЯМЗ-847 мощностью 520 кВт (800 л. с.), которое имеет не только большую, чем его предшественники, грузоподъемность, но и три передних и три задних управляемых оси, что обеспечивает радиус его поворота, соизмеримый с аналогичным показателем у четырехосного шасси. Предназначено это шасси для размещения на нем оборудования самоходной пусковой установки «Тополь-М» (см. фото на обложке).

В начале 1970-х годов особое место в деятельности СКБ-1 и МЗКТ занимали АТС особо большой грузоподъемности, оборудованные электротрансмиссией с мотор-колесами с синхронными электродвигателями и частотным регулированием: СКБ-1 разработало даже не один, а три проекта таких АТС — МАЗ-547Э (12×12) с ГТД мощностью 590 кВт (800 л. с.), сочле-



МАЗ-543М с системой "Смерч"



Антенный пост системы С-400 на базе шасси МЗКТ-7930



Автопоезд МЗКТ-74135 + МЗКТ-99942 + МЗКТ-83721

ненным в один блок с генератором переменного тока, мотор-колесами с размещенными в них электродвигателями воздушно-масляного охлаждения (маслом охлаждается статор, воздухом — ротор); МАЗ-7907 (24×24) с ГТД мощностью 919 кВт (1250 л. с.) с электродвигателями воздушно-масляного охлаждения, установленными внутри рамы по одному на колесо; МАЗ-7923 (16×16) с ГТД мощностью 920 кВт (1250 л. с.) с электродвигателями масляного охлаждения. Их опытные образцы прошли соответствующие испытания и показали неплохие результаты.

Очень хорошо себя зарекомендовали разработанные в это же время уникальные транспортеры сверхбольшой грузоподъемности, созданные по теме «Целина-2», — шасси МАЗ-7907, МАЗ-7904 (12×12) грузоподъемностью 220 т с силовой установкой суммарной мощностью 1346 кВт (1830 л. с.) и МАЗ-7906 (16×16) грузоподъемностью 150 т с двигателем мощностью 1103 кВт (1500 л. с.), а также автопоезда на базе тягача МАЗ-7414 грузоподъемностью 75 и 100 т, предназначенные для нефтегазового комплекса Западной Сибири, и МАЗ-7919 грузоподъемностью 55 т (12×12) для геологов Прикаспийского нефтегазового комплекса.

К сожалению, далеко не все разработки СКБ-1 (позднее — УГК-2) по тем или иным, иногда далеким от техники, причинам были запущены в производство. Однако реализованные в них решения (в частности, установка двигателя ЯМЗ с девятиступенчатой механической коробкой передач и новой кабины) широко использовались как в моделях для народного хозяйства, так и в армейских изделиях. Например, в шасси

МЗКТ-7930, которое принято на вооружение ВС РФ и рекомендовано к серийному производству взамен семейства шасси МАЗ-543. На нем применен дизель с большим ресурсом, меньшим расходом топлива и масла; новая (расширенная с улучшенной эргономикой) кабина, в которой размещено оборудование для управления смонтированным на шасси агрегатом; более универсальное, чем у МАЗ-543, шасси, что существенно снизило затраты на его техническое обслуживание и ремонт, а ресурс узлов, агрегатов и систем, наоборот, повысился.

В целом можно сказать, что за более чем три с половиной десятилетия, в течение которых производство специальных колесных тягачей МАЗа выпускало разрабатываемую СКБ-1 (УГК-2) многоосную полноприводную автомобильную технику, им было освоено и поставлялось только армейским заказчикам около 70 ее моделей и модификаций. О том, насколько значимы были эти разработки, свидетельствует, например, такой факт: из 37 лауреатов Государственной премии СССР на Минском автозаводе 23 — разработчики специальных колесных тягачей, а Б.Л. Шапошник — лауреат премии Ленинской.

В феврале 1991 г. на базе структурных подразделений спецпроизводства МАЗа было образовано производство специальных колесных тягачей — МЗКТ. Он начал свою деятельность в непростое время: распад СССР привел к тому, что предприятия военно-промышленного комплекса почти полностью лишились военных заказов и государственного финансирования. Но новый завод успешно решил данную проблему, разработав программу конверсии, реализация которой началась с изготовления бортового автомобиля МЗКТ-79092 «Волга». Это позволило ему в короткие сроки создать обширную гамму унифицированных полноприводных шасси двойного назначения, предотвратить угрозу утраты уникального производства и обеспечить возможность разработки новой военной автомобильной техники.

Так, уже в первые годы существования МЗКТ здесь были изготовлены опытные образцы еще более мощных колесных шасси МЗКТ-7923 (1991 г.) и МЗКТ-79221 (1992 г.), ставших мобильной базой для нового стратегического ракетного комплекса «Тополь-М»: в 1995 г. специальное восьмиосное колесное шасси МЗКТ-79221 с колесной формулой 16×16 было принято за основу новой грунтовой мобильной автономной пусковой установки самого современного ракетного комплекса.

В последующие годы на производство поставили седельный тягач МЗКТ-74106 (8×8) повышенной проходимости, предназначенный для транспортирования полуприцепов со смонтированными на них радарными установками для систем С-200 и С-300, балластный и седельные тягачи МЗКТ-74132, МЗКТ-74135, МЗКТ-742952 и МЗКТ-742953 для буксировки тяжелых систем вооружения и перевозки бронетехники в составе автопоездов, семейство колесных шасси дорожного габарита МЗКТ-8021, МЗКТ-80211 и МЗКТ-8022 для монтажа агрегатов модернизированного зенитно-ракетного комплекса «Печора-2М», колесное шасси МЗКТ-790986 для монтажа оборудования тяжелого

эвакуатора, а в 2007 г. — специальное колесное шасси МЗКТ-6922 для монтажа на нем оборудования зенитно-ракетной системы «Тор». Получила развитие и техника народнохозяйственного назначения. В результате МЗКТ сейчас занимается пятью основными семействами автомобильной техники: большегрузными полноприводными шасси и тягачами высокой проходимости двойного назначения; большегрузными (грузоподъемностью 25–75 т) автопоездами в составе многоосных тягачей, прицепов и полуприцепов для транспортирования различных грузов и техники как по дорогам, так и вне дорог; большегрузными дорожными (ширина 2,5 м) автомобилями и шасси с колесной формулой 8×4, предназначенными для монтажа различного оборудования — создания специализированных агрегатов; специальными шасси колесных формул 6×4, 6×6, 8×4, 8×8 и 12×12 с усиленной рамой (монтаж кранов, экскаваторов и другого оборудования); полноприводными автомобилями, самосвалами и шасси колесных формул 6×6, 8×8 и шириной 2,5 м (монтаж оборудования предприятий нефтегазового комплекса, строительства и др.).



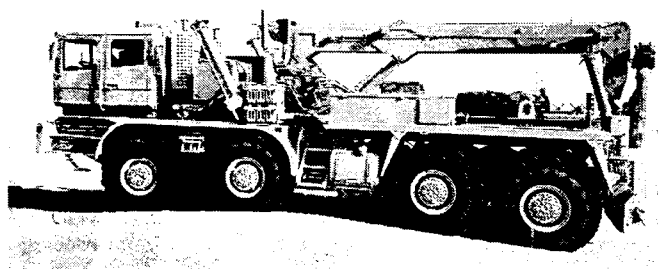
МЗКТ-6922



Самосвал МЗКТ-65151



Автопоезд МЗКТ-742952 + МЗКТ-93783

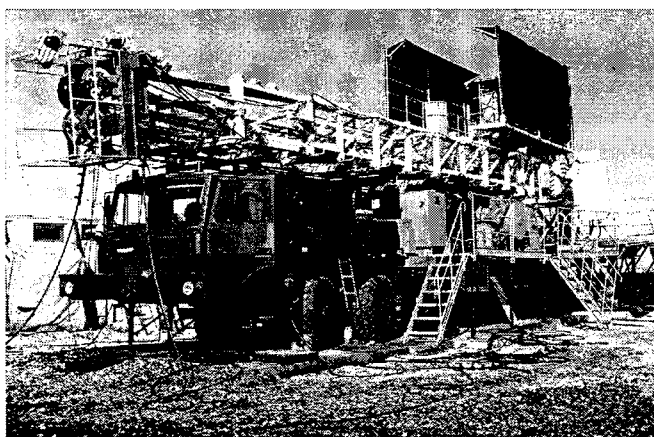


Эвакуатор МЗКТ-790986



Транспортер МЗКТ-79086

Вся эта техника выгодно отличается от АТС, выпускаемых другими автозаводами СНГ. И не только высокой проходимостью, но и повышенной производительностью, способностью перевозить тяжелые, крупногабаритные, неделимые грузы в любых дорожных условиях. Например, большим спросом пользуются седельные автопоезда с полуприцепами для перевозки грузов массой 50–75–130 т, а также самосвалы, плетевозы для перевозки плетей труб длиной до 36 м и массой 55–60 т, шасси для цемента-, водо- и бензовозов, для монтажа кранового оборудования и т. д. Но особенно — АТС высокой производительности, способные одинаково успешно работать как по дорогам, так и в условиях бездорожья. В связи с этим на заводе разработан типаж нового семейства машин с колесной формулой 6×6 и 8×8 шириной 2,5 м, состоящего из более чем 20 моделей и отличающегося высочайшим уровнем внутрисемейственной унификации: отличия обуславливаются только конкретными требованиями заказчика к АТС и условиями их эксплуатации. Таким образом, МЗКТ минимальным числом полноприводных АТС удалось создать большое число специализированных и специальных транспортных средств для различных отраслей, в том числе самосвалов, седельных тягачей, контейнеровозов с самопогрузкой, универсальных шасси для кранов и экскаваторов, монтажа агрегатов нефтегазового комплекса и т. д.



Специальное шасси МЗКТ-7004



Седельный тягач МЗКТ-7401



МЗКТ-652276 с колтюбинговой установкой

В настоящее время завод ведет НИОКР в двух направлениях — по расширению номенклатуры АТС для новых специализированных агрегатов, а также по модернизации и организации серийного выпуска новых узлов и систем, повышающих технические характеристики и возможности АТС, в том числе по внедрению гидромеханических и диапазонных трансмиссий, новых мостов повышенной грузоподъемности, новых схем подвесок и т. д.

В частности, типаж разработанных ГМП включает три их типоразмера — для дорожных полноприводных АТС и автобусов белорусского производства, оборудованных двигателями мощностью 230–295 кВт (310–400 л. с.); для тяжелых многоосных шасси и

тягачей с двигателями мощностью 368–478 кВт (500–650 л. с.); для сверхтяжелых тягачей и многоосных (более четырех осей) шасси большой грузоподъемности с двигателями мощностью 590–660 кВт (800–900 л. с.).

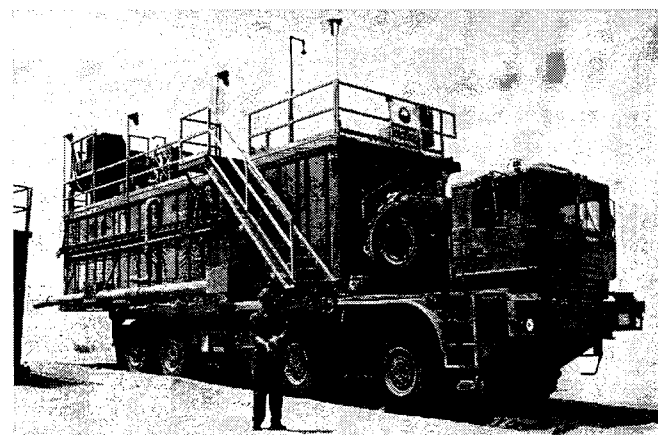
Большое внимание уделяется разработке и реализации на автомобилях и шасси нового семейства различных информационных и управляющих электронных систем. Например, существенный объем проектных и исследовательских работ выполнен по бортовой системе контроля (БСК): уже есть ее вариант, обеспечивающий сбор информации о состоянии автомобиля, ее обработку, сигнализацию предаварийного состояния автомобиля, выдачу водителю оперативно и в максимально наглядной форме кратких инструкций по эксплуатации АТС. В ближайшем будущем данное оборудование возьмет на себя диагностирование узлов и систем, прогнозирование их остаточного ресурса, а в дальнейшем — выработку управляющих воздействий на исполнительные органы АТС.

На технике МЗКТ уже устанавливается навигационное оборудование — спутниковые радионавигационные системы (СРНС), которые обеспечивают непрерывное в реальном масштабе времени высокоточное определение пространственных координат места и скорости движения АТС.

Изделия МЗКТ поставляются не только в страны СНГ, но и в дальнее зарубежье. К примеру, с начала 1990-х годов шасси семейства МАЗ-543 — в Китай,



Автокран на шасси МЗКТ-79081



МЗКТ-790976 для транспортирования буровых блоков



Аэродромный пожарный автомобиль на шасси МЗКТ-6902

автопоезд МЗКТ-742952 + МЗКТ-93783 для транспортирования тяжелых неделимых грузов и шасси МЗКТ-692375 для бензозаправщиков — в Турцию, автопоезда МЗКТ-74135 + МЗКТ-99942 + МЗКТ-83721 и бортовой автомобиль МЗКТ-79098 с гидравлическим манипулятором для загрузки и разгрузки платформы — в ОАЭ и т. д. Более того, в Китае организовано СП по выпус-

ку шасси типа МАЗ-543. При этом МЗКТ поставляет туда наиболее сложные узлы — ступицы, центральные редукторы мостов, главный тормозной цилиндр и др., причем не только объемы выпускаемых на СП изделий, но и их номенклатура ежегодно растут.

Особо необходимо отметить тесную связь МЗКТ с российскими предприятиями: завод получает материалы и большое количество комплектующих изделий именно из России. И навесное оборудование, монтируемое на шасси, также в основном российского производства. В свою очередь, основные конечные потребители техники МЗКТ — организации Российской Федерации.

«Техника, не знающая преград», — говорят рекламщики МЗКТ. Это, конечно, их профессиональный слоган. Но он отражает реальность: техника, выпускаемая МЗКТ, способна работать с самыми тяжелыми неделимыми грузами, не страшась бездорожья. Потому и востребована. Достаточно сказать, что только она обеспечивает старт не имеющего аналогов в мире оружия — мобильного комплекса «Тополь-М».

УДК 621.113/.115

НЕКОТОРЫЕ ЗАДАЧИ СОГЛАСОВАННОСТИ СИСТЕМ И АВТОМОБИЛЯ В ЦЕЛОМ

Канд. техн. наук Л.Г. ТРЕМБОВЕЛЬСКИЙ
ЗИЛ

В статье раскрывается значение согласованности систем и автомобиля в целом как важнейшего аспекта, влияющего на его конкурентоспособность. Рассматриваются три группы задач согласованности: энергетической; кинематической; влияние изменения параметров автомобиля на токсичность отработавших газов. Приводятся алгоритмы решения некоторых задач и примеры их решения для автомобилей ЗИЛ.

Ключевые слова: согласованность, критерий технико-экономической эффективности, механический эквивалент одного килограмма топлива, топливно-энергетическое поле, устойчивая работа двигателя, токсичность, выбросы.

Trembovsky L.G.

In the article disclosed meaning of system and car coordination in tote as the most important aspect which has an influence on its competitive capacity. Three groups of coordination tasks are considered: energy, kinematics, Influence of car dimension modification on the toxicity of burnt gases. Algorithm of some tasks solution and examples of its solution for ZIL trucks are presented.

Keywords: Coordination; technical and economic efficiency criteria; mechanical equivalent of one fuel kilogram; fuel-energy field; stable engine work; toxicity; emissions.

В настоящее время автомобиль, как правило, создается на основе готовых узлов и агрегатов, разрабатываемых специализированными фирмами. Поэтому, чтобы получить готовое изделие, конкурентоспособное по отношению к изделиям, разработанным по тому же принципу, при его проектировании остается один путь — правильно подобрать (т. е. согласовать) характеристики готовых составных частей. И прежде всего — с энергетической, кинематической и экологической точек зрения [1].

Рассмотрим способы решения этих проблем.

Энергетическая согласованность — не что иное, как обеспечение топливной экономичности, производительности и скоростных свойств АТС. Эти свойства оцениваются с помощью критерия $K_{T-ЭЭ}$ технико-экономической эффективности автомобиля (формула № 1 в таблице). Разработчики АТС, естественно, стремятся, чтобы значение $K_{T-ЭЭ}$ было возможно большим.

Как видим, в приведенной формуле два из трех параметров связаны с энергетическими возможностями двигателя, устанавливаемого на автомобиль. Или, как принято говорить, с его топливно-энергетическим полем, которое оценивается механическим эквивалентом \mathcal{E} 1 кг топлива, подсчитываемым по формуле № 2.

Используя физическую связь между критерием $K_{T-ЭЭ}$ технико-экономической эффективности и механическим эквивалентом \mathcal{E} 1 кг топлива, а также показатель P согласованности, можно записать систему, характеризующую энергетическую согласованность двигателя и автомобиля (формулы № 3) и позволяющую решать самые различные задачи согласованности. Например, построить топливно-энергетическое поле двигателя, обеспечивающее заданное значение $K_{T-ЭЭ}$.

Для решения этой задачи необходимы следующие исходные данные и граничные условия: зависимость суммарной силы ΣP_c сопротивления движению автомобиля от скорости его движения, т. е. зависимость $\Sigma P_c = f(v)$; передаточные числа трансмиссии (нижняя грань значения передаточного числа высшей передачи в коробке передач задается); значение коэффициента f сопротивления качению шин (задается не ниже того, которое обеспечивают возможности производителя шин); радиус r_k качения ведущего колеса (должен находиться в заданном интервале); минимальное значение удельного эффективного расхода $g_{e_{\min}}$ не может быть меньше того (g_{e^0}), которое способны обеспечить тех-

нологические возможности производства ($g^{\min} \geq g^o$); режим движения автомобиля должен быть задан.

В качестве примера рассмотрим, как эта задача решалась применительно к автомобилю ЗИЛ-4331 в 1985—1986 гг., когда уже существовал довольно совершенный немецкий его аналог — автомобиль «Форд Карго 1317». Тогда задача была сформулирована следующим образом: задавшись теми же значениями $K_{T-ЭЭ}$, что и у «Форд Карго 1317», построить топливно-энергетическое поле двигателя, приняв характеристики основных энергопередающих систем ЗИЛ-4331 соответствующими производственным возможностям автозавода.

Выполненные расчеты показали, что ЗИЛ-4331 приблизится к уровню немецкого прототипа, если топливно-энергетическое поле его двигателя будет таким, как показано на рисунке. И испытания подтвердили справедливость смоделированного топливно-энергетического поля двигателя.

Вторая задача, решаемая с помощью системы уравнений № 3, — выбор передаточных чисел трансмиссии автомобиля.

Кинематическая передаточная функция $\tilde{u}_{тр}$ трансмиссии рассчитывается, как следует из теории автомобиля, по формуле № 4.

Для определения какого-либо из трех параметров, стоящих в правой части формулы, два других необходимо отнести в разряд варьируемых. При этом принимается, что m_a , v и $K_{T-ЭЭ}$ заданы, а значения \mathcal{E} ,

G_T , M_e — известны. Тогда отношение $\frac{u_o u_k}{r_k}$ дает формула № 5.

Третья задача — определение суммарной силы ΣP_c сопротивления движению, которая обеспечит выполнение заданных значений $K_{T-ЭЭ}$ и \mathcal{E} .

Параметр ΣP_c очень важен: через него фактически задаются значения таких параметров, как f , $\eta_{тр}$ авто-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$K_{T-ЭЭ} = \frac{m_a v_{ср}}{G_{T,ср}}$	m_a — полная масса автомобиля; $v_{ср}$ — его средняя скорость движения; $G_{T,ср}$ — средний часовой расход топлива
2	$\mathcal{E} = \frac{M_e \omega}{G_T}$	M_e — развиваемый двигателем эффективный крутящий момент; ω — частота вращения коленчатого вала двигателя; G_T — расход топлива при данных ω и M_e
3	$\mathcal{E} = K_{T-ЭЭ} \left(\frac{\Sigma P_c}{\eta_{тр} m_a} + \frac{\delta_{вр}}{\eta_{тр}} \cdot \frac{dv}{dt} \right)$ $P = 0,105 \frac{\mathcal{E}}{\omega u}$	ΣP_c — суммарная сила сопротивления движению автомобиля; $\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии; $\delta_{вр}$ — коэффициент учета вращающихся масс автомобиля; $\frac{dv}{dt}$ — ускорение автомобиля; P — показатель согласованности; u — степень загрузки двигателя
4	$\tilde{u}_{тр} = \frac{u_o u_k}{r_k}$	u_o — передаточное число главной передачи; u_k — передаточное число в коробке передач
5	$\frac{u_o u_k}{r_k} = \frac{3,6 \mathcal{E} G_{тр}}{M_e v}$	—
6	$\Sigma P_c = \frac{\mathcal{E} G_T \eta_{тр}}{0,28 V}$	—
7	$u_{кп} > \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^{n+1} u_{к1}$	$u_{кп}$ — передаточное число высшей передачи; n_M — частота вращения коленчатого вала, соответствующая $M_{e_{max}}$; n_N — частота, соответствующая номинальной мощности двигателя; $u_{к1}$ — передаточное число первой передачи
8	$\mathcal{E} = i K_{T-ЭЭ} \left(\frac{\Sigma P_c}{\eta_{тр} m_a} + \frac{\delta_{вр}}{\eta_{тр}} \cdot \frac{dv}{dt} \right)$; $P = \frac{\mathcal{E}}{n u}$; $u_{кп} > \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^{n+1} u_{к1}$	—
9	$CO = 244,67 - 27,56 X_1 - 116,67 X_2 + 75,25 X_1 X_2 - 24,75 X_1^2 + 78,5 X_2^2$; $CH = 107,33 - 41,92 X_1 - 129,92 X_2 + 52,375 X_1 X_2 + 11,25 X_1^2 + 92,75 X_2^2$; $NO_x = 400,39 - 179,25 X_1 + 283,0 X_2 - 109,75 X_1 X_2 + 106,91 X_1^2 - 56,33 X_2^2$	$X_1 = \frac{n - 0,5(n_{max} + n_{min})}{0,5(n_{max} + n_{min})}$; $X_2 = \frac{n - 0,5(u_{max} + u_{min})}{0,5(u_{max} + u_{min})}$

мобилия и т. д. Кроме того, через него можно регулировать значение полной массы, а также грузоподъемность АТС.

Расчет, как и в предыдущем случае, ведется в предположении, что m_a , v заданы, кроме того, задан $\eta_{тр}$. Тогда значение ΣP_c подсчитывается по формуле № 6.

Так повторяют для пяти-шести значений v и по этим точкам определяют зависимость $\Sigma P_c = f(v)$. Интересующую составляющую суммарной силы сопротивления находят, относя другие составляющие либо в разряд заданных, либо варьирующих. Применительно к автомобилю ЗИЛ-4331, работающему в составе автопоезда по ровной дороге с твердым покрытием со скоростями движения 50—80 км/ч, наилучшая согласованность имела место при передаточных числах главной передачи, равных 5,2—5,4. В результате было принято: $u = 5,29$.

Но для повышения значения $K_{Т-ЭЭ}$ было рекомендовано применить двигатель, энергетическое поле которого соответствует рисунку. Правда, в этом случае оптимальный диапазон передаточных чисел главной передачи смещается (4,7—4,9).

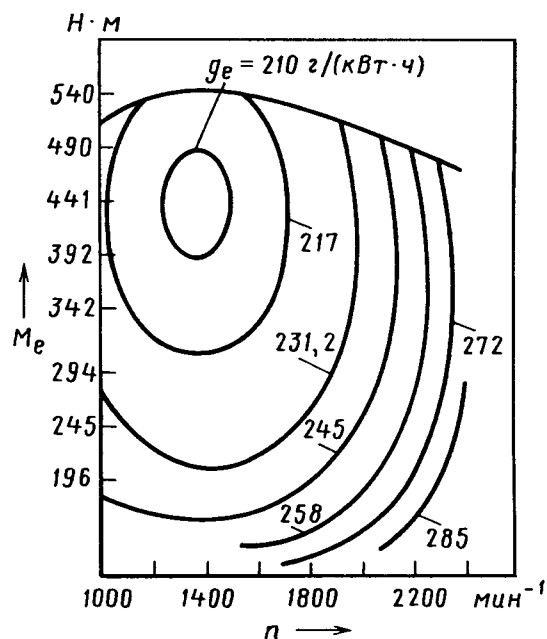
Примерно то же произошло с автомобилем ЗИЛ-5301. Расчет показал, что в результате замены двигателя Д-245.12С на ММЗ Д-245.9Е2 значительно повысился $K_{Т-ЭЭ}$. Кроме того, возможно уменьшение значения передаточного числа главной передачи с нынешних 3,273 до 2,73.

Третья задача — выбор шин. Например, для автомобилей семейства ЗИЛ-4331 были рекомендованы шины модели EX 12, что позволило заметно снизить уровень суммарной силы сопротивления движению.

Серьезнейшая из проблем, решаемых при разработке автомобиля, — обеспечение кинематической согласованности двигателя и трансмиссии [2]. То есть обеспечение заданных максимальной и минимальной скоростей движения и устойчивой работы двигателя при переключении передач на режимах разгона автомобиля. Причем последнее из условий особенно важно: нельзя допустить, чтобы после переключения передач с низшей на высшую частота вращения коленчатого вала двигателя была меньше частоты, соответствующей его максимальному крутящему моменту. Ибо только в этом случае при полной подаче топлива двигатель автомобиля, продолжающего разгон, работает по падающей ветви крутящего момента, что, как известно из теории, обеспечивает устойчивую работу двигателя при изменяющемся дорожном сопротивлении. Формально условие записывается в виде формулы № 7.

Если проанализировать с этих позиций кинематическую согласованность автомобилей ЗИЛ, то оказывается, что почти все они имеют полную согласованность. Исключение — ЗИЛ-5301ВЕ. Для него подобрать пятиступенчатую коробку, отвечающую полной кинематической согласованности с двигателем, к сожалению, не удалось.

Этот пример показывает, что, используя формулу № 7, можно находить пути конструктивного повышения конкурентоспособности автомобиля.



Подводя итоги рассмотренных выше энергетической и кинематической согласованностей двигателя, трансмиссии и автомобиля в целом, есть все основания утверждать: перечисленные выше проблемы решаются с помощью трех уравнений (формулы № 8).

Однако существует и еще одна проблема, которая с каждым годом становится все острее, — параметры автомобиля и токсичность отработавших газов его двигателя [3].

Как уже упоминалось выше, каждому режиму движения автомобиля соответствует своя зона топливно-энергетического поля двигателя. Но известно, что для различных автомобилей, оснащенных одним и тем же двигателем, аналогичным режимам движения почти всегда соответствуют различные зоны топливно-энергетического поля, а значит, и состав отработавших газов. И здесь предлагаемый подход просто незаменим: он дает возможность оценить состав отработавших газов автомобиля при движении в различных дорожных условиях, а также при варьировании таких конструктивных параметров, как полная масса, аэродинамические характеристики, сопротивление качению, радиус качения колеса, КПД трансмиссии, ее передаточные числа, при определенных режимах движения. Следовательно, управлять токсичностью отработавших газов с помощью перечисленных выше конструктивных параметров с учетом топливной экономичности и скоростных свойств АТС.

Как это можно сделать, рассмотрим на примере некоторых конкретных конструктивных параметров автомобиля.

Начнем с передаточных чисел главной передачи. Если еще конкретнее — главной передачи автомобиля ЗИЛ-5301ВЕ, оборудованного дизелем Д-245.9Е2. Для него содержание монооксида углерода, углеводородов и оксидов азота в отработавших газах описывается, согласно проведенным многочисленным исследованиям, формулами № 9.

Выполненные по ним расчеты показывают, что уменьшение передаточного числа главной передачи этого автомобиля неоднозначно сказывается на содержании вредных веществ в отработавших газах двигателя. Например, если $u_1 = 3,273$, а $u_2 = 2,734$, то при скорости движения 60 км/ч содержание монооксида углерода уменьшается на 15 %, а несгоревших углеводородов — на 10 %. Содержание же оксидов азота, наоборот, возрастает на 50 %. При скорости же 80 км/ч уменьшение первого из перечисленных вредных выбросов составляет 4 %, а количество второго и третьего увеличивается соответственно на 3,3 и 38 %.

Кроме передаточного числа главной передачи, на токсичные составляющие отработавших газов влияют, как известно, и другие параметры АТС — его грузоподъемность, модель шин, аэродинамические характеристики (наличие тента и т. д.). И степень этого влияния позволяют оценить те же формулы № 9.

Так, если взять автомобили ЗИЛ-5301ВЕ и ЗИЛ-432930, то можно увидеть, что оба они оснащены дизелем Д-245.9Е2. Однако их грузоподъемности и полные массы разные: у первого соответственно 3 и 6,95 т, у второго — 6 и 11 т.

Расчеты показали, что увеличение полной массы автомобиля, в общем-то, благоприятно сказывается на вы-

бросах вредных веществ: у ЗИЛ-432930 они на одинаковых скоростях движения меньше, чем у ЗИЛ-5301ВЕ. Причем с ростом скорости содержание всех вредных компонентов уменьшается. Правда, темп этого снижения различный: у ЗИЛ-432930 при росте скорости с 50 до 80 км/ч — по монооксиду углерода на 38 %, углеводородам — на 67,7 и оксидам азота — на 16,8 %, а у ЗИЛ-5301ВЕ — соответственно на 32, 66 и 32 %.

Таким образом, изложенная методика действительно позволяет решать задачи согласованности агрегатов автомобиля уже на стадии его проектирования, находить конструктивные решения, обеспечивающие заданный уровень его эффективности, оценивать влияние комплектаций на токсичность отработавших газов. То есть добиваться высокого уровня его конкурентоспособности при оптимальных затратах на проектирование, испытания и доводку.

Литература

1. Литвинов А.С. Теория эксплуатационных свойств автотранспортных средств. — М.: МАДИ, 1978.
2. Трёмбовельский Л.Г. Показатель энергетической согласованности узлов и систем АТС // Автомобильная промышленность. 2006. № 8. С. 9–12.
3. Трёмбовельский Л.Г., Аникин С.А., Копылов И.М. Метод оценки влияния некоторых параметров автомобиля на токсичность отработавших газов // Грузовик. 2008. № 10. С. 49–53.

УДК 621.436.018.7

НАРУЖНЫЕ ТЕМПЕРАТУРА, ДАВЛЕНИЕ И МОЩНОСТЬ ДИЗЕЛЯ ПРИ РАЗНЫХ ПРОГРАММАХ ЕГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

Кандидаты техн. наук И.А. БАРСКИЙ, П.Р. ВАЛЬЕХО МАЛЬДОНАДО и И.К. ШАТАЛОВ

РУДН

С помощью формул, основанных на использовании метода малых отклонений, рассчитана зависимость мощности от температуры окружающей среды и атмосферного давления при работе дизеля с постоянными коэффициентом избытка воздуха ($\alpha = \text{const}$) и положением рейки ТНВД. Численно показано, что при втором способе регулирования с повышением температуры на 30 °С мощность падает на 6–8 %, а при $\alpha = \text{const}$ — на 13–14 %.

Ключевые слова: дизель, мощность, температура окружающей среды.

Barsky I.A., Valeho Maldonado P.R., Shatalov I.K.
INFLUENCE OF CONTROL LAW ON DIESEL OUTPUT AT CHANGING AMBIENT TEMPERATURES

By means of equations, which are founded on little declines method, dependence of diesel output on ambient pressure and temperature was calculated when excess air ratio is constant ($\alpha = \text{const}$) and position of fuel pump cbeck is constant. It is shown, that when the second control method is used, when ambient temperature increases by 30 °C, the output decreases by 6–8%, but when $\alpha = \text{const}$, the output decreases by 13–14%.

Keywords: diesel, output, ambient temperature.

Автомобильные дизели работают в широком диапазоне температур t_n окружающей среды и атмосферных давлений p_n . При этом возможны две программы их регулирования на режиме максимальной мощности: положение упора рейки ТНВД неизменно ($h_p = \text{const}$) и не зависит от величин t_n и p_n ; при всех t_n и p_n коэффициент α избытка воздуха сохраняется постоянным. В связи с

этим возникает вопрос: в каком случае дизель более чутко реагирует на изменение t_n и p_n ?

По первой из программ при увеличении t_n и снижении p_n уменьшается коэффициент избытка воздуха, поскольку масса цикловой подачи топлива одна и та же, а масса воздуха становится меньше. За счет чего изменение α вызывает сравнительно небольшое изменение эффективной

мощности N_e , но зато упрощается конструкция ТНВД, так как не требуется использование автоматически перемещающегося упора рейки насоса. Однако при больших t_n и малых p_n коэффициент α изменяется более существенно, что заметно уменьшает индикаторный и эффективный КПД дизеля, ведет к увеличению температур газа в цикле и повышению теплонапряженности деталей ЦПГ. Кроме того, при работе дизеля на богатых топливовоздушных смесях растут концентрации оксидов азота и сажи в его отработавших газах.

Вторая программа позволяет сохранить индикаторный КПД дизеля постоянным, но эффективный КПД несколько изменяется, так как при уменьшении среднего эффективного давления любого ДВС его механический КПД падает. Но падает незначительно. Хуже другое: с ростом t_n и падением p_n мощность дизеля снижается значительно сильнее, чем при первой программе ($h_p = \text{const}$). Наконец, для реализации второй программы необходимо достаточно сложное устройство, которое перемещает упор рейки ТНВД. Поэтому авторы (и не только они) считают, что в автомобильных дизелях регулирование по программе $\alpha = \text{const}$

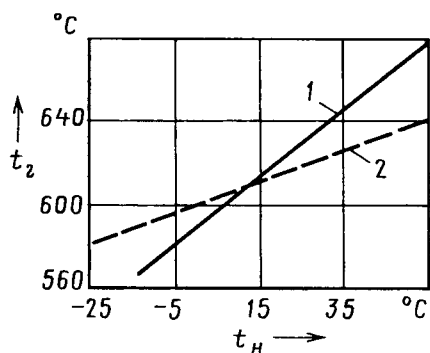


Рис. 1. Зависимость температуры отработавших газов от температуры окружающей среды и программы регулирования:

1 — $h_p = \text{const}$; 2 — $\alpha = 1,6 = \text{const}$

целесообразно только в том случае, если в течение рабочей смены автомобиль работает при постоянно меняющихся условиях окружающей среды. Если же t_n и p_n меняются мало или изменение происходит в связи со сменой времени года или района эксплуатации автомобиля, то упор рейки перед началом работы лучше всего перемещать вручную.

Сказанное выше иллюстрирует рис. 1, на котором показана зависимость температуры t_g отработавших газов четырехтактного дизеля без наддува от температуры окружающей среды при разных программах регулирования.

Так, из него видно, что при постоянном положении рейки ТНВД (прямая 1) t_g увеличивается с 610°C при $t_n = 15^\circ\text{C}$ до 665°C при $t_n = 45^\circ\text{C}$, т. е. каждый 1°C прироста температуры наружного воздуха повышает температуру отработавших газов на $\sim 2^\circ\text{C}$. Но при таком же увеличении t_n при $\alpha = \text{const}$ температура отработавших газов повышается до 640°C , т. е. t_g возрастает (прямая 2) на столько же, на сколько растет температура окружающей среды.

Влияние t_n и p_n на мощность N_e дизелей различных схем (четырех- и двухтактных, без наддува, с разными

типами наддува) исследовал в свое время С.И. Погодин и на основе данных, полученных при испытании автомобильных, тракторных и танковых дизелей с помощью метода малых отклонений, получил формулы, позволяющие рассчитывать зависимость мощности этих дизелей от t_n и p_n .

Авторы воспользовались этими формулами применительно к четырехтактному дизелю без наддува при его работе с $\alpha = 1,6$ в стандартных атмосферных условиях ($p_n = 0,1013 \text{ МПа}$, $t_n = 15^\circ\text{C}$). При этом механический КПД дизеля на номинальном режиме принимался равным $0,78$.

Результаты расчетов приведены на рис. 2 и 3.

Так, из рис. 2 следует, что при повышении t_n с 15 до 45°C относительная мощность дизеля $\bar{N}_e = N_e/N_{e0}$ (N_{e0} — мощность при стандартных условиях) в случае $h_p = \text{const}$ снижается на 8% , а в случае $\alpha = \text{const}$ — на 13% . (Попутно заметим, что если $h_p = \text{const}$, то изменения мощности и экономичности, т. е. эффективного КПД дизеля, равны между собой, так как при постоянном положении рейки цикловая подача топлива практически не меняется.)

Рис. 3, на котором приведена зависимость \bar{N}_e от p_n , говорит о том,

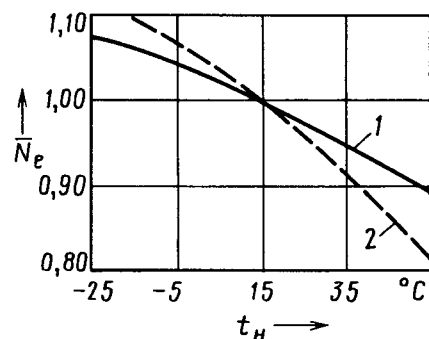


Рис. 2. Зависимость относительно мощности дизеля от температуры окружающей среды и программы регулирования:

1 — $h_p = \text{const}$; 2 — $\alpha = 1,6 = \text{const}$

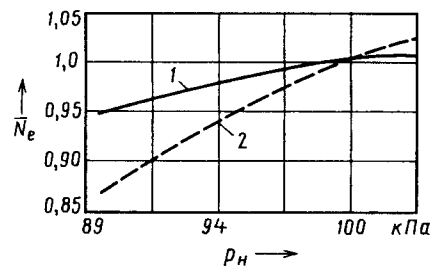


Рис. 3. Зависимость относительной мощности дизеля от давления окружающей среды и программы регулирования:

1 — $h_p = \text{const}$; 2 — $\alpha = 1,6 = \text{const}$

что при уменьшении p_n на 10% по первой программе ($h_p = \text{const}$) мощность дизеля снижается на 6% , а по второй ($\alpha = \text{const}$) — на 14% .

Авторы рассчитали то же самое и для дизелей с турбонаддувом. Результаты расчетов показали, что и здесь даже в случае промежуточного охлаждения наддувочного воздуха мощность с ростом температуры уменьшается. Причем на $1-3\%$ сильнее, чем у дизелей без наддува. При падении же атмосферного давления зависимость $\bar{N}_e = f(p_n)$ у дизелей без наддува и с наддувом практически одинакова.

Таким образом, при увеличении температуры t_n окружающей среды и снижении атмосферного давления p_n на 10% мощность автомобильного дизеля при постоянном положении рейки топливного насоса ($h_p = \text{const}$) снижается на $6-8\%$, а при постоянном коэффициенте избытка воздуха ($\alpha = \text{const}$) при таком же изменении t_n и p_n — на $13-14\%$. И этого нельзя не учитывать эксплуатационникам.

Литература

1. Погодин С.И. Приведение мощности дизелей к стандартным условиям. — М.: Машиностроение, 1973, 140 с.
2. Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник / А.К. Костин, Б.П. Пугачев, Ю.Ю. Кочинев; Под общ. ред. А.К. Костина. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. — 284 с.

ВНИМАНИЕ!

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией быстрее и удобнее с помощью электронной почты.

Наш адрес: avtoprom@mashin.ru

НОВОЕ СЕМЕЙСТВО ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ФОРСУНОК ДЛЯ ДИЗЕЛЕЙ С ТОПЛИВНЫМИ СИСТЕМАМИ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ДЕЙСТВИЯ

Канд. техн. наук Ю.М. КРОХОТИН

Воронежская ГЛТА

В аккумуляторных топливных системах дизелей более предпочтительны, как правило, форсунки с комбинированным (в начале подъема — гидравлическое, в начале опускания — гидромеханическое) запираем ее иглы (рис. 1). Они обладают как минимум четырьмя несомненными достоинствами. Во-первых, у них высокое быстродействие (пружина форсунки не препятствует началу подъема иглы, но способствует ее опусканию; устройство управления давлением в гидрозапорной камере имеет два клапана, поочередное открытие и закрытие которых обеспечивает резкое изменение давления); во-вторых, у них нет прецизионного рабочего поршня, в результате они проще и надежнее известных форсунок; в-третьих, нет непрерывных утечек топлива через зазоры в парах «поршень—его гильза», «игла—корпус распылителя»; в-четвертых, они обеспечивают высокую стабильность запальных доз топлива, поскольку при их подаче подвижный упор становится неподвижным, следовательно, высота подъема иглы и проходное сечение распылителя не изменяются от цикла к циклу. Вместе с тем аккумуляторные топливные системы с такими форсунками имеют и недостатки, главные из которых — сложность

топливной системы в целом и большой расход сжатого до 60—160 МПа (600—1600 кгс/см²) топлива на управление форсункой, т. е. увеличенные потери на привод ТНВД. Почему — понятно: этот расход зависит от степени разгрузки управляющей камеры, а она, в свою очередь, определяется (рис. 2) продолжительностью впрыскивания топлива.

Известно несколько путей снижения расхода топлива на управление форсункой (см. «АП», 2003, № 11). Но кардинальным решением является сочетание форсунки с комбинированным запираем с топливными системами непосредственного действия разделенного типа («ТНВД—топливопровод—форсунка»). Правда, и здесь существуют варианты: в устройстве управления работой форсунки можно использовать как один, так и два клапана. Однако предпочтение, по мнению автора, следует отдавать первому из них. Поэтому его и рассмотрим (рис. 3).

Топливная система при одноклапанной форсунке работает следующим образом.

Когда секция ТНВД не подает топливо, остаточное давление p_0 на линии «ТНВД—топливопровод—форсунка» поддерживается приблизительно (из-за колебательного процесса в топливопроводе) равным 20—25 МПа (200—250 кгс/см²). Ток в обмотку перепускного клапана не подается, и он открыт. Подгольная камера форсунки сообщена с гидрозапорной (управляющей) камерой, поэтому давление в них одно и то же. Оно равно $p_{г.з}$. Сверху (см. рис. 1) это давление воздействует на всю площадь f_n сечения иглы с силой $P_{г.з}$, величину которой можно подсчитать по формуле № 1 (см. таблицу). Причем значение этой силы довольно высокое. Например, если взять дизель 6ЧН21/21, у которого $d_n = 0,7$ см, $f_n = 0,385$ см², то при оста-

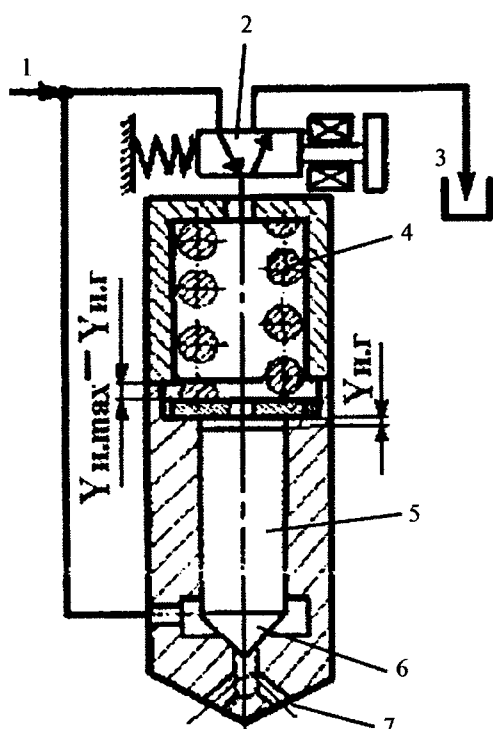


Рис. 1. Схема электрогидравлической форсунки с комбинированным запираем иглы: 1 — давление на входе в форсунку; 2 — электромагнитный клапан; 3 — слив; 4 — пружина; 5 — игла; 6 — конус иглы; 7 — распыляющие отверстия; $Y_{и,г}$ — ход иглы с гидравлическим запираем; $Y_{и,г,макс}$ — максимальный ход иглы; $(Y_{и,г,макс} - Y_{и,г})$ — ход иглы с гидромеханическим запираем

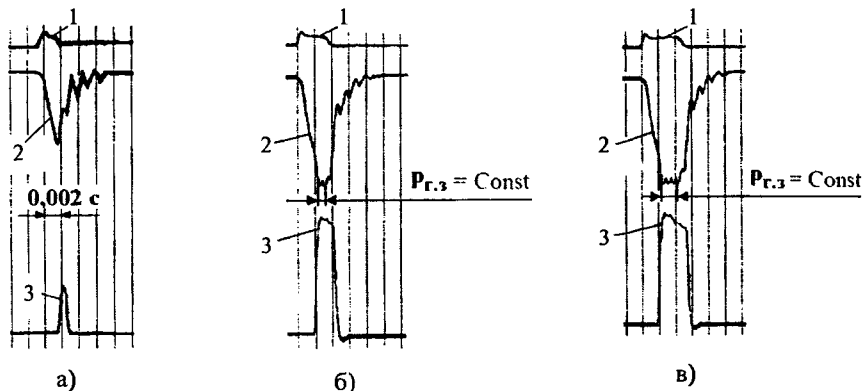


Рис. 2. Форма кривых давления гидрозапирания форсунки при $t_{онп} = 1,5$ мс (а), $t_{онп} = 3$ мс (б) и $t_{онп} = 4$ мс (в):

1 — ток в обмотке электромагнита форсунки; 2 — давление $p_{г.з}$ гидрозапирания; 3 — давление в сопловом канале распыления (давление впрыскивания топлива в цилиндр)

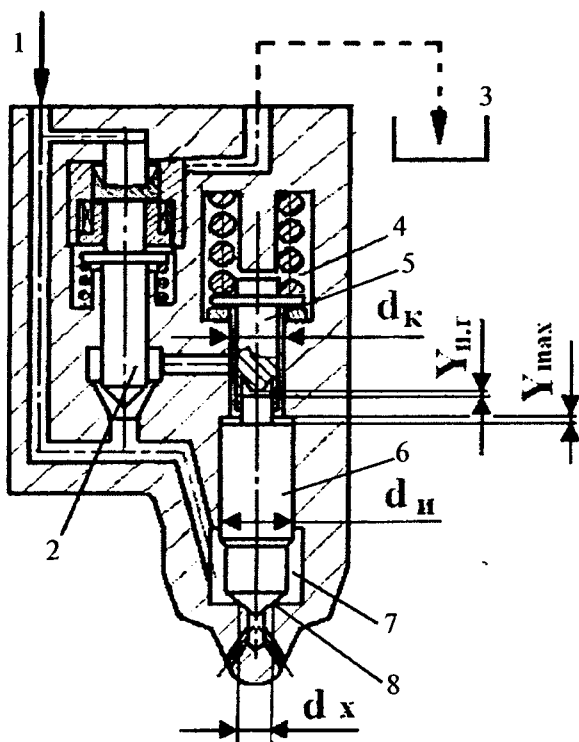


Рис. 3. Схема форсунки, разработанная для дизеля 6ЧН21/21: 1 — давление на входе форсунки; 2 — перепускной клапан; 3 — слив; 4 — управляющая камера; 5 — штанга; 6 — игла; 7 — подыгольная камера; 8 — запирающий конус иглы

точном давлении p_0 в топливпроводе, равном 25 МПа (250 кгс/см^2), $P_{г.з} = 962,5 \text{ Н}$, или $98,1 \text{ кгс}$.

Сила же, нагружающая иглу снизу, складывается из двух сил, $P_{ф1}$ (формула № 2) и $P_{ф2}$ (формула № 3), которые обусловлены давлением $p_{ф}$, действующим на дифференциальную площадку площадью $(f_n - f'_n)$, и давлением $p_{ц}$ газовых сил в цилиндре дизеля.

У дизеля 6ЧН21/21, $d_x = 0,4 \text{ см}$, $f'_n = 0,126 \text{ см}^2$, $p_{ц} = 5 \text{ МПа}$ (50 кгс/см^2), откуда $P_{ф1} = 647,5 \text{ Н}$ (66 кгс), $P_{ф2} = 63 \text{ Н}$ ($6,4 \text{ кгс}$).

Геометрическая сумма этих сил дает, очевидно, итоговую силу $P_{ф}$ (формула № 4), действующую на иглу снизу, т. е. на открытие распыливающих отверстий форсунки. Но так как площадь f_n сечения иглы больше площади f'_n , а давление $p_{ф}$ на порядок выше давления $p_{ц}$, то игла оказывается прижатой своим запирающим конусом к распылителю силой P , которую можно подсчитать по формуле № 5.

Когда секция ТНВД начинает подавать топливо, давление в гидрозапорной камере и под иглой растет, что увеличивает силу P , следовательно, игла еще в большей степени прижимается к конусной части распылителя. Когда напряжение подается на обмотку перепускного клапана, последний закрывается, резко меняя рассмотренную выше картину. Причем он закрывается при давлении $p_{г.з.з}$, равном или даже большем p_0 (все зависит от программы). Например, для дизеля 6ЧН21/21 $p_{г.з.з} = 30 \text{ МПа}$ (300 кгс/см^2).

Ясно, что после закрытия клапана давление под иглой растет со скоростью $dp_{ф}/dt$ (формула № 6), но изменяется незначительно. Утечки топлива из подыголь-

ной камеры в гидрозапорную камеру через прецизионный зазор распылителя увеличивают давление $p_{г.з}$; утечки топлива из гидрозапорной камеры на слив через прецизионный зазор перепускного клапана уменьшают $p_{г.з}$. Но, по мнению многих исследователей, влияние утечек на параметры топливоподачи значительно меньше погрешности расчета.

Когда сила, действующая на иглу со стороны подыгольной камеры, становится больше силы, действующей со стороны гидрозапорной камеры, игла начинает подниматься (этому условию отвечает формула № 7). Величина давления начала подъема иглы ($p_{ф0}$) определяется по формуле № 8. Так, для дизеля 6ЧН21/21 $p_{ф0} = 41,9 \text{ МПа}$ (419 кгс/см^2).

В начале движения игла выбирает зазоры и не встречает сопротивления пружины форсунки. И это очень важное обстоятельство. Во-первых, инерционные массы, от которых зависит быстродействие форсунки, минимальны и, по сути, равны массе иглы; во-вторых, благодаря отсутствию контакта между штангой и хвостовиком иглы исключены перекос последней в направляющей части корпуса распылителя, а также силы трения между иглой и ее направляющей.

Ускорение, с которым движется игла, дает формула № 9. После того, как игла поднимется на расстояние $Y_{иг}$, ее хвостовик упрется в нагруженную пружиной штангу (подвижный упор). В результате сила $P_{г.з}$, действующая на иглу со стороны гидрозапорной камеры, резко возрастает (формула № 10). И если сила, действующая на иглу снизу, окажется больше силы, действующей сверху, т. е. со стороны гидрозапорной камеры, то игла продолжает подниматься, но — с меньшим ускорением (формула № 11).

Как видно из формулы № 11, которая учитывает чисто физические параметры, для снижения ускорения иглы можно использовать достаточно много решений: уменьшать подвижные массы форсунки, усилие предварительной затяжки пружины, ход иглы до ее подвижного упора, ее жесткость, перепад давлений на ней. Иначе говоря, у конструктора есть довольно много возможностей. В частности, путем подбора жесткости пружины или усилия ее предварительной затяжки он может получить даже ступенчатую характеристику впрыскивания топлива, которая, как считает большинство специалистов, представляет собой основное средство снижения жесткости работы дизелей и токсичности их отработавших газов.

До того как игла поднимется на максимальную высоту и достигнет основного упора, давление со стороны гидрозапорной камеры воздействует на всю торцевую площадь f_n иглы. В этом случае суммарную силу $P_{г.з(и)}$ дает формула № 12. Применительно к форсунке дизеля 6ЧН21/21, где $P_{пр.и} = 833,9 \text{ Н}$ (85 кгс), $c_{пр.и} = 206 \text{ Н/мм}$, $Y_n = Y_{n \max} = 0,45 \text{ мм}$, $Y_{и.г} = 0,05 \text{ мм}$, эта сила равна 2084 Н ($212,5 \text{ кгс}$).

Когда же игла поднимется до основного упора, т. е. $Y_n = Y_{n \max}$, площадь, на которую воздействует давление гидрозапирания, резко уменьшается и становится равной f_k (рис. 4). В связи с этим сила $P_{г.з(и)}$, действующая на иглу в сторону ее опускания, также резко снижается (формула № 13). Например, для форсунки

дизеля 6ЧН21/21 эта площадь становится равной $0,142 \text{ см}^2$, а сила $P_{г.з(к)} = 1369,5 \text{ Н}$ (139,6 кгс). То есть отношение $P_{г.з(к)}/P_{г.з(и)} = 0,66$. Другими словами, сила, направленная на опускание иглы в конце впрыскивания топлива и влияющая на быстрдействие форсунки, составляет лишь 66 % максимально возможного (и поэтому желательного) ее значения. Однако это все-таки в 1,44 раза больше, чем при механическом запирании форсунки.

Чтобы обеспечить хорошее распыливание топлива в конце впрыскивания, когда условия смесеобразования в цилиндре ухудшены отработавшими газами, в рассматриваемой форсунке предусмотрено отключение ее электромагнита в момент, когда давление перед форсункой близко к максимальному (для дизеля 6ЧН21/21 оно составляет 62–70 МПа, или 620–700 кгс/см²). Благодаря этому перепускной клапан открывается, сообщая гидрозапорную камеру с подыгольной камерой.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$P_{г.з} = f_{и'} p_{ф} = 0,785 d_{и'}^2 p_{ф}$	$d_{и'}$ — диаметр иглы
2	$P_{ф1} = (f_{и} - f_{и}') p_{ф} = 0,785 (d_{и}^2 - d_{и'}^2) p_{ф}$	$f_{и'}$ — площадь сечения иглы по посадочному диаметру запирающего конуса; $d_{и'}$ — посадочный диаметр запирающего конуса иглы
3	$P_{ф2} = f_{и'} p_{ц} = 0,785 d_{и'}^2 p_{ц}$	$p_{ц}$ — давление газов в цилиндре двигателя
4	$P_{ф} = P_{ф1} + P_{ф2} = (f_{и} - f_{и}') p_{ф} + f_{и'} p_{ц} = 0,785 (d_{и}^2 - d_{и'}^2) p_{ф} + 0,785 d_{и'}^2 p_{ц}$	—
5	$P = P_{у/р} - (P_{а1} + P_{а2}) = f_b' (p_a - p_w)$	—
6	$\frac{dp_{ф}}{dt} \approx \frac{Q}{\alpha V_{фz}} = \frac{f_{пл} (dh_{пл}/dt)}{\alpha V_{фz}}$	Q — объемная скорость подачи топлива ТНВД; α — мгновенный коэффициент сжимаемости топлива; $V_{фz}$ — суммарный объем внутренних полостей форсунки; $f_{пл}$ — площадь сечения плунжера ТНВД; $h_{пл}$ — ход плунжера
7	$[(f_{и} - f_{и}') p_{ф} + f_{и'} p_{ц}] > f_{и'} p_{г.з.з}$	$p_{г.з.з}$ — давление в гидрозапорной камере
8	$P_{ф0} = \frac{f_{и} p_{г.з.з} - f_{и'} p_{ц}}{f_{и} f_{и'}}$	—
9	$\frac{d^2 Y_{и}}{dt^2} = \frac{(f_{и} - f_{и}') p_{ф} + f_{и'} p_{ц} - f_{и'} p_{г.з.з}}{m_{и}}$	$p_{ц}$ — давление топлива в сопловом канале распылителя; $m_{и}$ — масса иглы
10	$P_{г.з} = f_{и'} p_{г.з.з} + P_{пр.и}$	$P_{пр.и}$ — усилие предварительно сжатой пружины
11	$\frac{d^2 Y_{и}}{dt^2} = \frac{(f_{и} - f_{и}') p_{ф} + f_{и'} p_{ц} - f_{и'} p_{г.з.з} - P_{пр.и} - c_{пр.и} (Y_{и} - Y_{и.г})}{m_{и}}$	$m_{и}$ — масса подвижных деталей (иглы, подвижного упора, 1/3 самой пружины) форсунки; $Y_{и}$ — текущее значение хода иглы
12	$P_{г.з(и)} = f_{и'} p_{г.з.з} + P_{пр.и} + c_{пр.и} (Y_{и} - Y_{и.г})$	$Y_{и.г}$ — ход иглы с гидравлическим запиранием
13	$P_{г.з(к)} = f_{и'} p_{г.з.з} + P_{пр.и} + c_{пр.и} (Y_{и.макс} - Y_{и.г})$	$Y_{и.макс}$ — максимальный ход иглы; $(Y_{и.макс} - Y_{и.г})$ — ход иглы с гидромеханическим запиранием
14	$P_{г.з} = f_{и'} p_{ф} + P_{пр.и} + c_{пр.и} (Y_{и.макс} - Y_{и.г})$	—
15	$f_{и'} p_{ф} + P_{пр.и} + c_{пр.и} (Y_{и.макс} - Y_{и.г}) > (f_{и} - f_{и}') p_{ф} + f_{и'} p_{ц}$	—
16	$P_{ф.и.о} = \frac{P_{пр.и} + c_{пр.и} (Y_{и.макс} - Y_{и.г})}{f_{и} - f_{и'}}$	—
17	$\frac{d^2 Y_{и}}{dt^2} = \frac{f_{и'} p_{ф} + P_{пр.и} + c_{пр.и} (Y_{и} - Y_{и.г}) - (f_{и} - f_{и}') p_{ф} - f_{и'} p_{ц}}{m_{и}}$	$Y_{и.г}$ — ход иглы с гидравлическим запиранием
18	$\frac{d^2 Y_{и}}{dt^2} = \frac{f_{и'} p_{ф} - (f_{и} - f_{и}') p_{ф} - f_{и'} p_{ц}}{m_{и}} = \frac{f_{и'} (p_{ф} - p_{ц})}{m_{и}}$	—

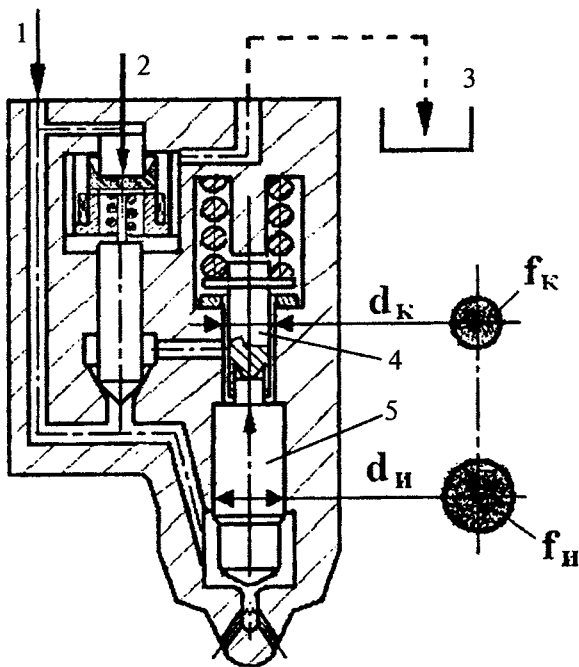


Рис. 4. Изменение площади торцевой поверхности иглы, на которую действуют давление гидрозапорной камеры при ее движении к верхнему упору и после ее соприкосновения с ним:

1 — давление на входе форсунки; 2 — усилие электромагнита; 3 — слив; 4 — штанга; 5 — игла

А так как расстояние между камерами не превышает 45 мм, то при скорости распространения волны 1250 м/с давление в них сравнивается всего лишь за 0,036 мс. То есть практически мгновенно возрастает до 62–70 МПа (620–700 кгс/см²). В связи с чем сила $P_{г.з}$, действующая со стороны гидрозапорной камеры (формула № 14), тоже резко увеличивается (для форсунки дизеля 6ЧН21/21 она становится равной 1926,7 Н, или 196,4 кгс, тогда как для форсунки с механическим запирающим — 873 Н, или 89 кгс, — в 2,21 раза меньше).

Движение иглы в сторону опускания начинается при соблюдении условия, оговоренного в формуле № 15. И если учесть, что $Y_{и} = Y_{и \max}$, а $p_c \approx p_{ф}$, то игла начинает опускаться при давлении $p_{ф.н.о}$, которое дает формула № 16. На дизеле 6ЧН21/21 $p_{ф.н.о} = 31,92$ МПа (392,2 кгс/см²).

То есть в таком варианте топливной системы перепускной клапан при $f_k/f_{и} \leq 0,369$ на начало опускания иглы не влияет, поэтому открывать его после того, как игла достигнет верхнего упора, действительно можно.

При таком решении игла сначала опускается медленно: топливо, находящееся в гидрозапорной камере, проникает только через зазор между торцом илы и основным упором. Поэтому для выравнивания давлений в гидрозапорной камере и над торцом иглы, т. е. на отрыв торца иглы от упора, затрачивается, как показывают расчеты, 0,024 с. Далее же давление $p_{ф}$ воздействует уже на всю площадь $f_{и}$, поэтому игла опускается с максимальным ускорением (формула № 17), а затем, когда подвижный упор сядет на седло, ускорение на последних 0,04–0,05 мм хода уменьшается в соответствии с формулой № 18. В результате снижается сила удара иглы о седло корпуса распылителя и, сле-

довательно, увеличивается долговечность пары «игла—седло».

Движение иглы после прекращения действия пружины осуществляется за счет дросселирования потока топлива между запирающими конусами распылителя при условии $\mu_{и} f_{и} < \mu_c f_c$, где $\mu_{и} f_{и}$ — эффективное проходное сечение между запирающими конусами распылителя, а $\mu_c f_c$ — эффективное проходное сечение сопловых отверстий. Герметичность распылителя по запирающим конусам после посадки иглы и при открытом перепускном клапане обеспечивается силой P , которая подсчитывается по формуле № 5. Например, если в момент посадки иглы $p_{ф} > p_0$, а $p_{и} = 13$ МПа (130 кгс/см²), то $P \geq 148,3$ Н (15,12 кгс).

Волновой процесс, следующий за окончанием впрыскивания, увеличивает давление $p_{ф}$. В частности, исследования показали, что амплитудное значение первой после посадки иглы волны на номинальном режиме работы дизеля 6ЧН21/21 составляет 24 МПа (240 кгс/см²). В результате давление под иглой и в гидрозапорной камере равно 49 МПа (490 кгс/см²), а сила P , прижимающая иглу к запирающему конусу корпуса распылителя, — 445 Н (45,36 кгс), что исключает вероятность подпрыскиваний топлива. Кроме того, установлено, что подпрыскиваний нет даже при очень больших остаточных давлениях в подводящем топливопроводе. А это позволяет поддерживать данное давление в 5–10 раз большим, чем в традиционных топливных системах разделенного типа и тем самым сблизить параметры впрыскивания разделенной и аккумуляторной систем.

Таким образом, рассмотренный выше вариант топливной системы дизеля основан на комбинированном управлении работой форсунки. В нем начало впрыскивания задается не секцией ТНВД, расположенной на большом (в случае дизеля 6ЧН21/21 — 1600 мм) удалении от форсунки, а встроенным в форсунку электромагнитным или пьезоэлектрическим перепускным клапаном. Благодаря этому клапану разрывается жесткая зависимость секундных подач секцией ТНВД и расходов топлива через форсунку: на режимах холостого хода и малых нагрузок давление перед форсункой сначала увеличивается до оптимального для данного режима значения и лишь затем начинается впрыскивание топлива. То есть ликвидируется один из основных недостатков топливных систем непосредственного действия разделенного типа — квадратичная зависимость давления $p_{ф}$ перед форсункой от частоты n вращения коленчатого вала. Более того, если при пуске дизеля обесточить обмотки электромагнитов перепускных клапанов каждой из форсунок в течение первых 6–8 оборотов коленчатого вала, то можно создать высокое давление в каждой линии нагнетания без вывода ТНВД на пусковую подачу. В этом случае исключаются выброс черного дыма, т. е. улучшаются экологические показатели дизеля, а также увеличение жесткости его работы (по данным специалистов МГТУ имени Н.Э. Баумана, это увеличение может превышать номинальное значение в 10–15 раз) и максимального давления цикла, характерного для дизелей с топливными системами непосредственного действия разделенного типа.

В рассматриваемой топливной системе максимальное давление впрыскивания обеспечивается секцией ТНВД и корректируется с помощью перепускного клапана. Величина цикловой подачи топлива регулируется по концу подачи изменением активного хода плунжера ТНВД и по началу впрыскивания (моменту закрытия перепускного клапана: чем позже он закроется, тем меньше цикловая подача и больше среднее давление цикла). Характеристика (в частности, ступенчатая) впрыскивания формируется не только профилем кулачка ТНВД, но и путем подбора усилия $P_{пр.и}$ предварительной затяжки пружины, ее жесткости $c_{пр.и}$ и хода $Y_{и.г}$ иглы до подвижного упора. Посадка же иглы при достаточно высоком давлении в линии нагнетания (например, $P_{ф.н.о} = 39,92$ МПа, или $399,2$ кгс/см²) позволяет исключить глубокую разгрузку топливопровода высокого давления, образование в нем воздушно-паровых каверн и связанных с ними нежелательных явлений. Кроме того, высокое остаточное давление в линии нагнетания и микропроцессорное управление перепускным клапаном дает возможность получить управляемый процесс сгорания за счет двухразового,

многоразового или ступенчатого впрыскиваний топлива. Наличие же в форсунке подвижного упора обеспечивает стабильные запальные дозы и подачи на режиме холостого хода, снижение жесткости работы дизеля и токсичности отработавших газов, уменьшение минимально устойчивой частоты вращения коленчатого вала и расхода топлива. Кроме того, эта топливная система позволяет решить и многие проблемы, сопутствующие переходным режимам и работе многотопливных дизелей.

Очень важно и то, что в дизеле для снижения расхода топлива на режимах частичных нагрузок и холостом ходу с помощью перепускного клапана можно отключать не отдельные цилиндры, что, как известно, сопровождается повышенным расходом масла через выхлопной коллектор и переохлаждением цилиндров, а рабочие циклы.

Рассмотренная топливная система позволяет решить и многие проблемы, сопутствующие переходным режимам и работе многотопливных дизелей.

(Продолжение следует.)

УДК 629.4.077.001.31

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ЗАЗОРА В ДИСКОВОМ ТОРМОЗНОМ МЕХАНИЗМЕ С ПНЕВМОПРИВОДОМ

Канд. техн. наук Ю.А. ГОЛУБЕВ
ИНЭКА

Дисковые тормозные механизмы с пневмоприводом (ДТМП) последнего поколения (рис. 1) оборудованы однотипными регуляторами зазора, содержащими резьбовую втулку, которая через блокирующую муфту и муфту свободного хода соединена с разжимным рычагом. Суммарный зазор между накладками и диском, поддерживаемый такими регуляторами, достигает 1,1—1,2 мм, что эквивалентно 17—19 мм хода штока тормозной камеры. Выборка зазора при торможении увеличивает время срабатывания тормозных механизмов, а при частых торможениях повышает интенсивность падения давления в приводе. В итоге — увеличение тормозного пути и уменьшение срока службы компрессора и аппаратов тормозной системы.

Чтобы минимизировать такие последствия при проектировании дисковых тормозных механизмов с пневмоприводом, необходимо обеспечивать минимально необходимое, причем стабильное, значение зазора. Сделать это можно посредством математического описания изменения зазора, позволяющего просчи-

тать, как влияют на зазор три основных фактора, от которых его величина зависит, — регулировки регулятором, износа тормозных накладок, температурного расширения диска.

Для упрощения описания можно, как показал опыт автора, сделать следующие допущения: при определении энергии, поглощаемой тормозным механизмом за цикл торможения, не учитывать вращающиеся инерционные массы автомобиля и силы сопротивления движению, а также температурное расширение тормозных накладок, скобы, разжимного механизма, поскольку они незначительны и в определенной степени компенсируют друг друга; не принимать во внимание разнотолщинность обода диска и его износ (он на порядок меньше износа тормозных накладок).

Между двумя, n и $(n + 1)$, последовательными торможениями можно выделить процессы, связанные с факторами, которые оказывают влияние на зазор и ход штока. Это ход штока до полной выборки свободного хода регулятора (зазора между приводным штифтом и полу-

муфтой); ход штока (выборка зазора), сопровождающийся его регулировкой (уменьшением); износ тормозных накладок; увеличение температуры тормозного диска, вызванное работой сил трения; снижение температуры тормозного диска из-за его охлаждения; изменение толщины обода диска за счет изменения его температуры.

В соответствии с перечисленными допущениями и с учетом выделенных процессов было разработано рассмотренное ниже математическое описание связи между зазорами двух последовательных торможений.

Исходя из принципа работы регулятора зазора и факторов, влияющих на зазор, для случая, когда при торможении ход y_{n+1} штока превышает свободный ход C регулятора, зазор, приведенный к ходу штока $(n + 1)$ -го торможения дает формула № 1 (см. таблицу).

Допустив далее, что передаточные отношения $u(y_n) = u(y_{n+1})$ при $y_{n+1} > C$, получим формулу № 2. При $y_{n+1} \leq C$ — зазор, приведенный к ходу штока, дает формула № 3.

Дальнейшая разработка математического описания сводится к последовательному решению трех задач, связанных с определением параметров — передаточного отношения $u(y)$ и свободного хода C регулятора зазора, которые, в свою очередь, предполагают определение таких параметров, как передаточное отношение i ДТМП и передаточное

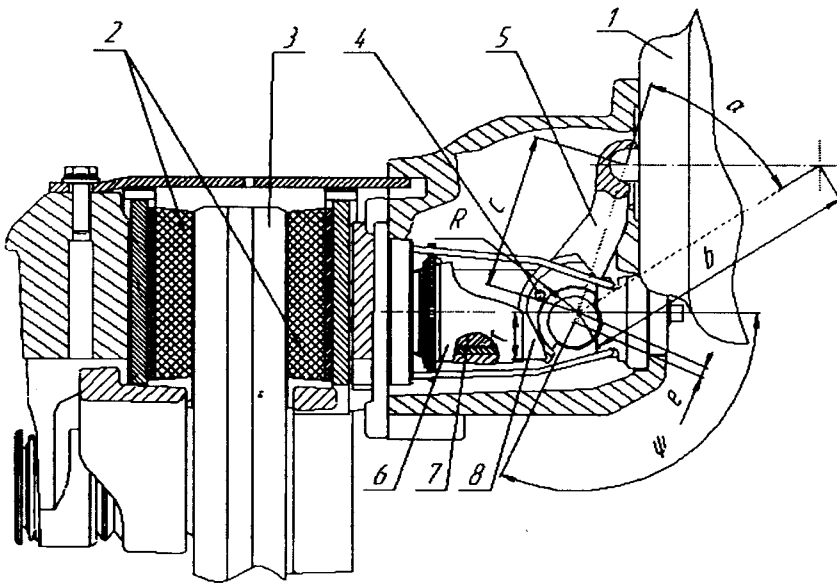


Рис. 1. Дисковый тормозной механизм с пневмоприводом:

1 — тормозная камера; 2 — колодки; 3 — диск; 4 — передаточный штифт; 5 — разжимной рычаг; 6 — толкатель; 7 — резьбовая втулка; 8 — полумуфта

отношение $u_{пр}$ привода регулятора; изменения хода штока, вызванного износом ($y_{ин}$) и изменением температуры ($y_{тп}$). Выполним это.

Передаточное отношение i ДТМП представляет собой отношение хода u штока к ходу L толкателя (изменению зазора между накладками и диском) на элементарном участке (формула № 4).

При повороте разжимного рычага на угол φ ход штока дает формула № 5, ход толкателя — формула № 6, а из них выводим формулу № 7. Дифференцируя ее по L , получаем формулу № 8, а с учетом приведенных выше формул — формулу № 9.

Передаточное отношение $u_{пр}$ привода регулятора — отношение хода u штока к ходу l резьбовых втулок относительно толкателя на элементарном участке (формула № 10). При повороте разжимного рычага на угол φ ход l резьбовых втулок относительно толкателя будет соответствовать формуле № 11. И если учесть (см. формулу № 5), что угол поворота разжимного рычага подсчитывается по формуле № 12, то значение l дает формула № 13. Дифференцируя ее по u и возводя в степень «минус один», получим передаточное отношение привода регулятора как функцию хода штока (формула № 14).

Угол φ_c поворота разжимного рычага при выборке свободного хода регулятора выражается отношением зазора s между приводным

штифтом и полумуфтой к радиусу R расположения передаточного штифта, умноженным на коэффициент k_c , который учитывает зазоры между деталями регулирующего привода и их деформации (формула № 15). Подставив значение φ_c в формулу № 5, получаем формулу № 16 для расчета свободного хода C регулятора.

Передаточное отношение u регулятора не что иное, как отношение избыточного зазора к его изменению за цикл «холостого» торможения. Этот излишний зазор выбирается за счет хода толкателя и резьбовых втулок относительно толкателя. За цикл «холостого» торможения данный зазор уменьшится на величину хода l резьбовых втулок относительно толкателя. Тогда передаточное отношение регулятора можно представить в виде формулы № 17.

Ход резьбовых втулок относительно толкателя начинается с момента выборки свободного хода. Поэтому ход толкателя как функция хода штока будет определяться, с учетом формулы № 4, формулой № 18, а ход резьбовых втулок относительно толкателя — формулой № 19. Следовательно, формула для определения передаточного отношения регулятора примет вид формулы № 20.

Таким образом, формулы № 8, 9, 14, 16 и 20 позволяют рассчитать передаточное отношение $u(y)$ регулятора во всем диапазоне хода штока, а также свободный ход C . То есть ре-

шить первую из перечисленных выше трех задач.

Изменение $u_{ин}$ хода штока, вызванное износом накладок при n -м торможении, может быть выражено формулой № 21, а входящая в нее работа W_R тормозной силы, создаваемой передним тормозным механизмом с учетом перераспределения массы при n -м торможении, на дороге, — формулой № 22, а в стендовых условиях — формулой № 23.

Объем изношенной части накладок для случая, когда площади накладок одинаковы, равен произведению площади $A_{накл}$ одной накладки на величину износа. Тогда увеличение ΔL_n зазора, вызванное износом накладок на 1 мм^3 , дает формула № 24. Исходя из этой формулы и установленной выше связи между ходом толкателя (зазором) и ходом штока (формула № 4), путем математических преобразований можно получить коэффициент $k_{уд.пер_n}$ удельного износа накладки от перемещения при n -м торможении (формула № 25).

Как известно, износ тормозной накладки существенно зависит от температуры. При этом энергетическая интенсивность изнашивания может быть определена экспериментально и представлена в виде формулы № 26.

Таково решение второй задачи.

При решении третьей задачи, так же, как и при выводе формулы для расчета $k_{уд.пер_n}$, определяется изме-

нение хода штока, вызванное изменением температуры диска с момента соприкосновения накладок и диска при n -м торможении до момента соприкосновения накладок и диска при $(n + 1)$ -м торможении. Это формула № 27, для которой значения L_T и ΔT_n дают формулы № 28 и 29, а температура диска может быть рассчитана с помощью формул № 30. Причем в последнем случае граничные условия имеют вид формул № 31, первые три из которых описывают режим движения автомобиля.

Зависимость произведения коэффициента теплоотдачи и площади поверхности теплообмена ($\alpha(v)F$) от скорости автомобиля может быть определена как экспериментальным путем, так и расчетным с использованием известных программ и методик, в том числе программ приложе-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$y_{n+1} = y_n - \frac{y_{n+1} + C}{u(y_{n+1})} + y_{ин} + y_{тн}$	y_n — ход штока при n -м торможении; C — ход штока до полной выборки свободного хода регулятора (зазора между приводным штифтом и полумуфтой); $y_{ин}$ — изменение хода штока, вызванное износом накладок при n -м торможении; $y_{тн}$ — изменение хода штока, вызванное изменением температуры диска с момента его соприкосновения с накладками при n -м торможении до момента их соприкосновения при $n+1$ -м торможении; $u(y_{n+1})$ — передаточное отношение регулятора зазора при ходе штока y_{n+1}
2	$y_{n+1} = \frac{(y_n + y_{ин} + y_{тн})u(y_n) + C}{u(y_n) + 1}$	—
3	$y_{n+1} = y_n + y_{ин} + y_{тн}$	—
4	$i = \frac{dy}{dL}$	—
5	$y = \sqrt{b^2 + c^2 - 2bccos(\alpha + \varphi)} - \sqrt{b^2 + c^2 + 2bccos\alpha}$	b — расстояние от оси вращения разжимного рычага до центра поворота штока; c — плечо разжимного рычага; α — угол между b и c
6	$L = e(\cos(\psi - \varphi) - \cos\psi)$	e — эксцентриситет разжимного рычага; ψ — угол, определяющий положение эксцентриситета
7	$y = \sqrt{b^2 + c^2 - 2bccos\left(\alpha + \psi - \arccos\left(\frac{e\cos\psi + L}{e}\right)\right)} - \sqrt{b^2 + c^2 - 2bccos\alpha}$	—
8	$i = \frac{dy}{dL} = \frac{bcsin\left(\alpha + \psi - \arccos\left(\frac{e\cos\psi + L}{e}\right)\right)}{\sqrt{\left(b^2 + c^2 - 2bccos\left(\alpha + \psi - \arccos\left(\frac{e\cos\psi + L}{e}\right)\right)\right)\left(e^2 - (e\cos\psi + L)^2\right)}}$	—
9	$L = ecos\left[-\alpha + \psi + \arcsin\left(\frac{2bccos\alpha - 2y\sqrt{b^2 + c^2 - 2bccos\alpha - y^2}}{2bc}\right)\right] - ecos\psi$	—
10	$u_{np} = \frac{dy}{dl}$	—
11	$l = \frac{RP\varphi}{2\pi r}$	R — радиус расположения передаточного штифта; P — шаг резьбовой втулки; r — радиус полумуфты
12	$\varphi = \arccos\left[\frac{2bccos\alpha - 2y\sqrt{b^2 + c^2 - 2bccos\alpha - y^2}}{2bc}\right] - \alpha$	—
13	$l = \frac{RP\arccos\left[\frac{2bccos\alpha - 2y\sqrt{b^2 + c^2 - 2bccos\alpha - y^2}}{2bc}\right] - \alpha}{2\pi r}$	—
14	$u_{np} = \frac{dy}{dl} = \frac{\pi r \sqrt{4b^2c^2 + \left(y^2 + 2y\sqrt{b^2 + c^2 - 2bccos\alpha} - 2bccos\alpha\right)^2}}{RP\left(y + \sqrt{b^2 + c^2 - 2bccos\alpha}\right)}$	—
15	$\varphi_c = \frac{sk_C}{R}$	—
16	$C = \sqrt{b^2 + c^2 - 2bccos\left(\alpha + \frac{sk_C}{R}\right)} - \sqrt{b^2 + c^2 + 2bccos\alpha}$	—
17	$u = \frac{L+l}{l} = 1 + \frac{L}{l}$	—
18	$L(y) = \int_C^y \frac{dy}{i(y)}$	—

№ формулы	Формула	Примечания
19	$k(y) = \int_C^y \frac{dy}{u_{np}(y)}$	—
20	$u(y) = 1 + \frac{\int_C^y \frac{dy}{i(y)}}{\int_C^y \frac{dy}{u_{np}(y)}}$	—
21	$y_{n_n} = J_{W_n} k_{уд. пер.} W_{R_n}$	J_{W_n} — энергетическая интенсивность изнашивания, $k_{уд. пер.}$ — коэффициент удельного (на 1 мм ³) износа накладки от перемещения на n -м торможении (увеличение хода штока); W_{R_n} — работа силы трения тормозного механизма при n -м торможении
22	$W_{R_n} = \int_{V_1}^{V_2} \frac{m_a(b' + \gamma_n h_g) V dV}{2L_a}$	m_a — масса автомобиля; L_a — его база; b' — расстояние от центра тяжести автомобиля до заднего моста; γ_n — удельная тормозная сила автомобиля при n -м торможении; h_g — высота центра масс автомобиля; V_1 и V_2 — скорости автомобиля в начале и конце n -го торможения
23	$W_{R_{ст}} = \frac{Jv_n^2}{2r_{дин}^2}$	J — момент инерции инерционных масс стэнда; v_n — скорость в момент начала n -го торможения; $r_{дин}$ — динамический радиус колеса
24	$\Delta L_n = \frac{1}{A_{накл}}$	$A_{накл}$ — площадь тормозной накладки
25	$k_{уд. пер.} = \frac{L(y_n) + \frac{1}{A_{накл}}}{\int_{L(y_n)} i(L) dL}$	—
26	$I_W = f(T)$	—
27	$\gamma_n = \frac{L(y_n) + \frac{1}{A_{накл}} + L_{T_n}}{\int_{L(y_n)} i(L) dL + \frac{1}{A_{накл}}}$	L_{T_n} — изменение зазора, вызванное изменением температуры диска с момента его соприкосновения с накладкой при n -м торможении до момента их соприкосновения при $n + 1$ -м торможении
28	$L_{T_n} = \Delta T_n \alpha_d h_d$	ΔT_n — изменение температуры диска в том же промежутке времени, что и в случае формулы № 27; α_d — коэффициент линейного расширения материала диска; h_d — толщина диска
29	$\Delta T_n = T_n - T_{n+1}$	T_n, T_{n+1} — температуры диска соответственно при n -м и $n + 1$ -м торможениях
30	$T_{n+1} = T_n + T_{H_n} - T_{O_n}; T_{H_n} = \frac{W_{R_n}}{m_d C_d};$ $T_{O_n} = T_n + T_{H_n} - T_{n, t_{O_n}};$ $T_{n, t+1} = \frac{2T_{n, t} m_d C_d - T_{n, t} \alpha(v_{n, t}) F + 2\alpha(v_{n, t}) F T_0}{2m_d C_d + \alpha(v_{n, t}) F};$ $T_{n, 0} = T_n + T_{H_n}; \alpha = f(v_{n, t})$	T_{H_n} — изменение температуры диска, связанное с работой тормозной силы n -го торможения; T_{O_n} — изменение температуры диска, вызванное его охлаждением с момента соприкосновения с накладкой при n -м торможении до момента их соприкосновения при $n + 1$ -м торможении; m_d — масса обода диска; C_d — коэффициент теплоемкости материала диска; α — коэффициент теплоотдачи; T_0 — температура окружающей среды; F — площадь поверхности теплообмена; t — время протекания процесса теплообмена; t_{O_n} — время между двумя последовательными торможениями; $v_{n, t}$ — скорость с момента соприкосновения диска с накладкой при n -м торможении в момент времени t
31	$\gamma_n = f(n); t_{O_n} = f(n); v_{n, t} = f(n, t); T_l = \text{const}$	—

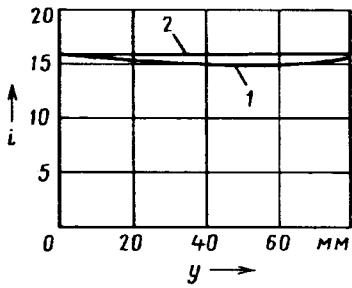


Рис. 2. Зависимость передаточного отношения ДТМП от хода штока:
1 — расчетное; 2 — заимствованное из технической характеристики

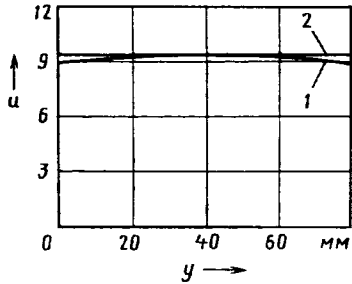


Рис. 3. Зависимость передаточного отношения регулятора от хода штока:
1 — расчетное; 2 — заимствованное из технической характеристики

ний к пакетам графического моделирования, решающих задачи инженерного анализа (в частности, анализа теплопередачи).

Формулы № 2, 3, 8, 9, 14, 16, 20–22, 25–30 представляют собой математическое описание изменения зазора, где граничные условия выражены формулой № 31, а начальные — это $u_1 = \text{const}$, $T_1 = \text{const}$.

Автор рассчитал значения зазора в тормозном механизме DB19 (фирма «Халдекс»), установленном на инерционном стенде, при следующих исходных данных: $\alpha = 0,8$ рад., $\Psi = 2$ рад., $b = 160$ мм, $c = 76$, $e = 5$, $R = 20$, $r = 20$, $P = 3,75$, $sk_C = 3$ мм, $J = 531$ кг·м², $r_d = 0,41$ м, $A_{\text{накл}} = 15\,000$ мм², $b_d = 10^{-5}$, $h_d = 45$ мм, $m_d = 22,1$ кг, $C_d = 500$ Дж/кг, $T_0 = 20$ °С, $\alpha(v)F = -4,34 \cdot 10^{-4}v^3 + 0,014v^2 + 0,058v + 4$, $J_{w_n}(T) = -8,39 \cdot 10^{-15}T_n^4 + 1,2 \cdot 10^{-11}T_n^3 - 3,47 \cdot 10^{-9}T_n^2 + 3,26 \cdot 10^{-7}T + 4,52 \cdot 10^{-5}$ (начальное условие — $L_1 = 0,8$ мм, $T_1 = 20$ °С).

Результат расчета передаточного отношения ДТМП и передаточного

отношения регулятора приведены на рис. 2 и 3 (кривые 1). На них же отражены (прямые 2) значения параметров, заимствованные из технической характеристики ДТМП DB19 ($i = 15,8$, $u = 9,43$.) Как видно из этих рисунков, сравниваемые параметры практически не различаются.

На рис. 4 приведены расчетные характеристики изменения зазора и его составляющие, обусловленные влиянием трех упомянутых выше факторов, а также изменение зазора, приведенного к температуре окружающей среды. Причем режим до первых 100 циклов торможения соответствует городскому циклу торможения АТС массой свыше 3,5 т (ГОСТ 20306–90), в диапазоне 100–200 циклов — торможениям со скорости 60 км/ч до скорости 30 км/ч с периодичностью 60 с (Правила № 13 ЕЭК ООН) и с 200-го цикла — торможениям со скорости 60 км/ч до остановки с периодичностью 60 с. Кроме того, после 70-го, 100-го, 121-го, 141-го, 161-го, 181-го, 200-го, 236-го, 251-го, 260-го, 280-го, 290-го и 299-го циклов имело место охлаждение тормозного механизма до температуры окружающей среды. Причем ввиду пропорциональности связи между температурой диска и его температурным расширением составляющая 5 на том же рис. 4 отражает также изменение температуры диска, максимум которой достигается при 236-м цикле торможения и составляет 1129 К, или 856 °С. (Нагрев

до такой температуры смоделирован в связи с тем, что в реальных условиях температура тормозных дисков в наиболее жестких условиях эксплуатации достигает ~1073 К, или 800 °С, и более.) Диапазон поддерживаемого зазора, согласно технической характеристике, — 0,8–1,2 мм, расчетное его значение (кривая 2 на рис. 4) находится практически в том же диапазоне.

На рис. 5 приведены аналогичные характеристики для 36 циклов торможений со скорости 60 км/ч до остановки с периодичностью 60 с и для 37-го цикла торможения при охлажденном тормозном механизме (аналогичен режиму, представленному на рис. 4, в промежутке с 201-го до 237-го цикла, то есть когда температура достигает максимального значения). С такими же условиями проведены экспериментальные исследования, при которых посредством измерений получено: увеличение толщины тормозного диска после 36-го цикла — 0,36 мм, тогда как расчетное значение составляющей изменения зазора, обусловленной температурным расширением диска, — 0,38 мм; износ тормозных накладок — 0,46 мм, расчетное значение составляющей изменения зазора, обусловленной износом накладок, — 0,45 мм.

Таким образом, сопоставление результатов расчета, охватывающее рассмотрение всех трех факторов, в том числе и их синтез, с данными, заимс-

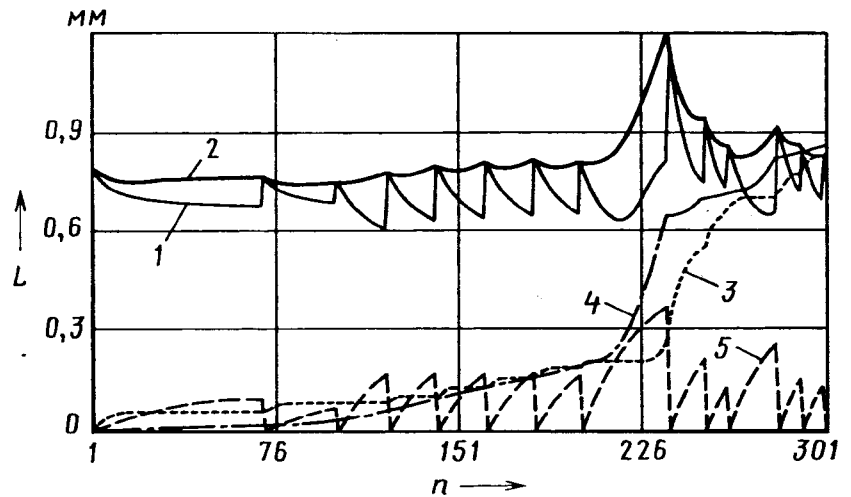


Рис. 4. Характеристика изменения зазора и его составляющих при различных режимах торможений:

1 — изменение зазора; 2 — изменение зазора, приведенного к температуре окружающей среды; 3 — составляющая изменения зазора, обусловленная его регулировкой; 4 — составляющая изменения зазора, обусловленная износом накладок; 5 — составляющая изменения зазора, обусловленная температурным расширением диска

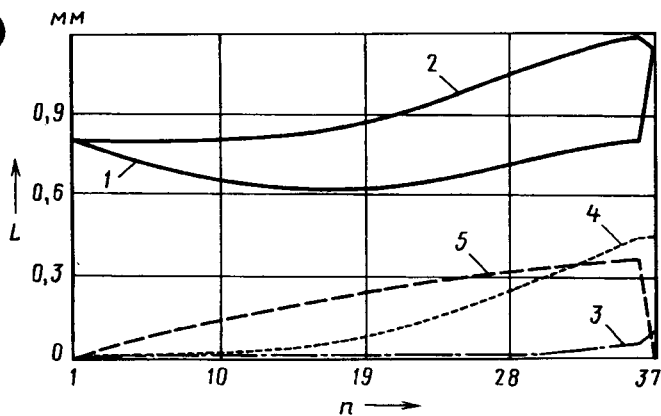


Рис. 5. Характеристика изменения зазора и его составляющих при торможениях со скоростью 60 км/ч с периодичностью 60 с: 1 — изменение зазора; 2 — изменение зазора, приведенного к температуре окружающей среды; 3 — составляющая изменения зазора, обусловленная его регулировкой; 4 — составляющая изменения зазора, обусловленная износом накладок; 5 — составляющая изменения зазора, обусловленная температурным расширением диска

тованными из технической характеристики, а также с результатами измерений свидетельствует о достаточно удовлетворительной для практического использования сходимости.

Из анализа установленных зависимостей вытекают следующие выводы.

1. Передаточное отношение ДТМП и ряд других параметров являются функциями хода штока, т. е. принимают различные значения в зависимости от зазора между накладками и диском.

2. Передаточное отношение регулятора принимает значения, превышающие единицу, что делает невоз-

можным при данной конструкции регулятора, используемой в механизмах последнего поколения различными производителями, изменить зазор до оптимального значения за один цикл торможения.

3. Обеспечение минимально необходимого стабильного значения зазора может быть достигнуто за счет гармоничного обеспечения одинакового влияния на зазор температурного расширения тормозного диска и износа тормозных накладок, а также гармонического синтеза этих факторов с параметрами, определяющими фактор регулировки зазора.

4. Использование в тормозных механизмах накладок, не получивших одобрения у производителя, может привести к негативным последствиям не только с точки зрения невозможности обеспечения необходимого коэффициента трения, но и с точки зрения существенной нестабильности зазора между накладками и диском, со всеми вытекающими отсюда последствиями — увеличением времени срабатывания механизмов и расхода воздуха, уменьшением тормозного момента и т. д.

5. В «идеальном» с точки зрения качества регулирования варианте регулятор должен изменять величину зазора до необходимого значения за один цикл торможения (т. е. $u = 1$), при этом он должен работать в двух направлениях, т. е. и уменьшать зазор, обеспечивая компенсацию износа накладок, и увеличивать его с целью компенсации температурного расширения диска.

Предлагаемое в статье математическое описание изменения зазора в ДТМП позволяет проводить функциональный расчет регулятора зазора и рационализировать параметры ДТМП. Оно может быть использовано также и в исследованиях тормозных механизмов при изучении других аспектов.

УДК 629.017:629.1.075

ВЛИЯНИЕ БАЗЫ АВТОМОБИЛЯ НА УСТОЙЧИВОСТЬ ЕГО ДВИЖЕНИЯ И УПРАВЛЯЕМОСТЬ

Р.Р. САНЖАПОВ, канд. техн. наук Е.В. БАЛАКИНА
ВолГТУ

Изложены результаты исследований влияния базы автомобиля на его устойчивость движения и управляемость в режимах торможения при наличии боковой силы: на «микст» и при повороте. Установлена неоднозначность влияния базы автомобиля на его устойчивость движения и управляемость по трем признакам: явлению увода эластичных колес, явлению самоповорота управляемых колес, свойствам блокирования колес.

Ключевые слова: колесные машины, активная безопасность, курсовая и траекторная устойчивость движения, курсовая и траекторная управляемость, тормозные свойства, база автомобиля, неоднозначность влияния базы на свойства активной безопасности.

R. R. Sanzapov, E. V. Balakina
THE ANALYSIS OF INFLUENCE OF BASE OF THE CAR ON ITS STABILITY OF MOVEMENT AND CONTROLLABILITY

In clause results of researches are stated of influence of base of the car on its stability of movement and controllability in modes of braking at presence of lateral force: on «mixt» and at turn. Ambiguity influence of base of the car on its stability of movement and controllability is established to three attributes: to the phenomenon of withdrawal of elastic wheels, the phenomenon of self-turn of operated wheels, properties of blocking of wheels.

Keywords: wheel machines, active safety, stability of movement, controllability, brake properties, base of the car, ambiguity of influence of base on properties of active safety.

Известно, что база автомобиля (расстояния между осями вращения передних и задних колес или между осями передних и задних балансирных тележек) весьма неоднозначно влияет на его «поведение» в той или иной дорожной ситуации, сказывается на величинах отклонений реальной его траектории от требуемой, т. е. задаваемой водителем. Эта неоднозначность проявляется при изменении массы и (или) скорости и (или) режима движения даже одного и того же автомобиля с той же базой. Проектное же изменение базы в одну сторону (увеличения или уменьшения) при одних соотношениях перечисленных параметров улучшает устойчивость движения и управляемость, а при других, наоборот, ухудшает свойства активной безопасности. Особенно ярко это проявляется на режимах, связанных с появлением боковых сил — при торможении на «микст» и на повороте. Причем как при наличии, так и при отсутствии электронных систем управления тормозами.

Причины такой неоднозначности, очевидно, связаны с особенностями взаимодействия колеса с дорогой. В частности, авторы установили, что неоднозначное влияние изменения величины базы на устойчивость движения и управляемость обусловлено разным временем блокирования колес (при отсутствии АБС) или выхода коэффициентов сцепления колес на заданный уровень (при наличии АБС) при продольном и поперечном перераспределении нагрузок. Это влияние сказывается на величинах не только отклонений автомобиля от траектории движения, но и тормозного пути.

Все это было выявлено с помощью разработанного в ВолГТУ программного комплекса, имитирующего движение двухосного автомобиля с АБС или без нее на различных ре-

жимах и учитывающего влияние боковых сил на величины зон трения покоя и скольжения в пятне контакта шины с опорной поверхностью.

В качестве объекта исследования взяли переднеприводный двухосный автомобиль класса М1 с кузовом седан. При его моделировании сделали следующие допущения: число колес передней оси — два, задней — произвольное при симметричном их расположении; опорная поверхность дороги — без продольных уклонов, но с неровностями синусоидального профиля, имеющими такую же длину и высоту, как у малоизношенного асфальтобетонного покрытия; параметры окружающей среды соответствуют нормальным условиям; кузов автомобиля представляет собой жесткое тело; управляемые колеса — передние, а упругие элементы их подвесок — одинаковые; упругие элементы подвесок задних колес — тоже одинаковые; характеристики упругих элементов всех подвесок — линейные, а амортизаторов — одинаковые (вид характеристики — по выбору); шины всех колес — одной модели и типоразмера и давление в них одинаковое; дисбаланс колес один и тот же и находится в пределах нормы; одноименные углы установки передних колес равны между собой (задних — по выбору).

Исследовались автомобили полной и снаряженной массах, при различных скоростях и режимах движения. База менялась в диапазоне $\pm 30\%$ номинальной. Режимы движения выбирались таким образом, чтобы реализуемая боковая сила, действующая на автомобиль, составляла $\sim 20\%$ силы веса автомобиля. (Такая боковая сила имеет место при поворотах с наименьшими радиусами кривых в плане на дорогах I—V категорий с рекомендуемыми для этих категорий дорог скоростями.)

В ходе исследований установлено, что симметричное изменение базы относительно положения центра масс автомобиля влияет на устойчивость его движения и управляемость. Но несимметричное ее изменение за счет изменения расстояния от центра масс до задней оси для автомобиля с передним расположением двигателя дает совершенно другие результаты. Кроме того, представляет интерес как вариант, достаточно легкий в конструктивном исполнении по отношению к прототипу автомобиля. Это хорошо видно из рис. 1 и 2, на первом из которых показаны зависимости линейных отклонений середины передней (S_1) и задней (S_2) частей автомобиля, а на втором — угла γ его разворота в плоскости опорной поверхности от базы B автомобиля полной и снаряженной масс при движении с левым поворотом при $P_y = 0,13 m_a g = P_z$.

Например, как при полной, так и при снаряженной массе линейные отклонения передней части автомобиля больше. Это связано с изменениями деформации шин при перераспределении вертикальных нагрузок, которая влияет на увод и колебания управляемых колес. На колесах передней оси вертикальная нагрузка больше, следовательно, радиальная деформация больше и пятно контакта тоже длиннее. Что существенно повышает стабилизирующий момент шины, следовательно, и линейное отклонение оси при повороте. Но увеличение длины пятна контакта уменьшает увод. Кроме того, при торможении с ростом продольного скольжения угол увода становится еще меньше, а при блокировании колес (а в исследуемом случае передние колеса блокируются первыми) увод совсем отсутствует, так что можно сделать вывод: увеличенные линейные отклонения передней оси связаны только с ростом

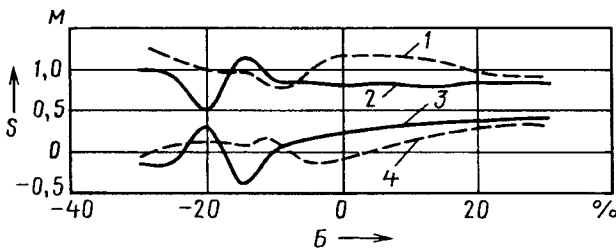


Рис. 1. Зависимость линейных отклонений траектории передней и задней частей автомобиля от его базы и массы:

1 — передняя часть, масса полная; 2 — передняя часть, масса снаряженная; 3 — задняя часть, масса снаряженная; 4 — задняя ось, масса полная

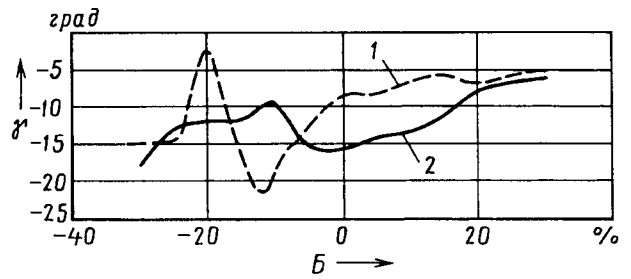


Рис. 2. Зависимость угла разворота автомобиля от его базы и массы:

1 — масса полная; 2 — масса снаряженная

стабилизирующего момента шин передних колес при продольном перераспределении нагрузок в процессе торможения.

При удлинении базы автомобиля путем увеличения расстояния от центра масс до задней оси последняя дополнительно разгружается, а передняя — дополнительно нагружается. Длины пятен контакта на колесах передней оси возрастают, а на колесах задней оси — уменьшаются. Соответственно на передних колесах возрастают стабилизирующие моменты шин и линейное отклонение S_1 . Следовательно, принятое удлинение базы еще больше увеличивает перераспределение нагрузок в продольном направлении, а ее уменьшение способствует выравниванию вертикальных нагрузок на осях.

От изменения базы зависит также и время блокирования (или выхода на заданный коэффициент сцепления при АБС) колес, что влияет на линейные отклонения автомобиля от заданной водителем траектории.

В соответствии с логикой мышления кажется, что первым должно блокироваться самое малонагруженное колесо автомобиля. Однако исследования показывают, что это далеко не так, когда речь идет не об одиночном колесе, а о системе деформируемых колес, оси вращения которых расположены на общем недеформируемом основании. И здесь главное не вертикальная нагрузка, а момент по сцеплению. С одной стороны, этот момент, действительно, зависит от вертикальной нагрузки на передние колеса при торможении (чем больше нагрузка, тем больше момент по сцеплению), а с другой — от динамического радиуса колеса (чем больше радиус, тем больше момент). В итоге тот из процессов, который идет быстрее, и определяет вероятность блокирования колеса. (Блокирование колеса говорит об отсутствии участка с трением покоя в пятне контакта, и тогда контактирующий участок шины уже не может воспринимать боковую силу, что приводит к боковому скольжению колес оси.)

Таким образом, влияние базы автомобиля на устойчивость его движения и управляемость неоднозначно по трем признакам: уводу, самоповороту управляемых колес, свойствам их блокирования.

Как уже упоминалось, кривые на рис. 1 и 2 соответствуют торможению на левом повороте при $P_y = 0,13 P_z$. При этом боковая сила P_y центробежного происхождения направлена, естественно, вправо. В результате самым нагруженным оказывается переднее правое колесо. За ним следуют переднее левое и заднее правое (в зависимости от того, в каком направлении перераспределение нагрузок больше — в продольном или поперечном), самое малонагруженное — заднее левое колесо. По логике, повторяем, первым должно блокироваться заднее левое колесо, а последним — переднее правое. Однако на практике все с точностью до наоборот. Это подтверждают рис. 3 и 4, на которых показано изменение времени блокирования передних и задних колес при изменении базы автомобиля полной и снаряженной массы. Все дело в характере изменения коэффициентов сцепления и их производных: порядок блокирования колес соответствует порядку стабилизации значений коэффициентов сцепления и их производных на этих колесах, но не соответствует порядку нагружения колес.

Чем ближе по величине линейные отклонения передней и задней частей, тем меньше угол разворота автомобиля, что улучшает курсовую устойчивость и управляемость. Разница в

траекторной (оценивается по линейному отклонению) и курсовой (оценивается по углу разворота) устойчивости автомобиля при изменении базы на 30 % в обе стороны от номинального значения в рассматриваемом случае составляет до 25 и 70 % соответственно.

На рис. 5 показан тормозной путь автомобиля при изменении базы. Из него следует, что как при полной, так и при снаряженной массе при различных величинах боковых сил наблюдается общая тенденция: при увеличении базы автомобиля его тормозной путь несколько (на 1,5 % при полной массе и на 2 % — при снаряженной) снижается. Это связано со средним реализованным коэффициентом продольного сцепления по всем колесам, который в целом с увеличением базы уменьшается.

Из результатов исследования можно сделать следующие выводы.

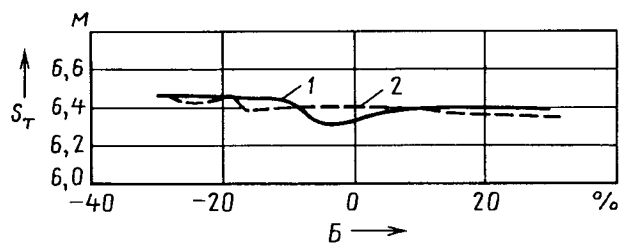


Рис. 5. Зависимость тормозного пути автомобиля от его базы и массы:

1 — масса полная; 2 — масса снаряженная

1. Симметричное изменение базы за счет изменения расстояний от передней и задней осей до центра масс в одинаковое число раз влияет на устойчивость движения автомобиля и его управляемость.

2. Изменение базы за счет изменения расстояния от задней оси до центра масс, что конструктивно удобнее, существенно влияет на устойчивость движения и управляемость, особенно на режимах торможения при наличии боковой силы — на «микст» и при повороте.

3. Влияние базы автомобиля на устойчивость его движения и управляемость неоднозначно по трем признакам: выводу эластичных колес, самоповороту управляемых колес и свойствам блокирования колес.

4. На примере рассматриваемого объекта, двухосного переднеприводного легкового автомобиля класса М1, увеличение базы на ± 30 % номинального при действии на автомобиль боковой силы до 20 % от силы его веса улучшает, во-первых, его курсовую устойчивость и управляемость (до 25 % — при полной массе и до 20 % — при снаряженной массе), во-вторых, траекторную устойчивость и управляемость (до 60 % — при полной массе и до 70 % — при снаряженной массе); в-третьих, тормозную динамику (до 1,5 % — при полной массе и до 2 % — при снаряженной массе).

5. Проектный выбор базы автомобиля должен основываться на исследованиях с помощью таких математических и программных моделей, которые при описании движения позволяют учитывать одновременно и его отклонения от траектории, и тормозной путь. То есть выбранная проектная база автомобиля при неизменных значениях других конструктивных параметров шасси должна обеспечивать минимальные линейные отклонения автомобиля от траектории при его различных загрузке и скоростях движения на разных режимах, не увеличивая тормозной путь.

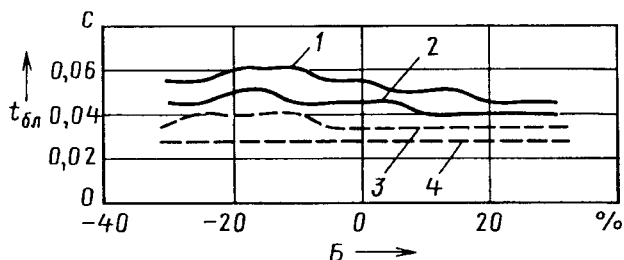


Рис. 3. Зависимость времени блокирования передних колес от базы автомобиля и его массы:

1 — масса снаряженная, левое колесо; 2 — масса снаряженная, правое колесо; 3 — масса полная, левое колесо; 4 — масса полная, правое колесо

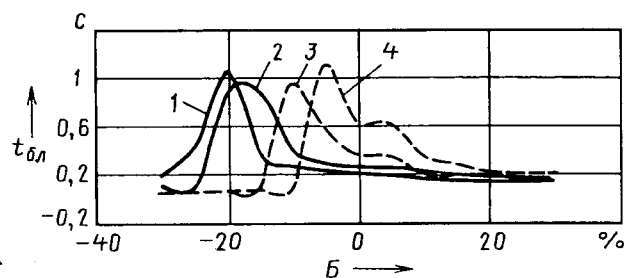


Рис. 4. Зависимость времени блокирования задних колес от базы автомобиля и его массы:

1 — масса снаряженная, правое колесо; 2 — масса снаряженная, левое колесо; 3 — масса полная, правое колесо; 4 — масса полная, левое колесо



ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 623.486

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРИОДИЧНОСТИ КОНТРОЛЯ АРМЕЙСКИХ АТС

Канд. техн. наук Н.М. НОВИКОВ, Р.В. ГИЛЕВСКИЙ

21 НИИИ МО РФ

Результаты анализа нынешних методов прогнозирования остаточного ресурса автомобильной техники показывают, что они сводятся либо к установлению этого ресурса для всей совокупности элементов АТС, либо конкретного диагностируемого

его элемента. В первом случае предупредительная замена элемента определяется периодичностью диагностирования и допустимым в момент диагноза значением параметра технического состояния, во втором по результатам оценки параметра конкретного элемента прогнозируется остаточный ресурс АТС в целом. Отсюда следует: традиционные методы прогнозирования технического состояния базируются на изучении закономерностей изменения диагностических параметров и конкретном определении их значений (текущего, предельного). Однако выявление таких закономерностей по каждому диагностическому параметру автомобиля весьма затратно как по трудоемкости, так и (что особенно важно для ВАТ) по времени. Поэтому авторы считают, что для прогнозирования технического состояния ВАТ нужны новые методы. В частности, предлага-



Рис. 1. Последовательность (алгоритм) прогнозирования остаточного ресурса армейских АТС

ется осуществлять такое прогнозирование, основываясь на закономерностях изменения вероятностей P возникновения отказов в объектах диагностирования по пробегу L АТС.

Алгоритм прогнозирования технического состояния АТС по предлагаемому методу приведен на рис. 1. Как из него видно, этот алгоритм включает четыре этапа. На первом из них осуществляется сбор статистической информации по результатам подконтрольной эксплуатации, приемочных, исследовательских и других видов испытаний армейских машин. Причем первоочередной задачей при сборе статистической информации является определение числа N объектов наблюдения.

Исходными данными для решения поставленной задачи при неизвестном законе распределения следует назначать, во-первых, доверительную вероятность γ , т. е. вероятность того, что доверительный интервал накроет действительное значение параметра по выборочным данным (она берется из ряда 0,80; 0,90; 0,95; 0,99); во-вторых, значение вероятности $P(L)$ безотказной работы образца (как правило, принимается $P(L) \geq 0,9$); в-третьих, зафиксированное число отказов (предельных состояний), которое, как правило, неизвестно, поэтому принимается равным нулю. Располагая этими данными, по справочным таблицам определяют N . (Например, при $P(L) = 0,9$ и $\gamma = 0,8$ $N \geq 15$.)

Второй этап — выбор наиболее значимых объектов диагностирования АТС. Здесь, по мнению авторов, лучше всего подходит метод, основанный на определении значений критерия B_i относительной весомости отказов и доли V_i отказов, которые водитель не может устранить самостоятельно.

Первый из перечисленных выше критериев вычисляется по формуле $B_i = \frac{1}{L} \sum_{j=1}^M n_{ij} K_{ij} (3_{ij} \tau_{ij} + C_j)$, в которой M — число отказов i -го объекта диагностирования на пробеге L ; n_{ij} — число j -х его одноименных отказов на том же пробеге; K_{ij} — коэффициент влияния объекта диагностирования на работоспособность АТС; 3_{ij} — средняя величина денежного довольствия специалистов ремонтного подразделения при устранении j -го отказа i -го объекта диагностирования, руб/(чел.-ч); τ_{ij} — средняя трудоемкость устранения j -го отказа i -го объекта диагностирования (чел.-ч); C_j — стоимость заменяемых при l -м ремонте узлов или деталей (в общем случае $l \neq M$).

Значение второго критерия дает формула $V_i = H_i/M_i$, в которой H_i — число отказов i -го объекта диагностирования, неустраняемых водителем; M_i — общее число отказов i -го объекта диагностирования.

Задачи третьего этапа: определение статистических вероятностей появления отказов объектов на рассматриваемом пробеге; разработка математических моделей (регрессионных зависимостей) вероятности отказов от пробега; статистическая оценка значимости коэффициента регрессионных моделей и их проверка на адекватность. При этом следует учитывать, что математическое описание, обоснование функции, учитывающей процесс изменения вероятности возникновения отказа от пробега, — очень важны в процессе прогнозирования: от выбора аппроксимирующей функции в конечном итоге зависят погрешность и трудоемкость прогнозирования. Поэтому требования, предъявляемые к математическому описанию, обоснованию функции изменения вероятности возникновения отказа от пробега весьма жесткие. Эта функция должна, во-первых, быть возрастающей и отражать интегральный характер изменения вероятности возникновения отказа объекта диагностирования в зависимости от пробега; во-вторых, быть универсальной, характеризующей линейную, степенную, экспоненциальную и другие зависимости изменения вероятности возникновения отказа от пробега; в-третьих, содержать небольшое число коэффициентов, что облегчит прогнозирование и обеспечит возможность использования простых расчетных формул.

Таким образом, изменение вероятности возникновения отказа от пробега необходимо аппроксимировать случайной упорядоченной функцией с возрастающими реализациями.

Четвертый этап — заключительный. Он сводится к непосредственному прогнозированию технического состояния объекта диагностирования и автомобиля в целом путем расчета по уравнениям регрессии вероятности возникновения отказа на интересующем специалиста пробеге.

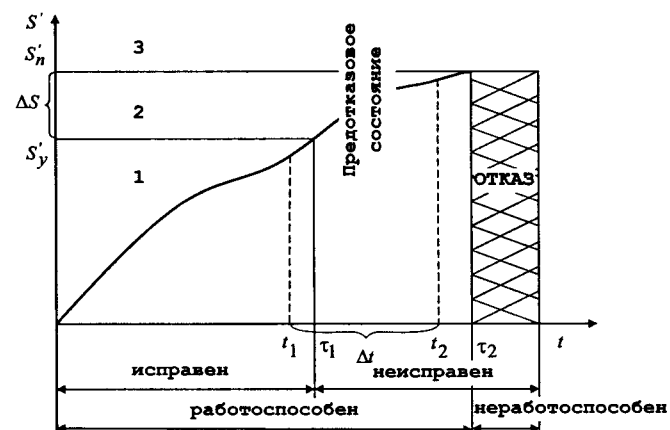


Рис. 2. Характер изменения параметра технического состояния объекта контроля



Рис. 3. Последовательность определения периодичности контроля технического состояния армейских АТС

Однако определение вероятности $P(L)$ — не самоцель. Одной из основных задач прогнозирования технического состояния является предупреждение возникновения отказов в образцах ВАТ. И ее решение — назначение упреждающих допусков (диагностических нормативов), которые способствуют предотвращению перехода объекта контроля в неработоспособное состояние на межконтрольном пробеге. Для этого следует пользоваться рис. 2, на котором приведена динамика изменения параметра технического состояния объекта.

Как видим, на этом рисунке несколько областей (зон). Первая из них (1) характеризует исправное состояние АТС, вторая (2) — неисправное, но работоспособное (предотказное) состояние; третья (3) — состояние неработоспособное. При попадании объекта в предотказное состояние, очевидно, нужно проводить восстановительные работы — для его

возвращения в исправное состояние, зону 1. Но поскольку переход из зоны 1 в зону 2 носит вероятностный характер, то столь же очевидно, что техническое обслуживание объекта должно проводиться в зависимости от его фактического состояния.

Далее. Величина упреждающего допуска $\Delta S'_e$ равная разности предельного (S'_n) и упреждающего (S'_y) значений параметра ($\Delta S'_e = S'_n - S'_y$), связана с периодичностью контроля Δt , равной разности моментов перехода объекта в зону 2 (t_2) из зоны 1 (t_1), так, что реализация процесса изменения контролируемого параметра после пересечения уровня S'_y при наработке $t_1 \leq t \leq t_2$ до момента t_2 не успевает пересечь уровень S'_n с вероятностью: $P(t) \geq P_3$. (Здесь P_3 — заданный уровень вероятности безотказной работы за время Δt .) Следовательно, зная значение вероятности безотказной работы образца на конкретном интервале пробега и заданный уровень вероятности безотказной работы, можно определить периодичность контроля технического состояния любого изделия автомобильной техники. Вероятность же безотказной работы образца на определенном интервале пробега, как известно, в общем случае определяется по формуле $P(t) = 1 - P^i$, в которой $P(t)$ — вероятность безотказной работы образца; P^i — вероятность возникновения отказа в образце. Но авторы предлагают в рассматриваемом случае использовать данные, полученные в результате прогнозирования технического состояния образца по способу, изложенному выше. Причем учитывать, что заданный уровень безотказной работы армейских АТС, используемых для транспортных перевозок, должен быть не менее 0,9.

Схематично последовательность определения периодичности контроля технического состояния образцов ВАТ может быть представлена так, как это показано на рис. 3. Причем главной операцией, на основании которой определяется периодичность контроля технического состояния образцов ВАТ, является сравнение заданной вероятности безотказной работы образца с расчетным ее значением. При этом для обеспечения заданного уровня надежности разность $P^i[P(t) - P_3][P(t) - P_3]$ между этими значениями должна быть более 0,05.

Таким образом, предложенный метод прогнозирования технического состояния армейских АТС по изменению вероятности возникновения отказа от пробега и определения периодичности контроля их технического состояния позволяет снизить, причем значительно, временные затраты на осуществление прогноза и повысить достоверность получаемых результатов за счет расчета вероятностных характеристик этих АТС.

УДК 629.621.018.66

МЕТОДИКА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ АВТОТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО В ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ УСЛОВИЯХ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

Канд. техн. наук К.М. ТАПИА, д-р техн. наук Н.Н. ПАТРАХАЛЬЦЕВ, С.А. КАЗАКОВ

УНИ, Лима (Перу), РУДН

Разработан метод диагностирования дизеля, находящегося в условиях эксплуатации, путем измерения дымности выпуска и эффективного крутящего момента в режимах разгонов — выбегов дизеля. Показаны возможности определять моменты времени эксплуатации, когда необходимо проводить очистку распылителей форсунок от кокса и сажи.

Ключевые слова: дизель, дымность выбросов, коксование распылителей форсунок, раскоксовывание форсунок, очистка форсунок, диагностирование технического состояния дизеля, испытания дизеля в режимах разгонов — выбегов, регулирование дизеля отключением — включением цилиндров, изменение эффективности дизеля в эксплуатации.

Tapia K.M., Patrakhaltsev N.N., Kazakov S.A.
TECHNICAL DIAGNOSIS OF DIESEL PERKINS OF URBAN BUS IN OPERATING CONDITIONS

There are worked out method for diagnosis of diesel engine in operating conditions by measuring of smoking of exhaust and effective moment during acceleration — deceleration of engine. There are presented opportunities to determine the moment of operating conditions, were it is necessary to clear up the injectors from coke and soot.

Keywords: method, diagnosis, diesel, smoking of exhaust, effective moment, operating conditions.

Состояние дизелей АТС обычно диагностируют по среднестатистическим показателям, которые фирмы-изготовители обычно приводят в соответствующих инструкциях. Однако это не совсем логично: условия эксплуатации могут быть диаметрально противоположными. Следовательно, и требующими своего подхода. Типичный тому пример — дизели, работающие в Перу — горной стране с жарким климатом, постоянно высокой влажностью воздуха. То есть условия эксплуатации автотранспорта на ее территории довольно сложные. Причем как с организационной, так и с технической точек зрения. Например, из-за особенностей природно-климатических ус-

ловий большая часть общественного транспорта, городского коммунального хозяйства, а также строительных и дорожных машин и т. д. в Перу оснащены дизелями, поскольку они экономичнее и экологичнее ДВС с искровым зажиганием. Тем не менее экология больших городов непрерывно ухудшается. И прежде всего потому, что до недавнего времени в стране не существовало обязательного контроля и технического обслуживания силовых установок АТС, отсутствовали и нормы на токсичность и дымность их отработавших газов.

Особенно критическое положение сложилось в столице, г. Лиме. Значительный по численности парк общественного транспорта, массовая автомобилизация населения создают, как и везде, огромные транспортные потоки с высокой интенсивностью движения. Но в Лиме на них накладывается еще одно неблагоприятное обстоятельство — сугубо неустановившийся характер эксплуатационных режимов работы дизелей. Отсюда постоянная задымленность городской атмосферы, которая отрицательно сказывается на здоровье людей, загрязняет здания, памятники культуры, создает условия для ДТП.

В связи со сложившейся обстановкой правительство в 1999 г. вынуждено было ввести нормы на дымность отработавших газов ДВС. Кроме того, в настоящее время практически весь общественный транспорт оснащен дизелями «Перкинс» — одними из наиболее экологически чистых ДВС. Однако положение с задымленностью улиц больших городов улучшилось несущественно. В связи с этим возникла острая необходимость выявления уровней дымности АТС, путей и средств ее снижения в условиях эксплуатации. В том числе изучение основных неисправностей дизелей, обусловленных повышенным коэффициентом их загрузки, а также разработка методов и средств восстановления их эксплуатационных качеств.

Такую работу попытались выполнить авторы данной статьи.

С этой целью они исследовали более 200 автобусов, эксплуатирующихся в городах Перу. При этом было выявлено, что основными причинами резкого повышения дымности дизелей «Перкинс» в эксплуатации и снижения их топливной экономичности являются отказы топливной аппаратуры. Причем до 60—70 % этих неисправностей связаны с коксованием распылителей форсунок. И главное, в условиях Лимы, например, заметное влияние коксования распылителей на выходные показатели дизеля проявляется уже через 250—400 ч работы — вместо гарантированных фирмой 2500—3000 ч. Другими словами, если применять широко известные способы механической очистки, то трудоемкость восстановления работоспособности распылителей оказывается в 10 раз выше, чем, скажем, в США. Методы же безразборного восстановления технического состояния распылителей, т. е. физико-химической очистки, очистки с помощью водотопливной эмульсии, в Перу пока не нашли практического применения. Отсюда был сделан вывод: нужны новые методы безразборного восстановления эксплуатационных качеств распылителей форсунок и рекомендации по их применению именно в Перу. И начинать следует с разработки методов и средств диагностирования технического состояния дизеля без вывода транспортного средства из текущей эксплуатации. Причем с учетом того, что повышенное коксование распылителей форсунок может быть связано не только с режимами эксплуатации дизеля, но и с качеством применяемого топлива, несвоевременностью технического обслуживания топливной аппаратуры и дизеля в целом.

При решении этой задачи в качестве объекта исследования был взят дизель «Перкинс 6.354» (6Ч9, 84/12,7), имеющий следующие характеристики: $V_h = 0,967 \text{ дм}^3$, $N_{e,ном} = 81 \text{ кВт}$, $n_{ном} = 2600 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,64 \text{ МПа}$, $g_{e,ном} = 256 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$, а в качестве его диагностических параметров — дымность отработавших газов и развиваемый крутящий момент (мощность) на режимах свободных разгонов. Причем последнее — не случайно: специалистам хорошо известно, что при чрезмерно большом коксовании распылителей возможно столь значительное уменьшение цикловой подачи топлива, что дымность

отработавших газов начинает уменьшаться. Поэтому диагноз только по дымности может дать ошибочный результат. А вот диагностирование по развиваемому моменту покажет его снижение, что и подтвердит наличие неисправности.

Технология реализации этого метода включает операции разгона—выбега с измерением частоты вращения коленчатого вала и дымности отработавших газов, статистическую обработку результатов измерений, определение достоверных характеристик, а по ним — развиваемого дизелем крутящего момента (мощности). Как это делается конкретно, рассмотрим режим разгона дизеля с заранее определенным моментом инерции J_d (у дизеля «Перкинс» $J_d = 3,83 \text{ Нм} \cdot \text{с}^2$) по его внешней скоростной характеристике, представленной в виде аппроксимирующего полинома второй степени (формула № 1 в таблице). Тогда для режима разгона дизеля без нагрузки получаем уравнение динамического равновесия двигателя (формула № 2). И если в период разгона определить три значения частоты вращения (n_1, n_2, n_3) в произвольные, заранее выбранные моменты времени t_1, t_2, t_3 и три значения угловых ускорений ω в эти же моменты, то получим систему уравнений, решение которой имеет вид, представленный соответственно формулами № 3, 4 и 5.

Авторы оценили погрешности измерений и регистрации параметров, а также применили методику статистической обработки результатов повторных реализаций режимов разгонов—выбегов. При этом было доказано, что при выполнении пяти повторных свободных разгонов дизеля, работающего на трансмиссию при нейтральной передаче в коробке передач, можно с достоверностью в 95 % утверждать, что результат измерения частоты вращения коленчатого вала не выйдет за пределы доверительного интервала, равного $\pm 10 \%$. Такая сравнительно высокая погрешность связана с кратковременностью (менее 2,5 с) разгона, а следовательно, с повышенны-

№ формулы	Операция, показания	Расчетная формула	Примечания
1	Полиномиальная аппроксимация внешней скоростной характеристик дизеля	$M_e = a_1 + a_2 n + a_3 n^2$	a_1, a_2, a_3 — постоянные коэффициенты; n — частота вращения коленчатого вала; M_e — эффективный крутящий момент
2	Уравнение динамического равновесия дизеля	$a_1 + a_2 n + a_3 n^2 - I_d \dot{\omega} = 0$	I_d — момент инерции дизеля; $\dot{\omega}$ — угловое ускорение вращения коленчатого вала
3	Решение уравнения для момента времени t_1	$a_1 = I_d \dot{\omega}_1 - a_2 n_1 - a_3 n_1^2$	—
4	Решение уравнения для момента времени t_2	$a_2 = I_d (\dot{\omega}_2 - \dot{\omega}_1) / (n_2 - n_1) - a_3 (n_2 + n_1)$	—
5	Решение уравнения для момента времени t_3	$a_3 = \{ I_d (\dot{\omega}_3 - \dot{\omega}_1) + I_d [(\dot{\omega}_2 - \dot{\omega}_1) / (n_2 - n_1)] (n_1 - n_3) \} / [n_1 n_2 - n_3 n_2 - n_1 n_3 + n_3^2]$	—

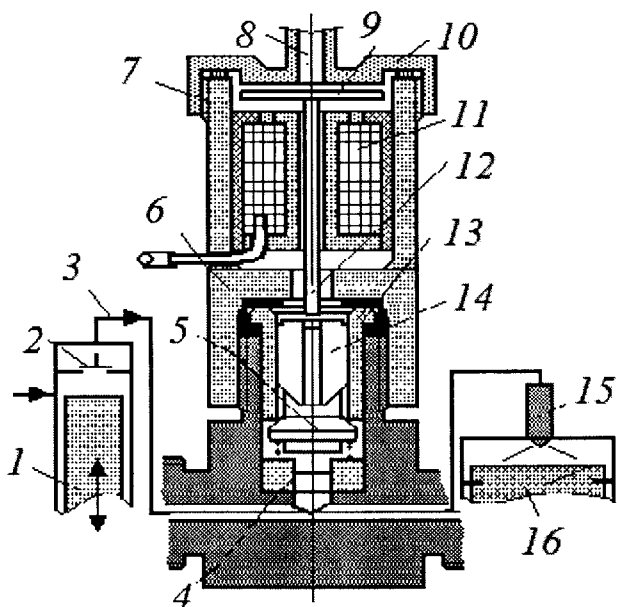


Рис. 1. Конструктивная схема отключателя подачи топлива в цилиндр:

1 — ТНВД; 2 — нагнетательный клапан ТНВД; 3 — линия высокого давления; 4 — ограничитель хода клапана слива топлива; 5 — клапан слива; 6 — подвод электропитания; 7 — корпус электромагнита; 8 — канал слива топлива; 9 — пластина; 10 — крышка; 11 — электромагнитная катушка; 12 — шток; 13 — седло клапана; 14 — направляющий хвостовик; 15 — форсунка; 16 — дизель

ми погрешностями определения моментов времени, частоты и ускорения коленчатого вала в эти моменты. При достаточно же длительных разгонах (например, с внешней нагрузкой, когда время разгона достигает 15 с) доверительный интервал уменьшается до $\pm 5\%$. Однако разгон с нагрузкой при диагностировании дизеля на борту автомобиля выполнить невозможно. А вот разгон с частью выключенных цилиндров (к примеру, на двух работающих цилиндрах) вполне возможен, а по длительности он достаточен для повышения надежности получаемых результатов. При этом очевидно, что разгоны на двух цилиндрах надо проводить, меняя номера выключаемых цилиндров, а результаты определения крутящих моментов от двух цилиндров затем суммировать для получения крутящего момента всего дизеля.

Авторы все это проделали, применив отключатель подачи топлива (рис. 1).

При работе дизеля клапан 5 этого отключателя открывается за счет волн пониженного давления (разрежения), которые формируются в линии 3 высокого давления при отсечке подачи и посадке нагнетательного клапана 2 в седло. При подаче электропитания на электромагнитную катушку 11 пластина 9 притягивается к электромагниту, шток 12 нажимает на направляющий хвостовик 14 клапана 5, удерживая его в открытом состоянии. Поэтому при очередном цикле нагнетания топливо к форсунке не поступает, а сливается по каналу 8 в линию низкого давления. Цилиндр отключается.

Эти процессы иллюстрирует рис. 2. Как из него видно, после подачи электропитания на катушку (в момент 1) напряжение V на ней возрастает (до 24 В). Однако клапан 5 слива откроется (в момент 4) лишь после того, как произойдет очередной цикл II топливоподачи, отсечка подачи и в линии высокого давления сформируется волна пониженного давления (в волновом процессе 3), которая и обеспечивает открытие клапана слива и, следовательно, отсутствие очередного цикла III топливоподачи.

После снятия напряжения катушки (в момент 6) клапан 5 закрывается, и очередное впрыскивание топлива в цилиндр, т. е. цикл IV, происходит практически обычным порядком.

Результаты обработки экспериментальных свободных разгонов дизеля, установленного на автобусе, приведены на рис. 3.

После статистической обработки многократных разгонов дизелей, имеющих различную наработку, авторы получили довольно интересные результаты. Так, оказалось, что уменьшение крутящего момента дизеля напрямую зависит от этой наработки. Например, после 200 ч оно составило 10 %, после 400 ч — 30 и после 600 ч — 40 %. Допустимое же его значение в течение эксплуатации не должно превышать, как известно, 7–10 %.

Исследования дымности отработавших газов дизелей (ее измеряли через каждые 40 ч эксплуатации на тех же режимах свободных разгонов) дали результаты, приведенные на рис. 4.

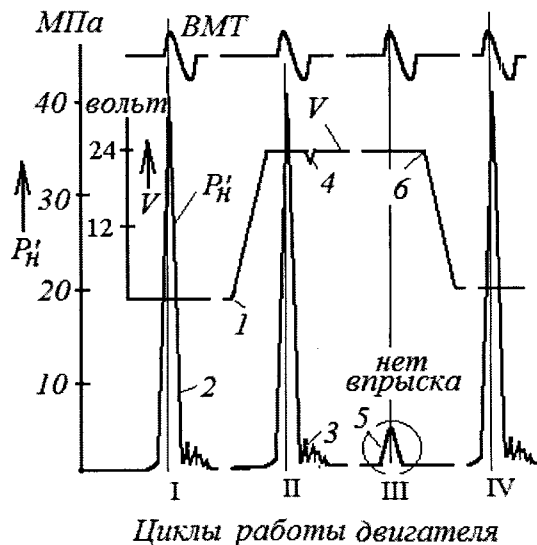


Рис. 2. Осциллограмма выключения—включения подачи топлива в цилиндр дизеля:

1 — момент начала подачи напряжения на электромагнитную катушку; 2 — осциллограмма изменения давления топлива у штуцера ТНВД; 3 — волновой процесс в линии высокого давления после отсечки подачи; 4 — момент открытия и удержания в открытом состоянии клапана слива; 5 — осциллограмма давления топлива при отсутствии его подачи через форсунку; 6 — момент снятия напряжения с электромагнитной катушки (включение цилиндров в работу); I, II, III, IV — последовательные циклы работы данного цилиндра двигателя

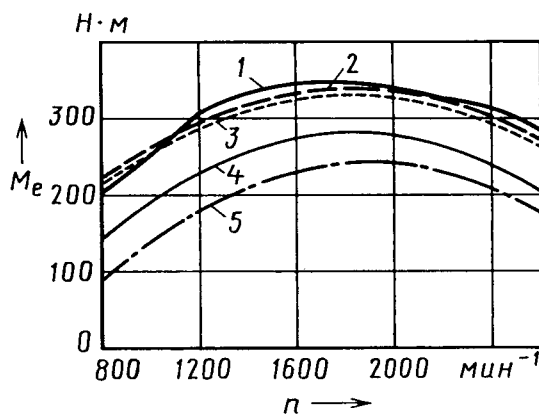


Рис. 3. Внешние скоростные характеристики дизеля «Перкинс 6.354» городского автобуса:

1 — характеристика дизеля, установленного на автобусе, полученная экспериментально методом разгонов в начале эксплуатации; 2 — паспортная его характеристика; 3, 4 и 5 — характеристики, полученные методом разгонов после 200, 400, 600 ч эксплуатации автобуса в условиях г. Лима

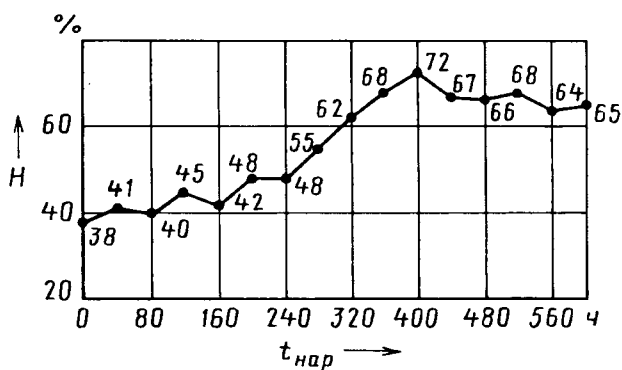
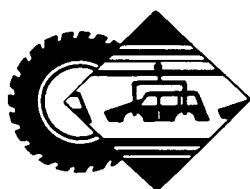


Рис. 4. Изменение дымности H отработавших газов дизеля «Перкинс» в процессе эксплуатации, определенное методом свободных разгонов и осреднением пяти повторных реализаций

Как видим, к 400 ч наработки дымность отработавших газов возросла от исходных 38 до 72 ед. по Хартриджу, т. е. фактически вдвое. Однако в последующие 200 ч она, наоборот,

снизилась до 65 ед., что, как уже упоминалось выше, вполне закономерно: подача ТНВД из-за его изнашивания снижается. И об этом говорит падение мощности (крутящего момента) дизеля. Математическим моделированием режимов разгонов дизеля, дизеля с потребителем (момент $J_{уст.}$ инерции силовой установки составляет $10,33 \text{ Нм} \cdot \text{с}^2$) с нагрузкой и без нее авторы получили следующие результаты: при наработке 600 ч выброс сажи возрастает почти в 3 раза, а расход топлива — на 25–30 %. Динамические же качества АТС ухудшаются на ~30 %. Хотя механические потери в дизеле за те же 600 ч возросли лишь на ~6 %, т. е. их можно считать во времени практически постоянными.

Подведем краткие итоги сказанному выше. Результаты эксплуатационных испытаний доказали, что уменьшение крутящего момента дизелей после 200, 400 и 600 ч эксплуатации в экстремальных условиях Перу гораздо больше, чем в других регионах мира. Значит, для них нужно вырабатывать сугубо национальные сроки контроля дымности отработавших газов и нормы этой дымности. То есть ориентация на среднемировые нормы здесь просто некорректна. Какими должны быть данные нормы, позволяет определить метод и технология его реализации, рассмотренные выше.



ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 658.58

Для снижения стоимости обслуживания станков

Канд. техн. наук Ю.И. САВИНОВ

ООО «Перитон Индастриал»

Эффективная система технического обслуживания станков проводится на основе оценки их технического состояния, с помощью безразборных методов диагностики. Основана на том, что, определяя отдельные узлы и детали, которые имеют дефекты, ремонт проводится целенаправленно, устраняя конкретные недостатки, что позволяет снизить затраты на 40–50 % от общей стоимости затрат на техническое обслуживание.

Ключевые слова: металлорежущие станки, вибродиагностика, ремонт.

Yu.I. Savinov
FOR LOW COST SERVICE OF MACHINS

The effective system of machine tools maintenance method is based on technical condition estimation, with dismantlable diagnostics method support. The purposeful repair can be performed by detecting separate defective units and components. Eliminating of particular defects helps to reduce cost by 40–50 % of total technical maintenance cost.

Keywords: machine tools, vibration diagnostic, re, air.

Известно, что стоимость обслуживания станков за весь период их эксплуатации в 4–5 раз превышает их первоначальную стоимость. Поэтому снижение этих затрат было и остается «головной болью» всех машиностроительных предприятий. Причем если одновременно повысить и качество ремонта станков, то, следовательно, эффективность работы станочно-парка резко возрастет.

До недавнего времени эта проблема казалась неразрешимой. Однако сейчас появились новые методы и средства, которые позволяют одновременно и снизить затраты, и повысить качество ремонта и обслуживания оборудования. Все

они основаны на разумном сочетании организационных и технических мер.

Так, в качестве главной организационной меры в данном случае чаще всего используется метод централизации служб предприятия — объединение ремонтных групп, разбросанных по отдельным цехам, в единый ремонтный цех, создание в нем узкоспециализированных бригад наладчиков, которые будут заниматься обслуживанием и ремонтом токарных, фрезерных, шлифовальных и т. п. станков. Одно только это позволяет, как показывает опыт, на 30–50 % повысить производительность труда при ремонте оборудования.

Большой эффект дает также создание участков по ремонту основных узлов станков (шпиндельных узлов и шариковинтовых пар, электроники и т. д.) и механического участка по изготовлению быстроизнашиваемых деталей и восстановлению деталей ответственных. Итог: на предприятиях, внедривших централизованный ремонт, одновременно улучшилось качество ремонта и снизились затраты на его проведение.

Но, к сожалению, централизация обслуживания и ремонта возможна только на крупных предприятиях. На средних же и небольших требуется не узкая специализация а, наоборот, универсальность работников ремонтных служб, что совсем не означает, что для них проблема по-прежнему остается неразрешимой. Для них, как и для крупных предприятий, важнейшая составляющая повышения эффективности работы ремонтных служб — внедрение современных технических средств, позволяющих перейти к обслуживанию оборудования по фактическому состоянию [1, 2]. Этот метод с 1990-х годов широко распространен на автомобильных, авиационных, ракетно-космических и вообще машиностроительных заводах США, Японии, Англии и Франции и основан на том, что, оценивая техническое состояние станков, выявляют отдельные узлы и детали, которые имеют дефекты, и целенаправленно устраняют их. В результате повышается стабильность работы производства, на 40–50 % снижаются затраты на обслуживание и ремонт, обеспечивается прогнозируемость времени безаварийной работы оборудования и возможность заранее заказать необходимые для ремонта комплектующие.

Узел станка	Деталь станка	Дефект детали	Величина дефекта, %, на станке №				
			1	2	3	4	5
Шпиндельный	Подшипник 3182114	Износ внутреннего кольца и биение вала	12	—	—	—	—
		Обкатывание наружного кольца	9	—	11	—	—
		Биение вала или износ внутреннего кольца	6	—	12	—	8
	Шестерни 45/45	Дефекты зацепления пары шестерен z45/45	9	10	13	9	13
	Подшипник 202	Обкатывание наружного кольца	8	6	—	6	—
		Биение вала	7	7	—	—	7
Проскальзывание внутреннего кольца Раковины на внутреннем кольце		—	—	13	—	—	
Подшипник 46212	Неоднородный радиальный натяг	16	—	18	—	—	
	Неоднородный радиальный натяг и износ внутреннего кольца	9	—	—	—	—	
	Раковины на внутреннем кольце	—	—	4	—	—	
	Обкатывание наружного кольца Биение вала или износ внутреннего кольца	—	—	13	—	—	
Подшипник 203	Неоднородный радиальный натяг	8	—	—	7	—	
	Биение вала или износ внутреннего кольца	—	—	12	—	—	
	Биение вала или дефекты шкива шпинделя Обкатывание наружного кольца	—	6	—	3	7	
Подшипник 46205	Неоднородный радиальный натяг	6	—	—	—	—	
	Биение вала или износ внутреннего кольца	—	—	13	6	—	
	Обкатывание наружного кольца	—	9	—	7	—	
	Биение вала или дефекты шкива шпинделя	—	—	—	—	3	
Продольный привод	Подшипник 504707P в опоре ШВП Z	Раковины и сколы на телах качения	—	4	—	—	—
		Биение вала или износ внутреннего кольца	—	—	—	12	—
	Подшипник 504707У в опоре ШВП Z	Износ колец	7	—	—	—	—
		Раковины на кольцах	—	4	—	—	—
		Дефект муфты	—	—	—	10	—
	Подшипник 305	Раковины на внутреннем кольце	—	3	—	—	—
Шестерни 52/52	Дефект пары шестерен z52/52	—	—	—	7	5	
	Биение вала или износ внутреннего кольца	—	—	—	8	5	
	Дефекты на оси двигателя	—	—	—	6	—	
ШВП Z	Износ тел качения	8	—	—	—	—	
	Биение вала или износ винта	—	4	—	—	—	
	Раковины на винте	—	5	—	—	—	
	Дефекты муфты или износ винта	—	—	—	9	—	
	Раковины и сколы на гайках и телах качения	—	—	—	—	9	
Поперечный привод	Подшипник 504707P в опоре ШВП X	Износ внутреннего кольца и биение вала	4	—	—	—	9
		Износ наружного кольца	—	—	4	—	4
	Шестерни 64/32	Дефект большой шестерни z64/32	15	4	22	14	22
	Шестерни 40/20	Дефект большой шестерни z40/20	4	7	—	12	—
		Биение вала Дефекты муфты или износ внутреннего кольца	4	10	6	9	6
	Подшипник 504707У в опоре ШВП X	Раковины и сколы на телах качения	—	9	—	—	—
Биение вала		—	—	6	—	6	
Перекос неподвижного кольца Дефекты муфты или износ внутреннего кольца		—	—	—	9	—	
ШВП X	Обкатывание наружного кольца	8	—	6	—	6	
	Износ гаек	4	3	—	—	—	
	Биение вала или износ винта	—	7	6	17	6	
	Раковины на гайках	3	—	—	—	—	
Револьверная головка	Подшипник 206	Дефекты тел качения и сепаратора	20	18	16	—	16
		Раковины и сколы на телах качения	19	—	20	—	20
	Шестерни 44/20	Дефекты большой шестерни 44/20	9	10	27	—	27
		Дефекты на оси двигателя	8	—	16	5	16
Подшипник 8205	Неоднородный радиальный натяг или износ колец	—	18	—	—	—	
	Дефекты муфты или износ внутреннего кольца Раковины и сколы на телах качения	—	—	16	—	26	
Подшипник 7205	Износ внутреннего кольца и биение вала	21	—	12	—	12	
	Неоднородный радиальный натяг или износ колец	—	16	—	—	—	

Достоинства этого метода особенно очевидны тогда, когда в качестве исходных данных используются результаты, полученные методами и средствами, позволяющими оценить станок без его разборки. В частности, вибродиагностические методы и метод оценки согласованности работы приводов, предназначенный для станков с ЧПУ [3]. Причем с практической точки зрения особенно интересен первый из них: он дает возможность продиагностировать до 23 параметров. В том числе выявить недопустимые износы колец, тел качения и сепараторов подшипников, перекос их наружных колец, наличие раковин на телах качения; биение или перекос валов и шпинделей; износы шестерен; погрешности зацепления передач и т. д. А затраты времени на такое диагностирование одного станка, проводимое непосредственно в цехе, как правило, не превышают 2—3 ч. Для этого необходима лишь управляющая программа, в которую вводят параметры подшипников, шестерен, шариковинтовых пар, записан частотный диапазон измерения вибрационных характеристик и показатели, характеризующие динамику работы узлов и деталей станка. Оператору нужно только знать опорные точки для поочередной установки акселерометра.

Пример конкретных результатов диагностирования пяти станков мод. 1325Ф30, установленных в одном цехе, приведен в таблице. Зная их, а также предельно допустимые значения измеряемых параметров (скажем, для подшипников, шестерен и шариковинтовых пар принято, что их износы не должны превышать 10 % от номинала), легко установить, нужно ли их заменять.

Так, для рассматриваемых пяти станков мод. 1325Ф30 одного года выпуска, для которых подошло время выполнения капитальных ремонтов (полной их разборки), необходимо, как видно из таблицы, выполнить следующие работы: на станке № 1 — заменить шпиндельные подшипники 3182114 и 46212, в поперечном приводе — шестерни с числом зубьев 64 и 32, в револьверной головке — подшипники 206 и 7205; в револьверной головке станка № 2 — заменить подшипники 206, 8205 и 7205; в станке № 3 — заменить подшипники 3182114, 46212, 203, 46203 и пару шестерен с числом зубьев 45 и 45 шпиндельного привода, шестерни с числом зубьев 64 и 32, подшипники 206, 8205, 7205 поперечного привода и шестерни с числом зубьев 44 и 20 револьверной головки; в продольном приводе станка № 4 — заменить подшипник 504707, в поперечном приводе — шестерни с числом зубьев 64 и 32, устранить перекос винта, заменить шестерни с числом зубьев 40 и 20 и винт; в станке № 5 заменить пару шестерен с числом зубьев 45 и 45, шестерни с числом зубьев 64 и 32 поперечного привода, подшипники 206, 8205, 7205 и пару шестерен с числом зубьев 44 и 20 револьверной головки.

Как видим, вместо полной разборки станков требуется лишь частичная разборка тех их узлов, где имеются дефектные детали, и устранить конкретные неисправности. То есть

реально необходимый объем работы составляет 20—50 % от того, что потребовалось бы при традиционном методе планово-предупредительного ремонта [4]. Сокращается и время ремонта, так как не нужно разбирать исправные узлы и можно заранее заказать требующиеся для замены комплектующие. Кроме того, разборка работоспособных узлов с целью осмотра состояния комплектующих всегда приводит к тому, что на беговых дорожках исправных подшипников из-за перекосов при демонтаже или ударов при повторной сборке появляются задиры, следы наклепа и т. п.

Однако следует иметь в виду, что при внедрении новых технологий ремонта нередки случаи, когда ремонтный персонал противится этому. Почему — понятно: при старых методах требуется значительно большее число слесарей-ремонтников и электронщиков, так как они вынуждены в соответствии с графиком планово-предупредительного ремонта проводить разборку с последующей сборкой, отладкой и работоспособных узлов, что положительно сказывается на зарплате. Тем не менее переход на современное обслуживание оборудования необходим. Особенно сейчас, когда специалисты-рабочие по обслуживанию и ремонту станков в дефиците. Так что при переходе на обслуживание станков нужно принимать меры, при которых рабочие стали бы не противниками, а сторонниками такого перехода. Но это уже, как говорится, другая тема.

Таким образом, даже из того, что сказано выше, видно, что переход на систему обслуживания оборудования по его техническому состоянию позволяет получить существенный экономический эффект, потому что он исключает необходимость разборки работоспособных узлов и деталей; позволяет устранять дефекты на начальном этапе их возникновения; предупреждает аварийные выходы из строя оборудования; оптимизирует реальные сроки проведения ремонтных работ; дает возможность по выявленным дефектам планировать объемы работ и приобретать заранее запасные части; сокращает объемы заказов запасных частей и снижает объемы механической обработки; уменьшает время, затрачиваемое на проведение работ; повышает качество и на 40—50 % снижает стоимость обслуживания оборудования.

Литература

1. Савинов Ю.И. Современная комплексная безразборная диагностика технического состояния станков // Станки и инструмент. — 2008. — № 9. — С. 5—11.
2. Барков А.В., Баркова Н.А., Азовцев А.Ю. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации: Изд. Центр СпбГМТУ. — 2000. — 159 с.
3. Савинов Ю.И. Отладка и регулировка станков с ЧПУ с использованием методов безразборной диагностики // Инструмент, технологии, оборудование. — 2008. — № 10. — С. 50—52.
4. Клягин В.И., Сабиров Ф.С. Типовая система технического обслуживания и ремонта металлорежущего и деревообрабатывающего оборудования. М.: Машиностроение. — 1988. — С. 672.

УДК 621-192 (035)

ОСОБЕННОСТИ ОЦЕНКИ НАДЕЖНОСТИ ХОДОВОЙ ЧАСТИ МНОГООСНЫХ СПЕЦИАЛЬНЫХ КОЛЕСНЫХ ШАССИ

Канд. техн. наук С.А. ВИНОГРАДОВ, И.А. КОРНИЛОВ
Серпуховской военной институт ракетных войск

Известно, что надежность сложных технических систем определяется надежностью составляющих ее элементов. Такая система при отказе отдельных элементов и даже целых подсистем не всегда теряет работоспособность, а, как правило, лишь снижает характеристики эффективности. Это свойство обусловлено ее функциональной и структурной избыточностью. Типичный тому пример — автомобиль. Он представляет собой сложную техническую систему, состоящую из отдельных подсистем (агрегатов) — двигателя, трансмиссии, ходовой части и т. д., которые, в свою очередь, состоят из от-

дельных сборочных единиц, те — из деталей. То есть в общем случае автомобиль представляется четырехуровневой иерархической структурой: «автомобиль—агрегаты—сборочные единицы—детали». Причем на каждом уровне образуются, в соответствии с принципом декомпозиции, свои подсистемы.

Такая схема позволяет исследовать подсистемы отдельно, используя для нормирования их составляющих частей простые структуры типа «система—элемент» с последовательным или последовательно-параллельным соединением элементов. Другими словами, структуры, определение показателей надежности которых, как правило, не вызывает затруднений.

Так обстоят дела с «обычными» автомобилями. Со специальными же, в частности со специальными многоосными колесными шасси, — сложнее. При оценке их надежности необходимо учитывать особенности их предназначения и использования. Так, число осей здесь определяется максимально допустимой нагрузкой, приходящейся на одно колесо, управляемость и маневренность — числом управляемых осей, про-

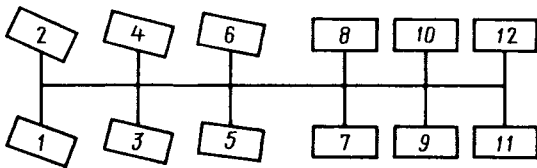


Рис. 1. Схема колесного движителя 12×12

ходимость — числом ведущих колес. То есть в таких системах применяется комбинированный способ резервирования, основанный на сочетании нагрузочной, структурной и временной избыточностей. В результате отказы отдельных элементов, отвечающих за выполнение тех или иных функций, могут не приводить к отказу шасси в целом, но снижают эффективность выполнения автомобилем основных его функций. Например, выход из строя одного управляемого ведущего колеса не ведет к полной потере управляемости или проходимости АТС, а лишь снижает значение соответствующих параметров.

Рассмотрим технологию оценки надежности подсистемы с комбинированным способом резервирования на примере ходовой части и колесного движителя шестиосного (12×12) специального колесного шасси, схема которого приведена на рис. 1. То есть шасси, все колеса которого — ведущие, колеса первой, второй и третьей осей — управляемые, колеса четвертой, пятой и шестой осей образуют заднюю тележку. При оценке надежности данной подсистемы в качестве показателя надежности примем, что один из наиболее информативных единичных показателей безотказности — вероятность безотказной работы $p(t)$. Кроме того, будем считать, что вероятность безотказной работы i -го элемента известна и равна $p_i(t)$, $i = \overline{1, n}$ (в нашем случае $n = 12$); колесный движитель выйдет из строя, когда произойдет отказ либо одного из элементов первой оси, либо двух и более элементов правого или левого борта, либо двух любых элементов второй и третьей осей, либо двух любых элементов четвертой, пятой и шестой осей.

Для решения рассматриваемой задачи, как известно, можно использовать три метода — полного перебора состояний, логико-вероятностный и статистических испытаний (Монте-Карло). Сущность первого, напомним, состоит в определении общего числа состояний системы, различающихся состоянием элементов. При этом учитывается, что каждый элемент может находиться в одном из двух состояний: A_i (i -й элемент системы работоспособен) и \bar{A}_i (i -й элемент находится в состоянии отказа). Кроме того, при решении задачи первым методом необходимы еще два допущения. Первое: все элементы колесного движителя шасси равнонадежны; второй: отказы элементов — события независимые.

Далее. Так как события A и \bar{A} несовместны и для каждого элемента образуют полную группу событий, то для каждого элемента сумма событий A и \bar{A} есть событие достоверное, т. е. $A + \bar{A} = D$. Исходя из этого, пространство Ω элементарных

событий можно представить в виде формулы $\Omega = \sum_{i=1}^N B_j$, в ко-

торой B_j — событие, заключающееся в том, что система находится в i -состоянии, N — общее число ее состояний.

Очевидно, что число состояний N , в которых может находиться система, состоящая из n элементов, каждый из которых, в свою очередь, может находиться в одном из двух (A и \bar{A}_i) состояний, будет равно $N = 2^n = 2^{12} = 4096$. Отсюда получаем следующее множество:

$$B_1 = A_1 \cap A_2 \cap \dots \cap A_{12}$$

$$B_2 = \bar{A}_1 \cap A_2 \cap \dots \cap A_{12}$$

.....

$$B_{4095} = \bar{A}_1 \cap \bar{A}_2 \cap \bar{A}_3 \cap \dots \cap \bar{A}_{12}$$

$$B_{4096} = \bar{A}_1 \cap \bar{A}_2 \cap \bar{A}_3 \cap \dots \cap \bar{A}_{12}.$$

Из этого множества необходимо выбрать те состояния (события), которые удовлетворяют требованиям работоспособности системы. К ним будут относиться такие:

$$B_1 = A_1 A_2 A_3 A_4 A_5 A_6 A_7 A_8 A_9 A_{10} A_{11} A_{12}$$

$$B_1 = A_1 A_2 \bar{A}_3 A_4 A_5 A_6 A_7 A_8 \bar{A}_9 A_{10} A_{11} A_{12}$$

$$B_{22} = A_1 A_2 A_3 A_4 A_5 \bar{A}_6 A_7 A_8 A_9 A_{10} \bar{A}_{11} A_{12}$$

$$B_{23} = A_1 A_2 A_3 A_4 A_5 \bar{A}_6 A_7 A_8 A_9 A_{10} \bar{A}_{11} A_{12}.$$

Так как события A и \bar{A} несовместны, то их комбинации в последнем множестве будут также несовместными событиями. А вероятность суммы несовместных событий равна, как известно, сумме вероятностей этих событий. На основании этого и учитывая, что вероятность безотказной работы элемента системы $p(A) = p_k(t)$, а вероятность отказа равна $p(\bar{A}) = 1 - p_k(t)$, можно записать формулу для вычисления вероятности безотказной работы системы:

$$p_{ш}(t) = 3p_k^{12}(t) - 14p_k^{11}(t) + 12p_k^{10}(t).$$

Аналогичным же способом (учитывая условия работоспособности) можно получить и формулы для вероятности безотказной работы колесного движителя шасси с колесными формулами 14×12 и 16×16:

$$p(t)_{ш} = 7p_k^{14}(t) - 24p_k^{13}(t) + 18p_k^{12}(t);$$

$$p(t)_{ш} = 17p_k^{16}(t) - 44p_k^{15}(t) + 28p_k^{14}(t).$$

При расчете вероятности $p_k(t)$ безотказной работы элемента колесного движителя необходимо учитывать также надежность его составных частей — колеса и детали его крепления к шасси, ступицы и подшипники. И это несложно: ведь из опыта эксплуатации многоосных шасси известно, что интенсивность λ_1 отказов их колеса равна $0,73 \cdot 10^{-6} \text{ км}^{-1}$, ступицы (λ_2) — $4,7 \cdot 10^{-6} \text{ км}^{-1}$, подшипников (λ_3) — $0,77 \cdot 10^{-6} \text{ км}^{-1}$. Тогда для периода нормальной эксплуатации (период приработки закончился, а период изнашивания и старения еще не наступил) вероятность безотказной работы элемента колесного движителя даст формула

$$p_k(t) = e^{-\sum_{i=1}^k \lambda_i t},$$

где $e = 2,71828$ — основание натурального логарифма; k — число составляющих элементов. Подставляя в нее значение t наработки шасси в часах или километрах пробега (L), можно вычислить значение $p_k(t)$, а по формуле для $p_{ш}(t)$ и двум формулам для $p(t)$ — оценку вероятности $p_{ш}$ безотказной работы колесного движителя шасси.

В качестве примера такой оценки на рис. 2 показана зависимость $p_{ш}$ от надежности элемента колесного движителя $p_k(t)$ для шасси с различными колесными формулами. Из него видно, что наилучшие показатели надежности у шасси с колесной формулой 12×12. Несмотря на то что, скажем, у шасси

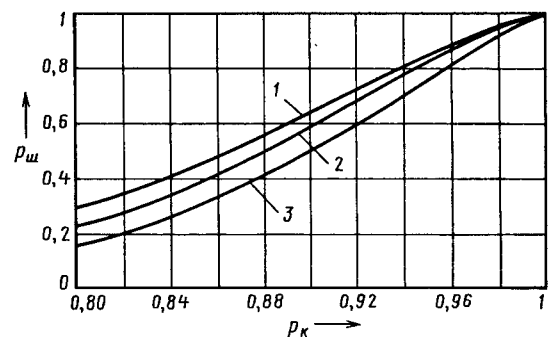


Рис. 2. Зависимость $p_{ш} = f(p_k)$ для шасси с различными колесными формулами:

1 — 14×12; 2 — 12×12; 3 — 16×16

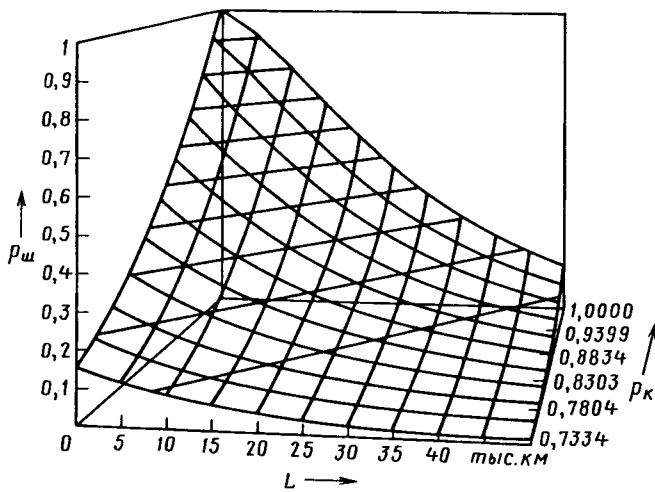


Рис. 3. Зависимости $p_{ш} = f(L)$ и $p_k = f(L)$ при пробеге шасси до 25 тыс. км

16×16 можно вывесить четвертую или пятую ось. Все-таки увеличение числа осей и управляемых колес откладывает отрицательный отпечаток на условия работоспособности и надежность ходовой части.

На рис. 3 приведено изменение надежности элементов и колесного хода в целом шасси 12×12 при наработке до 25 тыс. км (наработка, соответствующая гарантийной), а на рис. 4 — при наработке до 50 тыс. км (наработка, соответствующая ресурсу изделия). По этим рисункам можно проследить динамику изменения надежности колесного хода шасси в зависимости от пробега при постоянной интенсивности отказов его элементов. Так, при увеличении пробега с 2500 до 7500 км вероятность безотказной работы колеса уменьшается с 0,984 до 0,954, а отказа шасси повышается с 0,0854 до 0,3158, т. е. в 3,7 раза (соответственно, $p_{ш}$ уменьшается с 0,9146 до 0,6842). Что означает: если бы схема колесного хода не обладала комбинированным резервированием, то отказ любого из колес привел

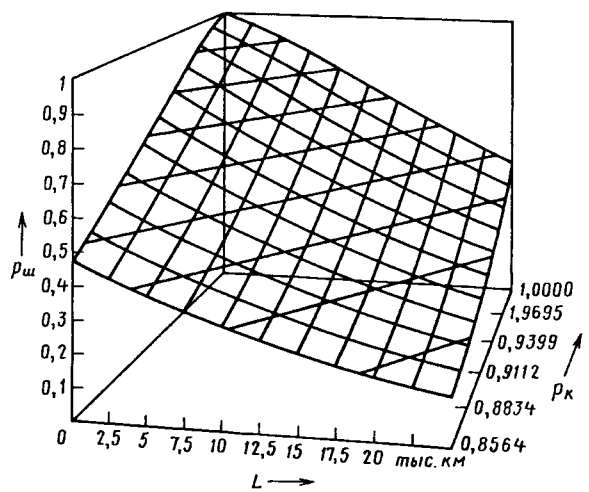


Рис. 4. Зависимость $p_{ш} = f(L)$ и $p_k = f(L)$ при пробеге до 50 тыс. км

бы к выходу из строя шасси. При этом вероятность безотказной работы определялась бы формулой $p(t) = p^n(t)$. Тогда, например, показатель $p_{ш}$ при $L = 2500$ км (пробег, близкий к гарантийному в течение одного года) был бы равен 0,8302, а при $L = 7500$ км — 0,5723.

Далее. Предположим, что вероятность безотказной работы колесного движителя шасси задана для пробега 100 км и равна $p_{100} = 0,9947$. Тогда значение вероятности p_k безотказной работы любого его элемента должно быть не менее 0,9994.

Таким образом, использование в многоосных шасси комбинированного способа резервирования значительно повышает их надежность, что особенно важно при выполнении задач по предназначению. Однако следует иметь в виду, что своего рода платой за повышение их надежности является снижение таких показателей, как управляемость, проходимость, грузоподъемность.

УДК 629.1.072.5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

Кандидаты техн. наук Р.Ю. ДОБРЕЦОВ и А.И. МАЗУР
Санкт-Петербургский ГПУ

В настоящее время существует достаточно много методов определения коэффициента ψ сопротивления движению наземных транспортных средств (НТС). Однако на практике при исследовании проходимости транспортных машин используются лишь некоторые из них. В частности, метод буксирования машины, метод динамометрирования ведущих колес и косвенный метод, основанный на измерении параметров, которые определяют мощностной режим работы двигателя с учетом внутренних потерь мощности в узлах шасси.

Каждый из них, естественно, имеет свои достоинства и недостатки.

Так, по первому из методов коэффициент ψ рассчитывается как отношение усилий буксирования на мерных участках грунта со слабым несущим основанием и бетонной дороге, т. е. по формуле $\psi = P_{гр}/P_0$. Методика здесь проста, она обеспечивает достаточно высокую точность измерения, не требует изменения конструкции машины. Но при буксировании движитель машины работает не в ведущем, а в ведомом режиме, что искажает действительный характер его взаимодействия с грунтом. Метод динамометрирования требует измерения крутящего момента на

ведущих колесах при движении машины по мерному участку грунта со слабым несущим основанием и бетонной дороге при одинаковых скоростных режимах. Значение ψ подсчитывается по формуле $\psi = (M_{гр}/M_0)(\eta_{гр}/\eta_0)$, в которой $\eta_{гр}$, η_0 — КПД движителя в соответствующих условиях. Этот метод весьма трудоемок, требует создания для каждого типа машины специального датчика, дообработки отдельных ее узлов, а также длительного времени на установку датчика и его тарирование.

Косвенный метод подсчета коэффициента ψ , в свое время предложенный А.П. Софьяном, универсален, обеспечивает достаточно высокую точность результатов, измерения выполняются при работе движителя в ведущем режиме. Он предусматривает определение мощности, затрачиваемой двигателем при движении на участках местности и бетонной дороге при одинаковых скоростных режимах движения, и учитывает КПД шасси машины. Величина ψ в данном случае рассчитывается по формуле $\psi = (N_{гр}/N_0)(\eta_{гр}/\eta_0)$.

Как видим, в формулы метода динамометрирования и косвенного метода включено отношение КПД движителя. И если допустить, что эти КПД при одинаковом скоростном режиме движения машины равны, то можно получить следующую формулу для определения ψ : $\psi = (Q_{гр} - Q_k)/(Q_0 - Q_k)$, где $Q_{гр}$, Q_0 — расход топлива соответственно на участках местности и бетонной дороге при движении машины с одинаковой скоростью; Q_k — приведенный расход топлива при работе двигателя на режиме холостого хода. Все эти расходы — измеряемые напрямую. Причем в них уже заложен учет КПД и движителя, и агрегатов шасси.

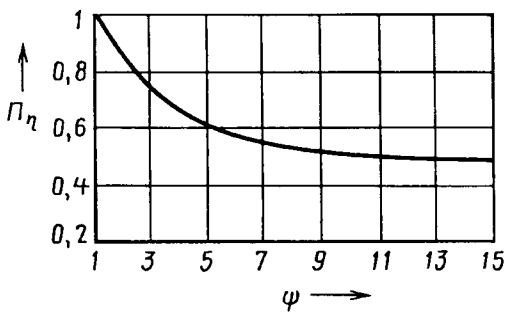


Рис. 1. Зависимость $\Pi_{\eta} = f(\psi)$ при $C_T = 1$

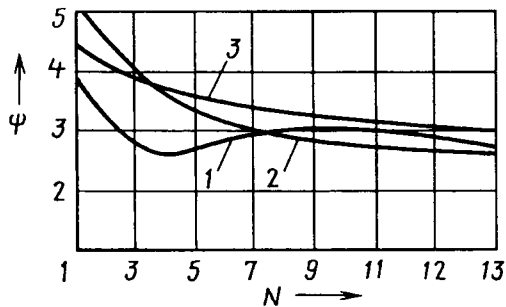


Рис. 2. Зависимость коэффициента ψ от числа проходов МТ-ЛБ по одной колее и метода определения:

1 — $\psi_M = f(N)$; 2 — $\psi_Q = f(N)$; 3 — $\psi_P = f(N)$

Но на практике $\eta_{гр}$ всегда меньше η_0 . Поэтому для оценки совершенства транспортной машины целесообразно использовать безразмерный показатель «относительный КПД шасси», определяемый по формуле $\Pi_{\eta} = \eta_0 / \eta_{гр} = (1 + C_T / \psi) / (1 + C_T)$, где $C_T = K_v / [f_0(1 + K_p)]$ — коэффициент относительных потерь мощности в шасси машины, нормирующий нагрузочную и скоростную части потерь по отношению к характеристике машины по массе и уровню сопротивления качению движителя на дороге с твердым покрытием. В свою очередь, K_p и K_v — коэффициенты нагрузочных и скоростных потерь, диапазоны

изменения которых были определены экспериментально при испытаниях узлов и агрегатов шасси различных транспортных машин во ВНИИ транспортного машиностроения.

Для уточнения методики определения значения Π_{η} возникла необходимость уточнения выражения для определения $\psi(Q_{гр}; Q_0; Q_x)$. И это вполне возможно: тот факт, что величина Π_{η} найдена, выражена через параметр, учитывающий потери мощности в агрегатах шасси, позволяет увидеть, как уровень внешнего сопротивления (ψ) влияет на Π_{η} , и тем самым оценить погрешность расчетной формулы. Для этого достаточно в формуле для Π_{η} принять, что $C_T = 1$, и увеличивать значение ψ . В итоге получается кривая, приведенная на рис. 1, из которой следует, что при $\psi = 8 \pm 10$ ($f_{гр} = 0,25 \pm 0,35$) погрешность использования исходной формулы, где принято, что $\eta_{гр} = \eta_0$, составляет 50–60%. Однако при меньшем уровне сопротивления, например, соответствующем грунтовой дороге ($f_{гр} = 0,06 \pm 0,08$), эта погрешность гораздо меньше — 10–20%.

Отсюда напрашивается вывод: при определении косвенными методами коэффициента ψ учет Π_{η} должен быть обязательным. Поэтому предлагается следующая расчетная формула: $\psi = A_Q(1 + C_T) - C_T$. (A_Q — отношение мощностей двигателя при движении машины на местности и по дороге с бетонным покрытием.)

Рассмотренные выше методы определения коэффициента были проверены экспериментально. Испытания проводили на снежной целине с толщиной слоя 72 см при многократном проходе транспортера-тягача МТ-ЛБ по одной колее. Результаты приведены на рис. 2, из которого следует, что они наиболее близки для методов буксирования (ψ_P) и замера расхода топлива двигателем (ψ_Q): разница составляет 8–10%. Значения же коэффициента ψ_M , полученные методом замера крутящего момента, весьма значительно (30–40%) отличаются от значений, полученных первыми двумя методами. Причину показал анализ осциллограмм крутящего момента: он очень неравномерно распределялся по длине мерного участка, что вызвано необходимостью подтормаживания машины с целью сохранения прямолинейности ее движения по колее.

Таким образом, рассмотренный метод определения значения коэффициента ψ позволяет повысить точность оценки потерь мощности в шасси и, как следствие, точность оценки проходимости машины. Причем метод универсален, т. е. применим при исследовании потерь мощности в шасси любых транспортных машин.

УДК 658.788.4

О РЕМОНТЕ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ ПАРЫ

Б.Ф. ЛАПТЕВ

УНИПТИмаш

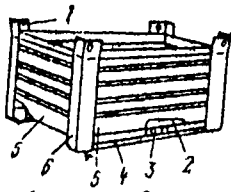
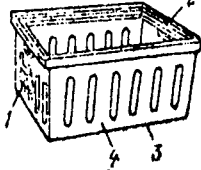
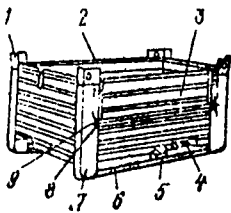
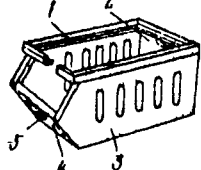
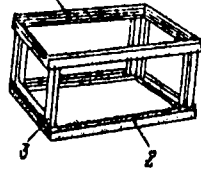
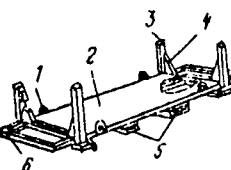
Сегодня уже нет смысла доказывать роль и необходимость, которые дает предприятиям применение производственной тары. Сейчас все понимают, что без нее значительно ухудшились бы технологические процессы на предприятиях, снизилась бы производительность труда, а предприятия с гибкими автоматизированными производствами пришлось бы вообще останавливать. Потому что тара уже давно фактически превратилась в оснастку каждого рабочего места. Более того, на предприятиях ее почти всегда не хватает. Отсюда и острота вопросов ее сохранения, контроля за ее использованием, организацией технического надзора за ее эксплуатацией и особенно — своевременностью ее ремонта.

Дело в том, что, например, в настоящее время на предприятиях автомобилестроения в эксплуатации находится более

2 млн ее единиц, и 8–10% из них ежегодно требуют ремонта различной сложности. И причины такого положения, как установили специалисты УНИПТИмаша, довольно банальны: во-первых, плохая организация и неправильная технология погрузочно-разгрузочных и транспортно-складских работ на заводах-смежниках; во-вторых, использование неисправного подъемно-транспортного оборудования; в-третьих, слабая подготовка и недисциплинированность водителей авто- и электропогрузчиков. Хотя естественное изнашивание элементов тары — явление исключительно редкое.

Что касается повреждений тары в процессе эксплуатации, то их, с точки зрения сложности ее ремонта, можно разделить на пять категорий (табл. 1): Н — практически исправная, имеющая лишь в местах крепления захватных устройств гру-

зоподъемных механизмов шелушение лакокрасочного покрытия; М — требующая мелкого ремонта, который выполняется с помощью слесарных инструментов в цехе, где она разгружается или загружается; С, К и В — соответственно требующая среднего, капитального и восстановительного ремонтов, которые выполняются на общезаводском участке (в цехе) ремонта с применением фактически того же технологического оборудования (табл. 2). Например, прессового оборудования, которое применяется и при изготовлении новой производственной тары, — кривошипных листовых ножниц мод. Н 3118 и Н 3121, ленточноотрезных станков, сварочных полуавтоматов ПДПГ-500 и А-54-Р и машин МТ-1607 и МТ-1222 для точечной сварки. Более того, и оснастки. Так, при проведении сварочных работ (для установки тары на место сварки) для подъема элементов массой свыше 20 кг используются различные грузоподъемные механизмы — пневматические подъемники, электрические краны, кантователи и т. п. Для нанесения лакокрасочных покрытий в зависимости от типа производ-

Тип производственной тары (ГОСТ 14861-74)	Эскиз	Перечень дефектов, определяющих категории сложности ремонта				
		Н	М	С	К	В
Ящичная с опорами	 <p>1 — фиксатор; 2 — дно; 3 — усилитель; 4 — полоз; 5 — стенка; 6 — стойка</p>	Отслоение краски; коррозия элементов; нечеткие надписи	Погнутость фиксаторов, стенок, дна, усилителей или полоза; разрывы (не более 20 % длины) сварных швов	Излом фиксаторов, стенок, дна или усилителя; погнутость стенок, дна или усилителя; необходимость замены стенки, дна, полоза и т. п.; разрывы (не более 50 % длины) швов (вместе с длиной вновь налагаемых)	Излом фиксаторов, стенок, усилителей, стоек, полоза; необходимость замены не более трех элементов; разрывы (не более 75 % длины) швов (вместе с длиной вновь налагаемых)	Излом полоза, стойки, фиксатора, разрывы двух стенок и более
Ящичная без опор	 <p>1 — карман; 2 — рама; 3 — дно; 4 — стенка</p>	Заусенцы на раме, отслоение краски, следы коррозии	Погнутость стенок, дна или кармана для сопроводительных документов	Излом рамы, кармана; погнутость стенок или дна	—	—
Ящичная с открывающейся стенкой	 <p>1 — фиксатор; 2 — рама; 3 — открывающаяся стенка; 4 — дно; 5 — усилитель; 6 — полоз; 7 — стойка; 8 — скоба; 9 — стержень</p>	Коррозия элементов; отслоение краски, надписей и покрытия	Погнутость фиксаторов, стенок, усилителя, скобы или полоза; разрывы (не более 20 % длины) сварных швов	Излом стенок, фиксаторов, усилителя или дна; погнутость стойки, рамы, полоза, осей открывающейся стенки; необходимость замены одного из элементов или узлов; разрывы (не более 50 % длины) швов (вместе с длиной вновь налагаемых)	Излом усилителя, стенок, фиксаторов, стойки; погнутость рамы, полоза, скобы, дна; необходимость замены не более трех элементов; разрывы (не более 70 % длины) швов (вместе с длиной вновь налагаемых)	Излом открывающейся стенки, двух стоек и полоза
Ящичная с открытой стенкой	 <p>1 — рама; 2 и 3 — стенки; 4 — стенка-дно; 5 — карман</p>	Отслоение краски, коррозия, заусенцы	Погнутость стенок, кармана, рамы	Излом рамы, кармана, дна; погнутость стенок	—	—
Каркасная	 <p>1 — рама; 2 — основание; 3 — стойка</p>	Заусенцы, отслоение краски	Погнутость рамы или стойки	Излом рамы; погнутость стоек	—	—
Сточная	 <p>1 — петля; 2 — дно; 3 — стойка; 4 — укосина; 5 — направляющие; 6 — рама</p>	Коррозия элементов; отслоение краски	Погнутость петель, дна, направляющих, укосин или стоек; разрывы (не более 20 % длины) сварных швов	Излом петель или направляющих; необходимость замены стоек; погнутость дна, укосин или направляющих; разрывы (не более 50 % длины) швов (вместе с длиной вновь налагаемых)	Излом двух стоек и направляющих; погнутость петлей, дна и рамы; необходимость замены не более трех элементов; разрывы (не более 75 % длины) швов (вместе с длиной вновь налагаемых)	Излом стоек, укосин, направляющих; обрыв петель; деформация рамы

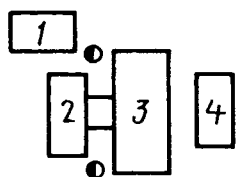


Рис. 1. Схема организации рабочего места резчика на листовых ножницах:

1 — тара для отходов; 2 — стол для листового металла; 3 — листовые ножницы; 4 — тара для складирования полов и заготовок, устанавливаемая на транспортное средство (тележку)

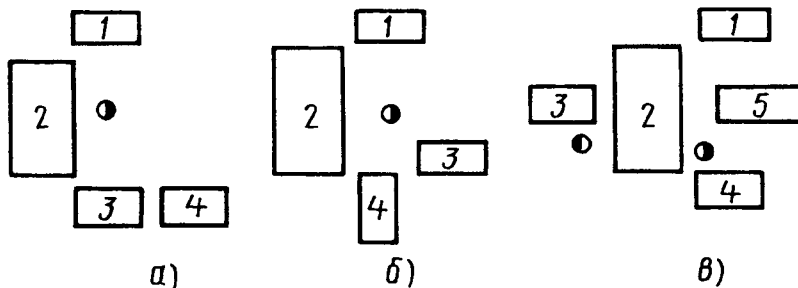


Рис. 2. Схема организации рабочего места штамповщика на одностоечных (а), двухстоечных со съемом готовых деталей с фронта (б) и двухстоечных со съемом готовых деталей с тыла (в) кривошипных прессов:

1 — тара для заготовок; 2 — пресс; 3 — тара для готовых деталей; 4 — тара для отходов; 5 — стол для заготовок

Таблица 2

Оборудование	Модель	Число двойных ходов ползуна за 1 мин
Ножницы листовые кривошипные с наклоняемым ножом для листов толщиной до, мм:		
	6,3 12,5	
Пресс кривошипный номинальным усилием, кН:		
	250 400 630 1000 1000 1600 1600 2500 2500	55 40
Пресс листогибочный номинальным усилием, кН:		
	1000	30
	1600	24
	250	120
	400	100
	630	90
	1000	40
	1000	80
	1600	30
	1600	37
2500	35	
2500	32	
И1330	30	
И1332Б	24	

Таблица 3

Типовые элементы тары	Материал	Индекс группы
Каркас и его составляющие (стенка, дно, стенка-дно, крышка, карман, элементы усиления каркаса, направляющая)	Сталь прокатная листовая	1
Стойка, полз, опора, полка, фиксатор, элементы захвата, пластина	Сталь полосовая	1
Рама, полз, опора, фиксатор, элементы усиления	Сталь прокатная угловая	2
Балка, поперечина	Сталь прокатная, швеллер ГОСТ 8240—72	3

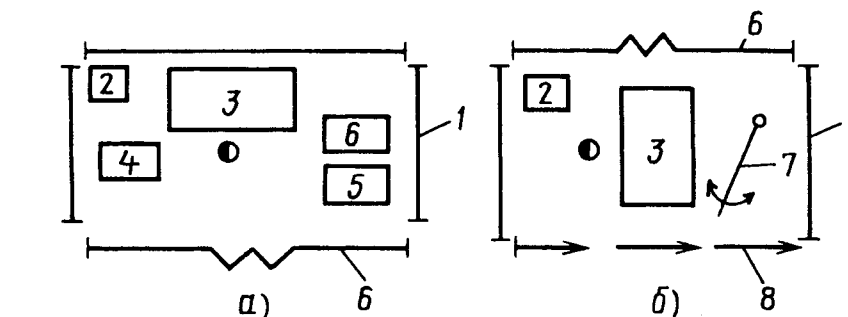


Рис. 3. Схема организации рабочего места электросварщика в случае, когда детали перемещаются с помощью подъемно-транспортных машин периодического действия — кранами, погрузчиками и т. п. (а) и машин непрерывного действия — конвейерами (б):

1 — защитные щиты; 2 — место установки сварочного оборудования; 3 — приспособление (кантователь) для сварочно-сборочных работ; 4 — тара для сваренных сборочных единиц; 5 — тара для деталей; 6 — штора; 7 — подъемник; 8 — межоперационный подвесной или напольный конвейер

ства применяются два метода: с помощью подвесного конвейера, помещаемого в окрасочную камеру, либо стационарно, на одном рабочем месте.

Нет особых отличий в последующих операциях.

Так, после окрашивания тару тарируют. Для этого на рабочем месте маляра должны быть весы с пределом взвешивания до 500 кг, комплекты цифровых клеев и трафареты. Клеймение выполняется на длинной стороне верхней рамки, у левого фиксатора (со стороны кармана для сопроводительных документов). Точность клеймения — до 0,1 кг. Результат клеймения дублируется надписью на стенке тары: «Масса тары ... кг».

Теперь о методах ремонта производственной тары.

Опыт показал: лучший из методов — с помощью готовых типовых элементов (единиц), которые можно объединить в три группы (табл. 3).

Примерные схемы планировки рабочих мест резчика, штамповщика и электросварщика приведены соответственно на рис. 1, 2 и 3.

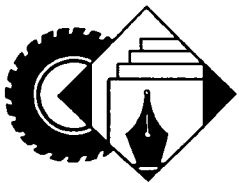
Опыт показывает, что каждое предприятие автомобильной промышленности должно иметь, в принципе, свое производственное подразделение, отвечающее за правильную эксплуатацию производственной тары, надзор за ее техническим состоянием и своевременный ремонт.

Это прежде всего транспортно-технологическая служба. Например, производственное управление ВАЗа имеет в своем составе отдел содержания и использования многооборотной производственной тары (ОСИМПТ), который контролирует ее эксплуатацию, следит за ее техническим состоянием и своевременно ремонтирует. В его состав входят: бюро планирования и учета производственной тары, участки ремонта оборудования и производственной тары, группа контроля за использованием тары и участок приема порожней тары.

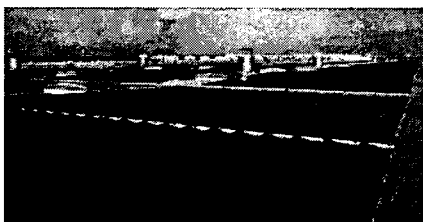
Судя по опыту работы этого отдела, он себя полностью оправдывает: сроки ремонта производственной тары здесь составляют: средний — до 10; капитальный — до 15 суток. Причем нулевой и мелкий ремонты обязан выполнять, как уже говорилось, цех — владелец тары, а средний, капитальный и восстановительный — общезаводской участок ремонта.

Литература

1. Лаптев Б.Ф. Трудоемкость изготовления производственной тары. // Автомобильная промышленность. 1985. № 2.
2. Лаптев Б.Ф. Категории сложности ремонта производственной тары // Научно-технический сборник «Технология автомобилестроения». НИИАТавтопром. 1982. № 10.
3. Отраслевые нормативы времени на изготовление производственной тары. УНИПТИмаш. Ульяновск. 1990.



Концерн "Фольксваген" ввел в эксплуатацию крупнейшую в Северной Германии фототальваническую энергетическую установку, которая расположена на крыше завода в Вольфсбурге. Здесь установлено 21 400 модулей солнечных батарей общей площадью



41 500 м² и мощностью около 3,3 МВт. Наряду с традиционными стеклянными модулями, в установке используются инновационные модули из фольги, преимуществами которых является их небольшая масса — 2,2 кг/м², а гибкая конструкция позволяет применять их и на скругленных участках крыши. Причем, если для старых установок требовался угол наклона 30 градусов, то новая система улавливает солнечную энергию при наклоне всего 10 градусов. Использование солнечного света позволит предприятию сократить выбросы CO₂ на 1600 т в год.

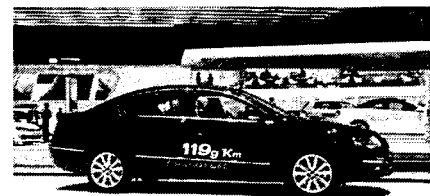
Группа ПСА на своих заводах в Мюлузе и Сошо начала подготовку к промышленному

производству полноприводного дизельного гибридного автомобиля "Пежо 3008", которое должно начаться в 2011 г.

Технология "Гибрид-4", позволяющая существенно сократить количество потребляемого топлива и снизить на 35 % выброс углекислого газа, была представлена еще на Парижском автосалоне 2008 года. Она состоит в использовании в одном автомобиле двух двигателей: дизельного HDi и электрического, приводящего задние колеса. Причем конструкция заднего моста была модифицирована таким образом, чтобы его можно было применить на любом автомобиле, вне зависимости от того, каким основным двигателем он оснащен. В течение нескольких последних месяцев на заводе в Мюлузе специалисты работают над оптимизацией процессов производства нового автомобиля и в частности над проблемой наиболее эффективной интеграции работ с новыми, электронными компонентами. В 3D-модели сборочного цеха специалисты Группы создают имитацию производственного процесса для того, чтобы максимально упростить его, улучшить показатели эргономичности рабочих станций, оптимизировать использование пространства, а также разработать схемы поставки необходимых деталей. Завод в Сошо уже изготовил несколько экземпляров автомобиля "Пежо-3008", созданных на базе технологии "Гибрид-4". Это удалось сделать в рекордные сроки благодаря опыту, полученному специалистами Группы ПСА в ходе работы над гибридными версиями "Ситроена

C4" и "Пежо 308". Вслед за кроссовером "Пежо 3008", в серию должен пойти также гибридный "Ситроен DS5".

"Фольксваген Пассат TSI Эко Фьюэл" — первый автомобиль с двигателем, работающим на природном газе, получивший наивысшую оценку немецкого автоклуба ADAC за пять лет проведения экологических тестов (за это время специалисты оценили около 800 автомобилей). Итоговый результат экологического теста складывается из нескольких компонентов. В техническом центре ADAC, в приближенных к реальным условиях, вне зависимости от класса автомобиля исследуются выбросы таких вредных веществ, как монооксид углерода, несгоревшие углеводороды, оксиды азота и твердые частицы. По этим показателям "Пассат TSI Эко Фьюэл" получил 50 баллов. Другой компонент — выброс углекислого газа, оцениваемый в зависимости от класса автомобиля, составил 119 г/км. Автомобиль также показал низкий расход природного газа — 4,89 килограмма на 100 километров.



Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Лощаков П.А. — Обратные методы расчета как инструмент повышения рентабельности оборотных средств предприятия. 1
Желязина Е.В. — Системы управления профессиональной подготовкой персонала в крупных промышленных фирмах. 2
АСМ-факты. 6

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Снеговский Г.А., Николаев Ю.И. — Минскому заводу колесных тягачей — 55 лет. 6
Трембовельский Л.Г. — Некоторые задачи согласованности систем и автомобиля в целом. 11
Барский И.А., Вальехо Мальдонадо П.Р., Шаталов И.К. — Наружные температуры, давление и мощность дизеля при разных программах его регулирования. 14
Крохотин Ю.М. — Новое семейство электрогидравлических форсунок для дизелей с топливными системами непосредственного действия. 16
Голубев Ю.А. — Математическое описание изменения зазора в дисковом тормозном механизме с пневмоприводом. 20
Савиных Р.Р., Балакина Е.В. — Влияние базы автомобиля на устойчивость его движения и управляемость. 25

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Новиков Н.М., Гилевский Р.В. — Прогнозирование технического состояния и определение периодичности контроля армейских АТС. 27
Танин К.М., Пятрахаляев Н.Н., Казаков С.А. — Методика диагностирования автотранспортного дизеля, работающего в экстремальных условиях окружающей среды. 29

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Савинов Ю.И. — Для снижения стоимости обслуживания станков. 32
Виноградов С.А., Корнилов И.А. — Особенности оценки надежности ходовой части многоосных специальных колесных шасси. 34
Добренев Р.Ю., Мазур А.И. — Определение коэффициента сопротивления движению транспортной машины. 36
Лаптев Б.Ф. — О ремонте производственной тары. 37

ИНФОРМАЦИЯ

Коротко о разном. 40

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, О. И. Гируцкий, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновской-Лашков, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, Г. И. Мамити, В. А. Марков, А.В. Николаенко, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорочкин, А. И. Титков

Белорусский региональный редакционный совет:

М. С. Высоккий (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. Арбузова

Сдано в набор 02.04.2009. Подписано в печать 19.05.2009.

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

Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,58. Зак. 435.

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.

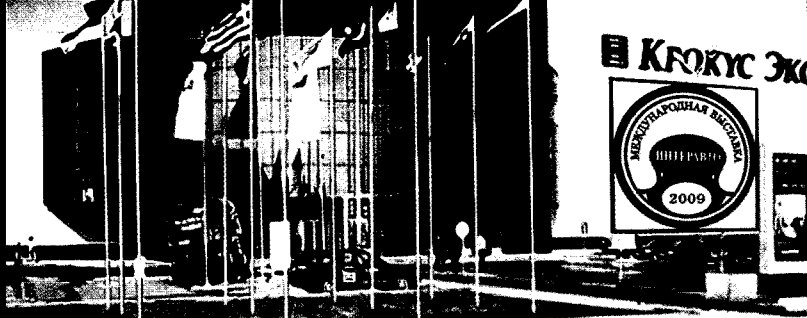
За содержание рекламных объявлений ответственность

несет рекламодатель.

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

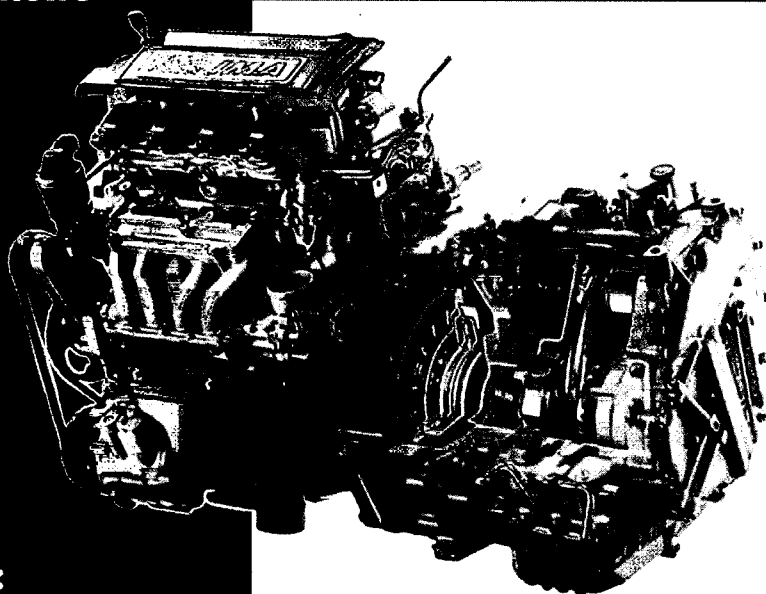
Х МЕЖДУНАРОДНАЯ АВТОМОБИЛЬНАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ ДВИГАТЕЛИ ДЛЯ РОССИЙСКИХ АВТОМОБИЛЕЙ

27 августа 2009 года
МВЦ "Крокус-Экспо"



Комитет ТПП РФ по предпринимательству
в автомобильной сфере
ОАО «Автосельхозмаш-холдинг» (ОАО «АСМ-холдинг»)
Государственный научный центр РФ «НАМИ»
Объединение автопроизводителей России (НП «ОАР»)

в рамках деловой программы
5-й Международной автомобильной
выставки «ИНТЕРАВТО-2009»



Темы дискуссии:

- научно-техническая политика в области автомобильного моторостроения;
- особенности развития корпоративных моторных бизнес-структур;
- состояние и проблемы развития подотрасли моторных автокомпонентов и автоэлектроники;
- система контроля подлинности изделий в автокомпонентах;
- комплексное обеспечение экологических требований к двигателям для автомобилей;
- применение нетрадиционных видов топлива;
- другие прогрессивные направления в области развития двигателестроения.

Идея конференции и ее концепция одобрены и поддержаны Минпромторгом России, Торгово-промышленной палатой РФ.

Цель конференции: обсуждение проблем и подготовка предложений по развитию автомобильной промышленности России в области двигателестроения, ознакомление с результатами научных работ и выявление эффективных производственных проектов в отечественном и зарубежном двигателестроении.

В качестве докладчиков традиционно на конференции принимают участие представители органов федеральной исполнительной власти, руководители и ведущие специалисты отечественных и зарубежных фирм, занятых в области исследований, разработки, производства двигателей для автомобилей и комплектующих изделий к ним, представители банков, инвестиционных и консалтинговых компаний.

www.asm-holding.ru
e-mail: inf@asm-holding.ru



ИЗДАТЕЛЬСТВО "МАШИНОСТРОЕНИЕ"

П Р Е Д С Т А В Л Я Е Т

А.В. Киричек, А.Н. Афонин

РЕЗЬБОНАКАТЫВАНИЕ (Библиотека технолога)

Цена 550 р. с НДС

В книге описаны существующие резьбы и способы их изготовления, приведены конструкция и основные характеристики резьбонакатного оборудования и технологической оснастки для накатывания резьб, конструкция и методики проектирования резьбонакатного инструмента, технология накатывания резьб, требования к заготовкам под накатывание и режим обработки.

Книга предназначена для инженерно-технических работников и специалистов промышленных предприятий, может быть полезна студентам, аспирантам и научным работникам.

Приобрести книгу по цене издателя можно, прислав заявку в отдел продаж, маркетинга и рекламы:

по почте: 107076, г. Москва,

Стромынский пер., 4;

по факсу: (499) 269-48-97;

по e-mail: realiz@mashin.ru.

Дополнительную информацию

можно получить

по телефонам:

(499) 269-66-00,

269-52-98

и на сайте

WWW.MASHIN.RU

РЕЗЬБОНАКАТЫВАНИЕ

ISSN 0005-2337 Автолюбительская промышленность, 2009, № 6, 1-246. Индекс 70003 ("Роспечать"), 27839 ("Пресса России"), 00266 ("Почта России")