



## ЭКОНОМИКА

## И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.5.011

### К ВОПРОСУ О СОЗДАНИИ ОТРАСЛЕВОЙ СИСТЕМЫ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РЕЗУЛЬТАТИВНОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРЕДПРИЯТИЙ-ПОСТАВЩИКОВ

Канд. техн. наук **С.В. КАСЬЯНОВ, М.М. ГОРЕЛЫШЕВА**  
ИНЭКА (8917. 262-22-26)

*Для оценки результативности процессов выпуска автокомпонентов по требованиям ISO/TS 16949:2009 обосновано применение индексов воспроизводимости  $C_p$  и  $C_{pk}$  (показателей уровня стабильности процессов) с учетом коэффициента соблюдения сроков поставок. Приведен пример анализа результативности на рабочем месте.*

**Ключевые слова:** поставщик автокомпонентов, конкурентоспособность, показатели результативности и эффективности, качество продукции, индекс воспроизводимости, график поставок.

**Kasyanov S.V., Gorelysheva M.M.**

#### BY A QUESTION OF CREATION OF BRANCH SYSTEM OF EFFECTIVENESS AND EFFICIENCY INDICATORS OF THE ENTERPRISES-SUPPLIERS

*For assessing the effectiveness of processes of autocomponents on requirements of ISO /TS 16949:2009 application of reproducibility indexes –  $C_p$  and  $C_{pk}$  is substantiated (indicators of level of processes stability) with taking into account factor of observance of deliveries terms. The example of effectiveness analysis on a workplace is made.*

**Keywords:** supplier of autocomponents, competitiveness, effectiveness and efficiency indicators, product quality, a reproducibility indexes, the schedule of deliveries.

Ключевым требованием ГОСТ Р ИСО 9001–2008 является, как известно, непрерывное улучшение результативности системы менеджмента качества организаций-поставщиков. Однако он не устанавливает показатели, по которым следует оценивать эту результативность, оставляя их выбор на усмотрение руководства головных предприятий. Тем не менее последние внедряют элементы стандартов управления, которые применяют ведущие мировые корпорации. Поэтому настала, по мнению авторов, пора выработать единую систему показателей, пригодную для сопоставления уровня результативности работы как отечественных, так и зарубежных поставщиков.

Обзор существующих по этой тематике предложений показывает, что практически все их авторы с таким выводом согласны. Однако по кругу задач, решаемых с применением таких показателей, единого мнения пока нет. Хотя дело это, на первый взгляд, вполне очевидное: чтобы пред-

приятие достигло своих конечных целей, оно должно быть конкурентоспособным в долгосрочном плане. В условиях рыночной экономики это означает, что предприятие должно быть способно развиваться путем непрерывного планирования и проведения изменений, адекватных меняющимся условиям хозяйствования. И прежде всего это касается проектов обновления и улучшения выпускаемой продукции, а значит, и продукции предприятий-поставщиков. Причем обеспечение конкурентоспособности последних на основе взаимовыгодного сотрудничества с потребителями (головными предприятиями) требует соблюдения двух основных условий – стабильно высокого уровня качества поставляемой продукции и отсутствия срывов плановых сроков поставок.

Эти условия, кстати, обеспечивают также удовлетворенность потребителя, т.е. требования ГОСТ Р ИСО 9001–2008. Именно с этой позиции и целесообразно устанавливать цели и показатели оценки результативности, причем в первую очередь важно обосновать показатели для процессов выпуска продукции в основном производстве.

Определение "результативность", согласно ГОСТ Р ИСО 9000–2008, относится к любому управляемому процессу. Поэтому показатели, о которых идет речь, должны быть применимы для оценки процессов любого масштаба, начиная с отдельного рабочего места и кончая предприятием в целом, а при необходимости – и в цепочке предприятий-поставщиков, в том числе зарубежных. Кроме того, процедура получения показателей не должна создавать дополнительных сложностей для персонала и управленцев, т.е. показатели должны основываться на системе уже применяемых и привычных исходных данных.

Исходя из перечисленных выше соображений, авторы считают, что результативность  $R$  любого взятого процесса (выпуск продукции, обеспечение ресурсами, проектирование, менеджмент) следует оценивать по формуле  $R = Q_x T$ , в которой  $Q$  – показатель уровня качества продукции, поступившей к потребителю (базовая составляющая), а  $T$  – показатель степени соблюдения планов-графиков получения продукции потребителем (дополнительный коэффициент).

Каково же должно быть значение каждого из этих показателей работы поставщика, приемлемого для головного предприятия и самого поставщика?

Уровень  $Q$  качества товарной продукции на наших предприятиях традиционно определяют процентной долей брака, выявленного в общем объеме изготовленной продукции. Ведущие же зарубежные корпорации  $Q$  давно уже прогнозируют вероятностью  $P$  обнаружения числа дефек-

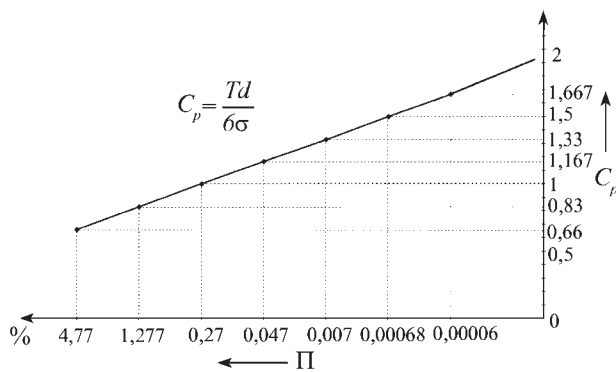


Рис. 1. Зависимость индекса  $C_p$  от объема выявленного брака:

$Td$  – величина поля допуска;  $\sigma$  – среднеквадратичное отклонение

тов, приходящихся на 1 млн изделий (или  $P_{pm}$ ). Например, 1 % брака равен 10 000  $P_{pm}$ . Но в любом случае данный показатель характеризует, скорее, степень значимости проблемы не потребителя, а самого поставщика. Поэтому на головном предприятии его целесообразно использовать только как исходную характеристику, пригодную для расчета объема годной продукции, получаемой им от предприятия-поставщика. Причем выражать  $Q$  через применяемые в процедуре SPC, как то рекомендует ГОСТ Р 51814.3–2001, стандартные индексы воспроизводимости –  $C_p$  (вероятность отсутствия дефектов без учета настроенности процесса на центр поля допуска) и  $C_{pk}$  (индекс, учитывающий настроенность процесса на центр поля допуска). Это позволяет сравнивать свой уровень качества с уровнем качества лучших мировых корпораций. Кроме того, применение  $C_p$  и  $C_{pk}$  дополнительно стимулирует предприятия на внедрение стандарта ИСО/ТС 16949.

И еще одно: показатели  $C_p$  и "процент  $P$  брака" коррелируются (рис. 1), т.е. если в производстве регистрируется только процент брака, то рассчитать  $C_p$  достаточно просто. Например, допустим, что в партии из 80 изделий обнаружено одно негодное. Значит, процент  $P$  брака – 1,25. Тогда, согласно рис. 1, получаем:  $C_p \approx 0,84$ . И поскольку в настоящее время наши предприятия, пользующиеся индексом  $C_p$ , ориентируются на значение  $C_p \geq 1,33$ , то  $C_p = 0,84$  означает, что данный процесс требует улучшения.

По мере повышения качества, как известно, контроль процессов неизбежно заменяется статистическим управлением ими. В этих условиях целесообразно использовать более жесткий индекс –  $C_{pk}$  (рис. 2).

Теперь о показателе  $T$  своевременности сдачи продукции. В японских фирмах он, в общем-то, может не применяться, поскольку срывы поставок там практически невозможны. То есть там  $T$  всегда равен единице. Но для российских производителей АТС стабильность поставок всегда была и до сих пор остается проблемой. Поэтому не учитывать его нельзя. Причем выражать его имеет смысл через степень значимости (балл) для потребителя последствий нарушения плановых сроков получения им продукции от поставщика: чем серьезнее последствия каждого отдельного сбоя, тем меньше значение этой степени (табл. 1), т.е. тем больше она снижает результативность.

Конечно, предлагаемая шкала значений  $T$  может уточняться. Важно лишь, чтобы эти значения показывали работникам предприятия-поставщика резервы улучшений.

В длительном периоде работы, когда продукцию сдают партиями, а факты срыва графиков поставки имеют место только для одной-двух партий, показатель  $T$  будет определяться следующей формулой:

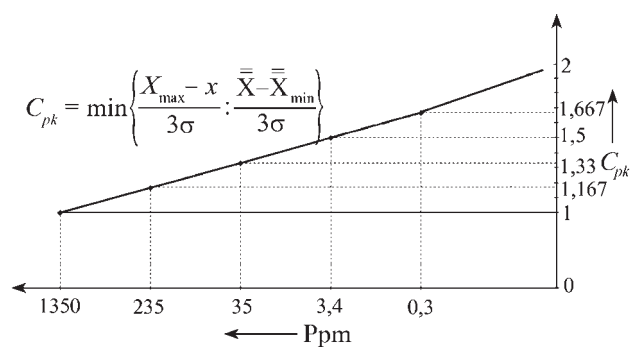


Рис. 2. Зависимость индекса  $C_{pk}$  от величины вероятного значения  $P_{pm}$ :

$X_{max}$  – верхнее предельное значение показателя;  $X_{min}$  – нижнее предельное значение показателя;  $\bar{X}$  – среднее арифметическое значение

$$T = 1 - \sum \left( \frac{1}{K_{zn}} \frac{a_i}{b_i} \right), \text{ где } K_{zn} - \text{коэффициент значимости}$$

последствий при срывах поставки;  $a_i$  – объем продукции, сданный с задержкой сроков;  $b_i$  – общий объем сданной продукции. Причем это относится, повторяем, как к предприятию в целом, так и к его структурным элементам. Например, в табл. 2 приведены результаты определения  $R$  процесса выполнения по дням месяца сменных заданий на конкретном рабочем месте, где сдача заданий осуществляется в конце каждой смены. Из нее видно, что при отсутствии бракованной продукции показатель  $Q$  по итогам смены будет максимально высоким, т.е. равным 2 баллам. Другими словами, работа выполнена на мировом уровне качества. Однако срыв планового срока сдачи с последствием  $T = 0,5$  снизит результативность  $R$  этой работы в течение смены до 1,0 балла, что уже недостаточно даже для внутрироссийского рынка, который ориентируется на значение  $Q \geq 1,33$ .

К сожалению, значительные колебания  $R$  от смены к смене сегодня характерны для многих наших предприятий. По сути, это индикатор низкого уровня результативности формально внедренной системы менеджмента качества. Правда, в длительных периодах деятельности (год) колебания  $Q$  и  $T$  (значит, и  $R$ ) естественным образом усредняются (табл. 3), поскольку хронические дефекты изделий или срывы поставок быстро вынуждают потребителя отказаться от такого поставщика.

Дифференцированное представление результативности  $R$  позволяет выявить наиболее важные для предпри-

Таблица 1

Вероятные последствия		Балл тяжести последствий
для потребителя	для поставщика	
Не в состоянии выполнить свои обязательства	Отказ от поставщика	0,1
Получение санкций от своих потребителей	Возмещение убытков потребителя, штрафные санкции	0,3
Получение предупреждения от потребителя	Штрафные санкции	0,5
Информация о нарушении сроков выполнения заказа без получения санкций	Предупреждение о недопустимости срыва графика поставок	0,9

Таблица 2

Дата	Сводная таблица по показателям результативности					
	Автокомпонент _____					
	Рабочее место: _____					
	Ф.И.О. работника _____					
	Результаты контроля			$Q$	$T$	$R$
	число изделий	количество брака				
		шт.	%			
01.04.2011	60	0	0	2	0,9	1,8
04.04.2011	50	0	0	2	1	2
05.04.2011	60	0	0	2	1	2
06.04.2011	56	0	0	2	1	2
07.04.2011	62	0	0	2	1	2
08.04.2011	53	1	1,89	0,78	1	0,78
11.04.2011	59	1	1,69	0,8	1	0,8
12.04.2011	57	0	0	2	1	2
13.04.2011	50	0	0	2	1	2
14.04.2011	55	0	0	2	1	2
15.04.2011	65	0	0	2	1	2
18.04.2011	50	0	0	2	0,5	1
19.04.2011	53	0	0	2	1	2
20.04.2011	55	0	0	2	1	2
21.04.2011	58	0	0	2	1	2
22.04.2011	56	0	0	2	1	2
25.04.2011	59	0	0	2	1	2
25.04.2011	54	0	0	2	1	2
26.04.2011	55	1	1,82	0,79	1	0,79
27.04.2011	52	0	0	2	1	2
28.04.2011	54	0	0	2	0,9	1,8
29.04.2011	59	0	0	2	1	2
<b>Итого за месяц</b>	<b>1232</b>	<b>3</b>	<b>0,244</b>	<b>1,01</b>	<b>0,816</b>	<b>0,824</b>

Таблица 3

Сводная таблица по показателям результативности. Рабочее место _____						
Год _____						
Месяц	Результаты контроля			$Q$	$N$	$R$
	число изделий	количество брака				
		шт.	%			
Январь	2200	5	0,23	1,02	0,98	0,99
Февраль	2400	2	0,08	1,17	0,87	1,02
Март	2600	3	0,12	1,08	1,00	1,08
Апрель	2400	7	0,29	0,77	0,77	0,59
Май	2300	4	0,17	1,05	0,69	0,72
Июнь	2500	3	0,12	1,08	0,84	0,91
Июль	2600	8	0,31	0,99	0,96	0,95
Август	2300	4	0,17	1,05	0,98	1,03
Сентябрь	2250	5	0,22	1,02	0,84	0,86
Октябрь	2400	6	0,25	1,01	0,97	0,98
Ноябрь	2600	3	0,12	1,08	0,76	0,82
Декабрь	2500	2	0,08	1,17	1,00	1,17
<b>Итого за год</b>	<b>29 050</b>	<b>52</b>	<b>0,18</b>	<b>1,04</b>	<b>0,89</b>	<b>0,92</b>

ятия проблемы и оперативно спланировать мероприятия по улучшению этой результативности.

Важно и то, что каждый из показателей,  $Q$  и  $T$ , может быть представлен и в графическом виде, что делает его наглядным, позволяющим вести анализ трендов результативности с построением контрольных карт индивидуальных значений и скользящих размахов.

Анализ показывает также, что применение индекса  $C_{pk}$  будет оправданным только при достаточно высоком уровне качества продукции и потребует дополнительных организационных мероприятий.

Результативность  $R$  работы участков, цехов и предприятия в целом не может быть определена ни суммированием, ни осреднением результативности рабочих мест. Аналогично тому, как это показано в табл. 2, для каждого вида продукции подразделения  $Q$  необходимо оценивать по доле годных единиц в объеме принятой потребителем продукции, а  $T$  — по доле вовремя полученных изделий этого вида.

И еще один практически важный вопрос — стимулирование работников к достижению наивысших результатов и улучшению их деятельности. С этой точки зрения достижение определенной величины показателя  $R$  полезно использовать и как показатель премирования. Однако следует помнить, что для этого он должен отражать объективные результаты деятельности.

По усмотрению руководства предприятия составляющие результативности, т.е. показатели  $Q$  и  $T$ , могут применяться не только в основном производстве, но и во вспомогательных службах. Например, процессы ремонта оборудования можно оценить таким образом: рассматривать  $Q$  как долю показателей технологической точности, соответствующих требованиям, а  $T$  — как показатель соблюдения срока приемки станка из ремонта.

Аналогично можно сформулировать  $Q$  и  $T$  для процессов текущего менеджмента.

Итак, высокая результативность — основное условие поддержания конкурентоспособности предприятия-поставщика. На ее достижение не должны отвлекаться значительные дополнительные ресурсы и тем самым ограничивать резервы его развития. Поэтому при оценке процессов имеет смысл ввести еще один показатель, опять-таки нужный не столько потребителю, сколько поставщику, — показатель, характеризующий минимизацию затрат. Его, в соответствии с определением ГОСТ Р ИСО 9000—2008, можно трактовать как эффективность  $\mathcal{E}$ . Причем первоначально это может быть степень соблюдения плановых норм расхода ресурсов, поскольку превышение норматива является следствием всякого рода потерь — на исправление брака, аварийный ремонт оборудования, оплату сверхурочных, закупку излишних ресурсов и т.д. Но по мере ликвидации таких потерь может быть установлен показатель систематического снижения нормативных затрат.

Поскольку данный стандарт не требует обязательной оценки эффективности, поставщик сам принимает решение о введении такой процедуры, если он заинтересован в систематическом снижении норматива затрат на выпуск и поставку своей продукции.

Таким образом, рассмотренные выше три показателя,  $Q$ ,  $T$  и  $\mathcal{E}$ , комплексно характеризуют каждый отдельно взятый процесс. С их помощью обеспечивается выполнение требований ГОСТ Р ИСО 9001—2008, а также создается информационная основа для улучшения деятельности предприятия.

## СУЩНОСТЬ И РОЛЬ ИННОВАЦИЙ В СОВРЕМЕННОЙ ЭКОНОМИКЕ

В.М. ГРИБАНИЧ

Дипломатическая академия МИД РФ (499. 940-13-58)

*Рассмотрены теоретические аспекты возникновения предпосылок для развития рынка инновационных технологий, сущность и их роль в современной экономике и конкурентной борьбе, необходимость ответа для России на глобальные вызовы инновационного развития.*

**Ключевые слова:** инновации, инновационные факторы в экономике, научно-технический потенциал, инновационная специализация и стратегия.

Gribanich V.M.

### NATURE AND ROLE OF INNOVATION IN A MODERN ECONOMY

*Theoretical aspects of the prerequisites for market development of innovative technologies, the nature and their role in the modern economy and competition, the need for Russia to respond to global challenges of innovation development are considered.*

**Keywords:** innovation, innovation factors in the economy, scientific and technical capabilities, innovation and specialization strategy.

В Стратегии инновационного развития Российской Федерации на период до 2020 г. [1], утвержденной Правительством РФ, ставится цель – перевести к 2020 г. экономику России на инновационный путь развития. Для этого в 2014 г. предполагается начать масштабное перевооружение и модернизацию промышленности, формирование работоспособной национальной инновационной системы. Это возможно лишь на базе непрерывного инновационного процесса во всех сферах деятельности, ведь именно такие процессы ведут к расширению масштабов экономических связей между регионами и усилению взаимозависимости отраслей хозяйства. Высокий уровень инновационной активности в глобальной экономике создает новые вызовы и для нашей страны.

В России наряду с устаревшими технологиями существует значительный научно-технический потенциал по многим передовым технологическим направлениям, способный стать генераторами экономического роста. Так, Россия может претендовать на лидирующие позиции в производстве авиакосмической техники, композитных материалов, атомной и водородной энергетики, нанотехнологиях, биомедицинских технологиях жизнеобеспечения и защиты человека и животных, отдельных направлениях рационального природопользования и экологии и ряде других.

Неспособность России ответить на глобальные вызовы означает сужение "окна возможностей" для перехода к инновационной экономике, утрату научного потенциала, ослабление геополитических позиций, переход в категорию стран с инновационной системой имитационного типа, не способных к производству нового знания и достижению глобального лидерства по ключевым технологическим направлениям, долговременное закрепление сырьевого характера российской экономики, низкие темпы экономического развития. Это означало бы невозможность достижения целей и задач долгосрочного развития.

Мировое технологическое развитие в соответствии с теорией "длинных волн" Н.Д. Кондратьева [2] происходит скачками с периодичностью 40–50 лет: первая волна (1770–1830 гг.) – создание паровой машины и ткацких станков; вторая (1830–1880 гг.) – появление железных дорог и механизация процессов машиностроения; третья (1880–1930 гг.) – разработка электродвигателей, автомобилей, средств автоматизации производственных процессов; четвертая (1930–1980 гг.) – развитие электроники, атомной энергетики, создание новых материалов и пятая волна

(1980–2030 гг.) – развитие информатики и автоматизация всех сфер жизнедеятельности на базе микроэлектроники; биотехнологии и генной инженерии, в том числе с использованием нанотехнологий; композиционных материалов.

Основной особенностью пятого этапа НТП стало появление наряду с функционирующими мировыми рынками труда и капитала нового мирового рынка – технологического, предметом торговли на котором в качестве самостоятельного фактора производства стали собственно инновации.

Напомним, термин "инновации" был предложен австрийским экономистом Джозефом Шумпетером [3], который определил его как коммерциализацию всех новых комбинаций, основанных на: применении новых материалов и компонентов; введении новых процессов; открытии новых рынков; внедрении новых организационных форм. Другими словами, согласно его определению, *инновации* – это такие технологические новшества, к которым непременно подключается бизнес.

Непрерывное создание и реализация нововведений – ключевой фактор в конкурентной борьбе между странами. В основе международного передвижения инноваций, как и в случае других факторов производства, лежит их международное разделение – исторически сложившееся или приобретенное сосредоточение инновационных технологий в отдельных странах, являющееся результатом различий в уровне развития научно-технического прогресса, и в значительной степени следствием различий в обеспеченности такими факторами производства, как труд и капитал. Оно включает также различную обеспеченность стран ресурсами знаний, то есть суммой научно-технической информации, сосредоточенной в научных учреждениях, банках данных и т.д.

В XXI веке стало очевидно, что уровень развития инновационной сферы – науки, наукоемких отраслей и компаний, рынков технологий – создает основу динамичного экономического роста, является важнейшим фактором формирования центров силы, определяет границы между богатыми и бедными странами. Сегодня мир разделен уже не столько экономически, сколько технологически. Меньшая часть Планеты, на которой проживает приблизительно 15 % населения, обеспечивает практически весь остальной мир технологическими инновациями. Большая часть, включая приблизительно половину населения Планеты, способна внедрять эти инновации в свою систему производства и потребления. И оставшаяся часть, которую населяет приблизительно треть жителей Планеты, является технологически оторванной – она как сама не производит инновации, так и не внедряет иностранные.

Следует различать заимствованную и свою особую (индивидуальную) инновационную специализацию компаний в технологическом развитии, которая зависит от степени развития национальной науки и техники. Только активная инновационная специализация позволяет отрасли, фирме занять достойное место в технологическом развитии и получать экономические преимущества от такой специализации. Для большинства предприятий нашей страны стала характерной пассивная или, по-другому, адаптационная модель инновационной специализации, т.е. они пошли по пути ассимиляции заимствованных инноваций. Избранные разными странами инновационные стратегии включения в международное технологическое разделение труда можно подразделить на следующие виды.

Активно-наступательная стратегия, которая обеспечивает лидерство страны в определенной области (областях) или регионе. Она по силам странам-лидерам с большим научно-техническим потенциалом.

Умеренно-наступательная стратегия, которая обеспечивает безопасную политику технологического развития в гонке за лидерами.

Оборонительная стратегия – предусматривает получение прибыли за счет революционных инноваций, прошедших тестирование в других странах.

Остаточная стратегия – это стратегия использования остаточного спроса на технологию.

Компании, первыми освоившие нововведения, получают в течение определенного времени дополнительный доход, избыточную прибавочную стоимость, своего рода технологическую ренту. Условия ее получения – ограниченность знаний и научно-технических ресурсов. В отличие от ренты в сельском хозяйстве или в добывающей промышленности технологическая рента носит временный характер. И наоборот, компании, применяющие устаревшие технологии, несут дифференциальный научно-технический убыток.

Однако оценка целесообразности международного технологического обмена – многофакторный процесс. Большое значение имеет соответствие той или иной технологии конкретным социальным и экономическим условиям данной страны, о том, насколько ее применение будет способствовать достижению или решению страной ее экономических и социальных задач. То есть крайне важна адаптивность технологий.

Проблема адаптивности связана также и с технико-экономическими характеристиками новых технологий, к которым относятся трудоемкость, энергоемкость, капиталоемкость производственного процесса, объем и структура потребляемых сырьевых материалов. Потребляемая технология должна отвечать общим и конкретным условиям воспроизводства реципиента технологии, особенностям его экономической конъюнктуры. Здесь имеются четкие пределы, в которых возможна технологическая модернизация. Обмен передовыми технологиями наиболее эффективен тогда, когда уровень развития соответствующих отраслей производства примерно одинаков.

Определение относительных позиций стран, их лидерства или отставания в тех или иных областях науки и технологии – задача довольно сложная, так как применяемые методологии, критерии и техника измерений у разных групп ученых не совпадают. Очередную попытку подвести итоги технологических достижений всех стран мира сделала группа ученых ПРООН. Принятая ими методология составления рейтинга не ставит своей целью выявить технологические возможности страны и не учитывает напрямую наличие в стране мировых технологических центров. За базу расчетов были взяты следующие основные показатели: создание технологий (выданные патенты на душу населения, поступление роялти и платы за лицензии из-за границы на душу населения); распространение последних инноваций (число интернет-узлов на душу населения, объем экспорта продукции высоких и средних технологий как доля от всего экспорта страны) и старых технологий (логарифмические показатели количества проводных и мобильных телефонов на душу населения); качество людских ресурсов (число лет школьного образования, валовой показатель численности лиц наивысшей подготовки в науке, математике, инженерах).

Все страны мира по предложенной методологии были подразделены на четыре группы.

К *первой* группе "стран–технологических лидеров" отнесены 18 стран, среди которых крупнейшими технологическими державами являются Финляндия, США, Швеция и Япония. Эти страны самодостаточны в инновационном развитии (создании и распространении технологий, повы-

шении квалификации). В число лидеров ПРООН включает также Южную Корею и Сингапур.

*Вторую* группу "потенциальных лидеров" возглавляют Испания, Италия и Чехия. Включена в эту группу и Россия. Большинство стран этой группы инвестируют в высокий уровень подготовки специалистов, внутри них повсеместно перемещаются старые технологии, но инновационная активность незначительна. Уровень профессионализма рабочей силы в них сравним с уровнем подготовки в странах-лидерах.

*Третью* группу – "страны-последователи". Они активны в использовании новых технологий. Большинство из них – развивающиеся страны со значительно более высоким уровнем подготовки специалистов, чем в четвертой группе. В группе Бразилия, Китай, Индия, Индонезия, ЮАР и др. Многие из этих стран развивают высокотехнологичные отрасли экономики и имеют технологические центры мирового масштаба, но распространение старых открытий здесь замедлено и усложнено, не говоря уже про новые.

*Четвертая* группа – "маргиналы". Распространение технологий и профессиональная подготовка рабочей силы незначительны. Огромная часть населения не получает никаких выгод от распространения старых технологий, а новые почти не присутствуют.

Независимо от избранной модели инновационного развития преодолеть технологический разрыв между отдельными странами в одиночку намного сложнее, так как инновации демонстрируют возрастающую отдачу от масштаба рынка. Они включают фиксированные издержки, такие как НИОКР: более крупному рынку легче нести их. Поэтому сопредельные страны стремятся совместно разрабатывать инновации.

Расходы на исследования существенно экономят общественные издержки в результате резкого сокращения срока массового освоения инноваций. Промежутки времени между датой открытия и датой его практического применения сократились с 30 лет в начале XX века до 16 лет в годы между первой и второй мировыми войнами и до 9 лет после второй мировой войны. Между открытием принципа фотографирования и началом его практического использования прошло 102 года (1727–1829 гг.). Аналогичный период для радио составил 35 лет (1867–1902 гг.), телевидения – 14 (1922–1936 гг.), радара – 14 (1926–1940 гг.), атомной бомбы – шесть (1939–1945 гг.), транзистора – пять (1948–1953 гг.), лазера – тоже пять (1956–1961 гг.), интегральных схем – три года (1958–1961 гг.).

Поэтому в настоящее время борьба между фирмами и даже между странами идет за научно-технический прогресс. Компании добиваются конкурентных преимуществ посредством инноваций. Способность компании к организации инновационного бизнеса становится ключевым фактором успеха в глобальной конкуренции. И вполне закономерно, что конкурентоспособность стран рассматривается через призму конкурентоспособности компаний, представляющих страны на мировом рынке. После того как компания достигает конкурентных преимуществ, благодаря нововведениям, она может удерживать их только с помощью постоянных улучшений. Любое достижение можно повторить.

#### Литература:

1. Распоряжение Правительства РФ от 8 декабря 2011 г. № 2227-р.
2. Кондратьев Н.Д. Избранные сочинения. М.: Экономика, 1993. – С. 53.
3. Шумпетер Й. Теория экономического развития. М.: Прогресс, 1982. – С.84.

Заволжский завод гусеничных тягачей (ЗЗГТ) "Группы ГАЗ" разработал две принципиально новые модели двухзвенных гусеничных снегоболотоходов с приводом на гусеницы обоих звеньев. Это ГАЗ-3344 и ГАЗ-3351, отличающиеся грузоподъемностью и массой. Обе машины предназначены для предприятий нефтегазового комплекса, геологов, геофизиков, энергетиков, а также для подразделений МЧС, туристических организаций, охотников и рыболовов.

Первое звено снегоболотохода ГАЗ-3344 – цельнометаллический силовой модуль, в котором расположена кабина на пять человек и моторно-трансмиссионное отделение. Второе звено может быть изготовлено в различных вариантах в зависимости от назначения: цельнометаллический пассажирский корпус на 15 человек; платформа грузоподъемностью 2500 кг; буровая установка; телескопическая вышка-подъемник; лесопатрульный комплекс; медицинский модуль; пункт технической помощи; аварийно-спасательный или пожарный модуль и т.д. Техника оснащается двигателем "Камминз", предпусковым подогревателем "Вебасто", автоматической коробкой передач "Аллисон", а также асфальтоходными гусеницами с резинометаллическим шарниром и со съемными резиновыми башмаками.



Переднее звено двухзвенного гусеничного снегоболотохода ГАЗ-3351 имеет фибропластиковый водоизмещающий корпус, армированный стекловолокном, с тепло- и шумоизоляцией из пенопласта (морозостойчивый фиберглас), с независимым отопителем салона "Вебасто". Второе звено машины выполнено в виде активного шасси, на котором, по заказу покупателя, могут быть установлены различные модули: фибропластиковый пассажирский на 11 человек, оборудованный независимым отопителем салона "Вебасто"; платформа грузоподъемностью 1400 кг; аварийно-спасательный; пожарный модуль; лесопатрульный комплекс; медицинский модуль; пункт технической помощи, сварочный пост и т.д. Снегоболотоход оснащен дизелем "Штайр", автоматической коробкой передач "Даймлер", асфальтоходными литыми резиновыми гусеницами с нейлоновым кордом.

Отличительная особенность новой техники – улучшенная проходимость по сравнению с однозвенными снегоболотоходами. ГАЗ-3344 и ГАЗ-3351 специально созданы для перевозки людей, грузов и различного технологического оборудования в особо тяжелых дорожных и климатических условиях и рассчитаны на эксплуатацию и безбаржажное хранение при температурах окружающего воздуха от  $-50^{\circ}\text{C}$  до  $+40^{\circ}\text{C}$ , а также в горной местности с высотой над уровнем моря до 4650 м. Вся техника способна преодолевать водные преграды.

Серийное производство новых снегоболотоходов начнется в 2012 г.  
(По информации пресс-службы "Группы ГАЗ")

В начале февраля автомобили УАЗ стандарта "Евро-4" прошли лабораторно-дорожные испытания в условиях пониженных температур в районе Новосибирска. Тестированию подверглись внедорожники с бензиновым двигателем ЗМЗ-40905 и новым дизелем ЗМЗ-51432, а также автобус и фургон с бензиновым ЗМЗ-4091. Комплекс зимних испытаний проводился совместно специалистами УАЗа, ЗМЗ и компании "Роберт Бош" (поставщик электронной системы управления двигателем).

Основной задачей стала оптимизация калибровки блока управления двигателем при температурах, близких к  $-30^{\circ}\text{C}$ . Доработаны функции холодного старта и диагностики компонентов системы управления двигателем. Проверены и скорректированы параметры системы управления, отвечающие за ездовые качества автомобиля. Кроме того, предстояло оценить работу модернизированной системы вентиляции картера двигателя. В ходе испытаний выяснилось, что система бесперебойно работает при температурах до  $-20^{\circ}\text{C}$ , а при более низких для обеспечения ее работоспособности достаточно лишь установить утеплитель на облицовку радиатора и развернуть воздушный фильтр.

(По информации пресс-службы УАЗа)

По итогам 2011 г. Заволжский моторный завод на 7 % увеличил производство и реализацию двигателей по отношению к показателям 2010 г. Всего за последний год было выпущено по заявкам потребителей (автозаводов и дилерских организаций) 80 744 двигателя всех модификаций. Из них по заказам Ульяновского автозавода, являющегося ключевым потребителем двигателей ЗМЗ, – 60 761 двигатель (+13,7 %). Годовой объем отгрузки в адрес ГАЗа составил 997 двигателей (госзаказ), ПАЗа – 5 346, что ниже уровня 2010 г. соответственно на 49 % и 13 %.

При этом достигнута положительная динамика повышения уровня качества выпускаемых двигателей. За счет внедрения корректирующих мероприятий по исключению дефектов и мероприятий заводской программы в области качества по итогам 2011 г. на 25 %, по сравнению с 2010 г., снижена внутренняя дефектность, выявляемая на собственных испытательных станциях, и на 42 % – внешняя, выявляемая на автозаводах-потребителях (УАЗ, ПАЗ). Число рекламаций уменьшено на 30 %. Затраты на выполнение гарантийного ремонта двигателей сократились на 11 %, что в свою очередь позволило получить годовую экономию 2,0 млн рублей.

(По информации пресс-службы ЗМЗ)

Торжественное вручение ОАО "КамАЗ" Сертификата Европейского фонда менеджмента качества (EFQM) состоялось в Торгово-промышленной палате Российской Федерации. Документ официально подтверждает достижение КамАЗом высшего уровня оценки – "Признанное совершенство" – "5 звезд" и включение в реестр успешных компаний Европы.

(По информации пресс-службы КамАЗа)

ВАЗ начал оснащать автомобили семейства "Калина" рулевым механизмом новой конструкции. Так называемая короткая рулевая рейка обеспечивает 3,1 оборота руля от упора до упора вместо 4,02 на прежнем механизме, что позволяет оптимизировать информативность рулевого управления, повысить комфорт и безопасность езды. Передаточное отношение 3,1 соответствует современным мировым тенденциям для автомобилей этого класса.

Впервые "короткая" рулевая рейка появилась на мелкосерийной спортивной модификации, а массовое распространение новый узел получил в рамках проекта "Лада Гранта".

Сегодня на серийные "Калины" уже ставится "грантовская" задняя подвеска, а в дальнейшем ВАЗ планирует внедрить и новую переднюю подвеску, которая существенно улучшит ходовые качества автомобиля. Новый рулевой механизм устанавливается на все автомобили семейства, оснащенные электроусилителем руля; версии же "стандарт", без усилителя руля, комплектуются прежним рулевым механизмом.

(По информации пресс-службы ВАЗа)

Группа предприятий ОАО "Северсталь-метиз" за 2011 г. освоила производство 140 новых крепежных изделий, что вдвое больше, чем в 2010 г. В их числе порядка 120 – автокрепеж различных типоразмеров, еще 20 – высокопрочный крепеж с коррозионно-стойкими покрытиями для самых различных отраслей хозяйства. Всего же здесь за прошлый год освоено свыше 200 новых видов продукции. Ряд изделий – уникальные российские разработки.

ООО "Гестамп Северсталь Всеволожск" (совместный проект "Северстали" и "Гестамп Аутомощион" по производству металлических компонентов для автомобильной промышленности) получило от автомобильного концерна "Форд" статус поставщика Q1 (Quality 1). Это означает, что компания соответствует наивысшим требованиям и стандартам, которые "Форд" предъявляет своим поставщикам во всем мире в отношении качества производимой продукции, отлаженного процесса логистики, наличия экологически чистого производства, соответствия международным стандартам качества.

Производство "Гестамп Северсталь Всеволожск" уже имеет два международных сертификата: ISO/TS 16949 и ISO 14 000. (Компании, сертифицированные по ISO/TS 16949, повышают свою надежность и возможности технологических процессов, предотвращают потери по всей цепочке поставок. Система менеджмента ISO 14 000 ориентирована на уменьшение негативного воздействия на окружающую среду посредством предупреждения чрезвычайных ситуаций.)

Помимо "Гестамп Северсталь Всеволожск", другие предприятия "Северстали" в России и США также являются поставщиками высококачественных автомобильных сталей. В число ключевых клиентов дивизиона "Северсталь Северная Америка" в автомобильной отрасли входят "Форд", "Дженерал Моторс", "Крайслер" и другие крупнейшие американские, немецкие, японские а также международные автопроизводители, локализованные в Северной Америке.

В прошлом году мини-милл "Северсталь Коламбус" в штате Миссисипи получил международный сертификат качества (ISO/TS 16949:2009) за производство и поставку стальных рулонов для автомобильной отрасли. Интегрированный завод "Северсталь Дирборн" (штат Мичиган) давно известен как один из главных поставщиков тонколистового проката для автомобилестроения. В настоящее время завод поставляет сталь для более чем 86 различных транспортных средств: от грузовиков до новейших электро- и гибридных автомобилей. Кроме того, "Северсталь" продолжает сотрудничество с автопроизводителями, локализованными в России. Соглашения на поставки металлопроката ЧерМК подписаны с компаниями "Хендэ", "Фольксваген", "Пежо", "Дженерал Моторс". Продолжаются поставки в адрес автозаводов Камского, Минского, Ульяновского, Белорусского, Самаркандского.

(По информации пресс-службы группы "Северсталь")



УДК 621.436

## ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ С ПНЕВМАТИЧЕСКИМ РАСПЫЛИВАНИЕМ ТОПЛИВА

Д-р техн. наук **В.С. КУКИС, И.А. ХАРЕНКО**

ЮурГУ (8.952.524-25-48) ОАО "15 центральный автомобильный ремонтный завод" (8.931. 203- 08-87)

*Обсуждается возможность и целесообразность в современных условиях развития техники возвращения к реализации в дизелях распыливания топлива с помощью сжатого воздуха.*

**Ключевые слова:** дизель, топливо, распыливание, сжатый воздух.

**Kukis V.S., Harenko I.A.**

### FEATURES OF THE PROCESS DIESEL ENGINE WITH PNEUMATIC ATOMIZIG FUEL

*The desirability and feasibility of returning to the current conditions of technological development to the implementation of the atomizing of fuel in diesel engines with compressed air are discussed.*

**Keywords:** diesel, fuel, atomizing, compressed air.

Развитие и совершенствование современных поршневых ДВС невозможно без решения ряда проблем. Наиболее важные из них – применение высокого наддува, обеспечение надежного пуска при низкой температуре окружающей среды, использование топлив широкого фракционного состава (многотопливность), уменьшение выброса токсичных веществ с отработавшими газами. При этом важно, чтобы повышение литровой мощности форсированием ДВС высоким наддувом не приводило к увеличению механических и термических нагрузок на детали двигателя и росту эффективного расхода топлива.

Таковы общие и известные требования. Однако при реализуемом в современных дизелях термодинамическом цикле (с комбинированным изохорно-изобарным подводом теплоты) их выполнение можно обеспечить только при относительно невысоких степенях сжатия, что неизбежно снижает термический и индикаторный его КПД, ухудшает пусковые качества, создает неблагоприятные условия для использования топлив различного фракционного состава. Другими словами, налицо очевидная противоречивость перечисленных выше требований к выбору оптимальной степени сжатия.

Но положение не безнадежно: в научной литературе есть довольно много предложений, позволяющих устранить эти противоречия. И наиболее радикальный из них – переход (возвращение) к варианту термодинамического цикла со сгоранием при постоянном давлении. Что хорошо видно из рис. 1, который позволяет сравнить названный цикл с циклами современных (бескомпрессорных) дизелей и двигателей с искровым зажиганием при одинаковых максимальных давлениях и температурах рабочего

тела. То есть при одинаковых механических и термических нагрузках на детали двигателя. Подтверждает это и табл. 1, в которой приведены значения степеней  $\epsilon$  сжатия, степеней  $\lambda$  повышения давления, степеней  $\rho$  предварительного расширения, термического КПД  $\eta_t$  и среднего давления  $p_t$  рассматриваемых циклов при  $p_a = 0,1$  МПа,  $p_z = 6$  МПа и  $T_z = 2710$  К (2427 °С). Из рисунка и таблицы видно, что в цикле с подводом теплоты при  $p = \text{const}$  степень сжатия в дизеле с наддувом значительно выше, чем в двигателе с искровым зажиганием и безнаддувном дизеле (соответственно в 2,52 и 1,54 раза), что обеспечивает ему высокие пусковые качества в условиях низких температур, причем без увеличения механических нагрузок на его детали.

Превосходят этот цикл два других цикла и с точки зрения полезной работы: в частности, среднее давление у него на 19,2 % больше, чем у двигателя с искровым зажиганием и на 4,2 % – чем у бескомпрессорного дизеля. По экономичности он на 5,6 % лучше цикла двигателя с искровым зажиганием и на 0,2 % – цикла бескомпрессорного дизеля. Правда, нельзя не отметить, что перечисленные выше преимущества компрессорного дизеля перед бескомпрессорным его вариантом в производившихся в первой половине XX века конструкциях пропадали. Дело в том, что затраты энергии на привод механического нагнетателя заметно снижали их эффективные мощностные и экономические показатели. Что и послужило в свое время причиной отказа от производства компрессорных дизелей. Однако в настоящее время получить сжатый воздух для пневматического распыливания топлива – не проблема: это можно обеспечить, не отбирая мощность с коленчатого вала дизеля – за счет использования термокомпрессора, утилизирующего тепловую энергию отработавших газов. То есть в данном случае появляется возможность вернуться к производству компрессорных дизелей – дизелей с пневматиче-

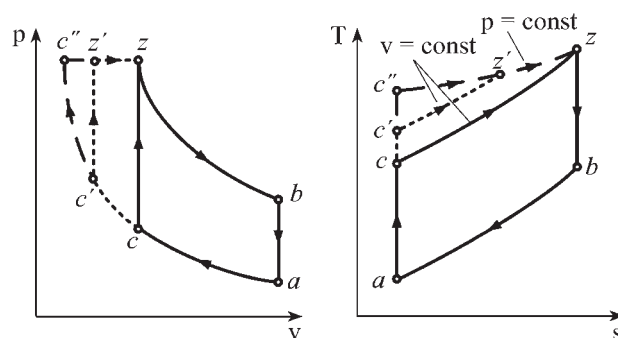


Рис. 1. Термодинамические циклы ДВС с искровым зажиганием, бескомпрессорных и компрессорных дизелей при одинаковых максимальных давлениях и температурах рабочего тела

Таблица 1

Тип двигателя	$\epsilon$	$\lambda$	$\rho$	$\eta_t$	$p_t$ , МПа
Двигатель с искровым зажиганием	9,1	3,61	–	58,7	0,104
Бескомпрессорный дизель	14,9	2,00	1,48	64,3	0,119
Компрессорный дизель	22,9	–	2,50	64,5	0,124

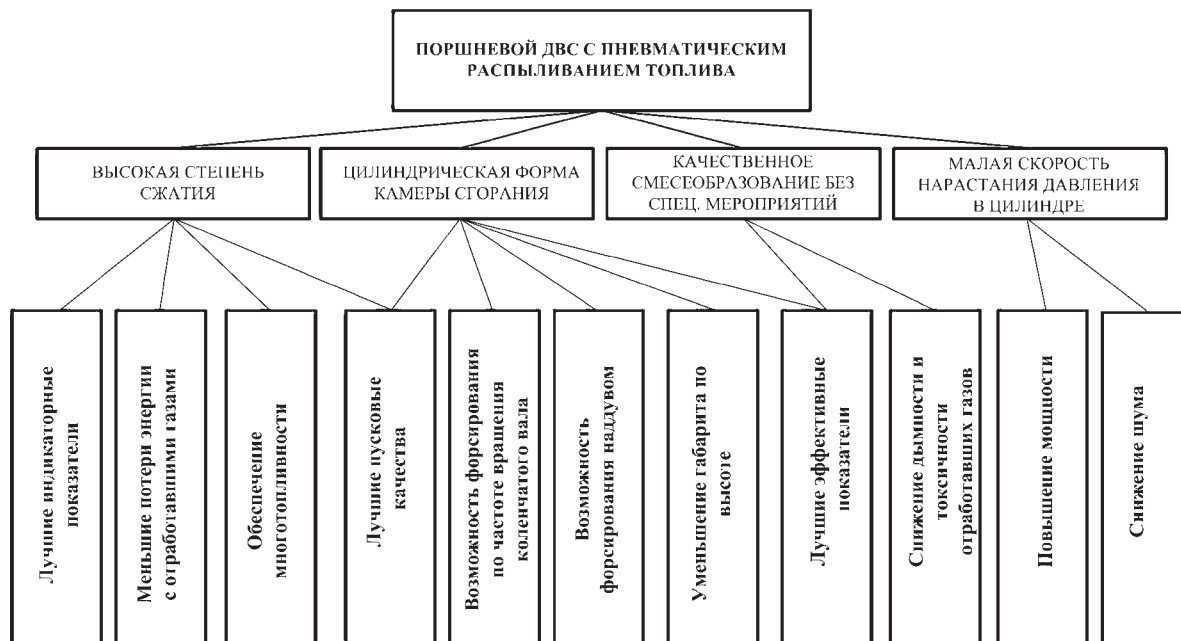


Рис. 2. Спецификация особенности дизеля с пневматическим распыливанием топлива

ским распыливанием топлива, которые обладают целым рядом несомненных достоинств (рис. 2).

Как уже упоминалось, переход (возвращение) к пневматическому впрыскиванию топлива и варианту цикла со сгоранием при практически неизменном давлении позволяет заметно повысить степень сжатия без увеличения механических и термических нагрузок на детали двигателя.

Но это общий вывод. Чтобы его конкретизировать, оценим, используя экспериментальные материалы, приведенные в научной литературе, влияние степени сжатия на параметры поршневых и комбинированных ДВС. При этом ограничимся обсуждением только безнаддувных и наддувных дизелей, так как вопрос реализации высоких степеней сжатия в двигателях с искровым зажиганием в связи со спецификой способа смесеобразования в них и детонационными свойствами используемых топлив не стоит.

Начнем с рис. 3, на котором приведены зависимости основных параметров рабочего цикла от степени сжатия [1]. Из него видно, что с увеличением степени сжатия коэффициент  $\gamma_r$  остаточных газов уменьшается, температура  $T_a$  начала процесса сжатия снижается, коэффициент  $\eta_v$  наполнения незначительно возрастает. Все это свидетельствует о более качественном наполнении цилиндра дизеля свежим зарядом.

Давление  $p_c$  и температура  $T_c$  рабочего тела в конце процесса сжатия с ростом  $\epsilon$  существенно увеличиваются, что благоприятно сказывается на пусковых качествах дизеля. При этом практически столь же интенсивно возрастают максимальные давление  $p_z$  и температура  $T_z$  цикла, что ведет к повышению механической и термической нагруженности деталей дизеля. Характер же кривых, показывающих изменение давления и температуры в конце процесса расширения ( $p_b$  и  $T_b$ ), свидетельствует о том, что увеличение степени сжатия способствует уменьшению потери энергии с выбрасываемыми в атмосферу продуктами сгорания, так как снижается их термический и механический потенциал.

Теперь перейдем к рис. 4, где показано влияние степени сжатия на термический ( $\eta_t$ ), индикаторный ( $\eta_i$ ), меха-

нический ( $\eta_m$ ) и эффективный ( $\eta_e$ ) КПД дизеля [2]. Из него видно, что  $\eta_t$  и  $\eta_i$  с ростом  $\epsilon$  повышаются, а  $\eta_m$ , наоборот, уменьшается. В результате  $\eta_e$  до некоторых ее значе-

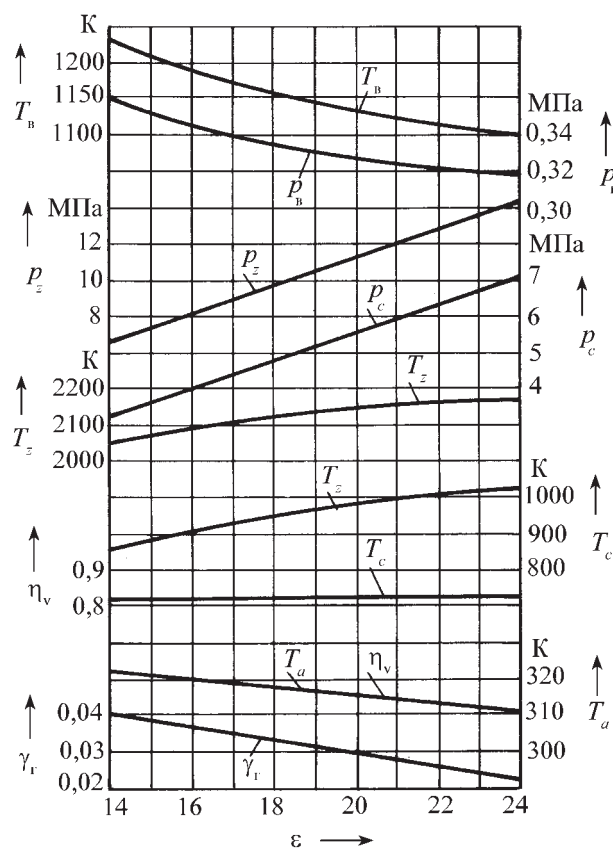


Рис. 3. Зависимость параметров и показателей бескомпрессорного дизеля от степени сжатия



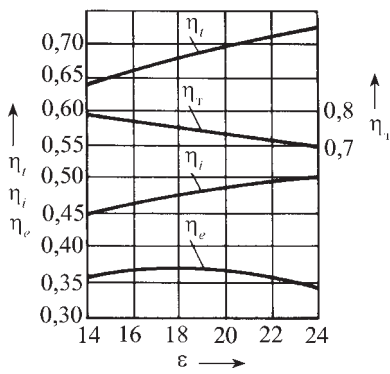


Рис. 4. Зависимость экономических показателей термодинамического и рабочего циклов дизеля от степени сжатия

ний растет, а затем снижается вследствие значительного увеличения механических потерь, обусловленных существенным возрастанием

максимального давления рабочего тела.

Наконец, обратимся к рис. 5, на котором приведены опытные данные, иллюстрирующие влияние степени сжатия на максимальное давление ( $p_{max}$ ) в цилиндре, среднюю скорость  $(\Delta p/\Delta \alpha)_{cp}$  увеличения давления во время сгорания, среднее давление  $p_{тр}$  механических потерь и удельный индикаторный расход  $g_i$  топлива.

Как видим, рост  $\epsilon$  приводит к снижению  $g_i$  с 208 г/(кВт·ч) при  $\epsilon = 12$  до 178 г/(кВт·ч) при  $\epsilon = 19$ , т.е. увеличение  $\epsilon$  на 58 % снижает  $g_i$  на 14,5 %. Одновременно уменьшается жесткость работы дизеля. Эти благоприятные изменения сопровождаются ростом максимального давления в цилиндре, которое увеличивает механические потери на трение.

Такова картина для безнаддувного дизеля. Она, в общем-то, сохраняется и для дизеля с наддувом. Однако негативное влияние  $p_{max}$  в этом случае проявляется при меньших значениях  $\epsilon$ , так как процесс сжатия начинается при больших давлениях.

Поскольку показатель политропы сжатия при различных условиях протекания рабочего цикла меняется незначительно, значение  $p_{max}$ , в принципе, можно ограничить путем снижения степени сжатия или степени  $\lambda$  повышения давления. Однако уменьшать  $\epsilon$ , как следует из сказанного выше, крайне нежелательно, поскольку это отрицательно скажется на всех показателях рабочего процесса дизеля. Кроме того, немаловажным обстоятельством, делающим нежелательным снижение  $\epsilon$ , является и вполне понятный интерес к многотопливным двигателям. Ведь эксплуатация таких двигателей облегчает приспособление моторного парка к изменяющемуся балансу производства и потребления топлива, поскольку в многотопливных двигателях может быть использовано до 71 % топливных фракций нефти, тогда как в двигателях с искровым зажиганием и дизелях — только 54 % [3]. Причем в многотопливных двигателях бензин используется значительно эффективнее, чем в бензиновых двигателях. Поэтому абсолютное большинство современных многотопливных двигателей

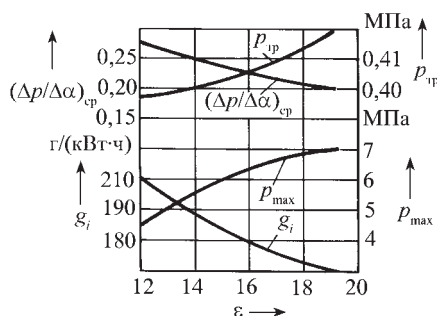
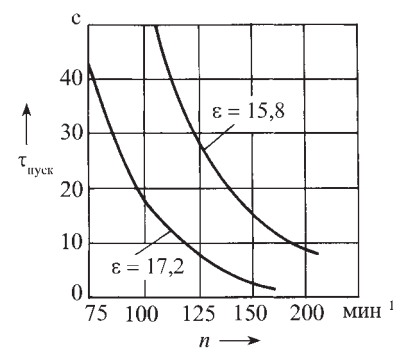


Рис. 5. Зависимость показателей дизеля от степени сжатия при  $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$  и  $p = 0,23 \text{ МПа}$

Рис. 6. Пусковые характеристики дизеля Д-240 при различных степенях сжатия



разработано на базе дизелей, так как они с точки зрения рабочего процесса обладают более широкими возможностями в отношении использования моторных топлив различных сортов.

В случае же применения легких топлив работа дизелей становится жесткой, значительно увеличивается их шумность, затрудняется, а иногда становится невозможным холодный пуск. И в этой связи рассмотрим рис. 6, на котором приведены пусковые характеристики двигателя Д-240, полученные при температуре 268 К ( $-5^\circ\text{C}$ ) с различными степенями сжатия [4]: он свидетельствует о том, что даже незначительное увеличение  $\epsilon$  дает заметное улучшение пусковых качеств двигателя.

Исходя из сказанного, авторы считают, что наиболее рациональным путем, позволяющим иметь высокую степень сжатия при умеренных  $p_z$  и  $T_z$ , является переход к циклу со сгоранием при постоянном давлении, который реализуется с помощью пневматического распыливания топлива. Рациональным, в том числе и с точки зрения экологических показателей дизеля.

И все это — не только теоретические соображения. Чтобы получить самые общие, предварительные представления о рабочем процессе при пневматическом распыливания топлива, авторы создали экспериментальную установку на базе дизеля 1 ЧВН 15/16. При этом в комплектацию двигателя были внесены следующие изменения.

Во-первых, поршень, имеющий в штатной комплектации камеру ЦНИДИ, заменили поршнем с плоским днищем.

Во-вторых, за счет изменения формы камеры сгорания на 23 % уменьшили ее объем, что привело к увеличению степени сжатия с 15 до 19,6.

В-третьих, для пневматического распыливания топлива применили форсунки оригинальной конструкции, с гидравлическим приводом от одной из секций ТНВД, которые соединили с баллоном, содержащим сжатый воздух. Топливо же к форсункам подавала вторая секция ТНВД.

В-четвертых, из секции ТНВД, предназначавшейся в дизеле 1 ЧВН 15/16 для подачи топлива, удалили нагнетательный клапан, а плунжер отсоединили от рейки насоса, которую соединили с гидравлическим устройством, обеспечивающим подъем иглы форсунки. Необходимый момент начала этого подъема и продолжительность открытия сопловых отверстий (момент начала впрыскивания и продолжительность поступления топлива в цилиндр) регулируются винтом толкателя и специальным поводком, поворачивающим плунжер (изменяющим цикловую подачу).

В табл. 2 приведены некоторые показатели рабочего процесса дизеля 1 ЧВН 15/16, полученные на одном из исследованных режимов при работе двигателя в штатной комплектации и при использовании пневматического распыливания топлива. Из нее видно, что переход на распыливание топлива сжатым воздухом снизил максимальное давление в цилиндре почти на 12 %, температуру — на ~ 8 %, скорость нарастания давления — более чем на 70 %, степени повышения давления — на 28 %, а среднюю скорость нарастания давления — практически в 2 раза. Причем на индикаторных диаграммах хорошо заметно, что

Параметр	Значение параметра	
	штатный вариант	вариант с пневматическим распыливанием топлива
Максимальное давление, МПа	9,51	8,34
Максимальная температура, К	1810	1670
Максимальная скорость нарастания давления, МПа/град п.к.в.	0,699	0,199
Средняя скорость нарастания давления, МПа/град п.к.в.	0,279	0,142
Степень повышения давления	2,31	1,66
Удельное содержание:		
NO <sub>x</sub> , г/(кВт·ч)	12,11	9,60
СН, г/(кВт·ч)	0,69	0,36
СО, г/(кВт·ч)	2,42	2,51
твердых частиц, г/м <sup>3</sup>	1,11	0,76

при пневматическом распыливанием топлива период задержки воспламенения практически отсутствует, скорость нарастания давления и максимальная температура рабочего тела значительно меньше, чем при обычном распыливанием. Результат – снижение количества вредных веществ в отработавших газах: оксидов азота – более чем на 20 %, что весьма актуально для дизелей; несгоревших углеводородов – почти в 2 раза (важную роль сыграло здесь, очевидно, и интенсивное распыливание всей порции топлива, так как после посадки иглы форсунки в объеме над ней и в сопловых отверстиях топлива совсем не оставалось). Отмеченные особенности привели и к уменьшению содержания твердых частиц – более чем на 30 %. Правда количество монооксида углерода несколько (на ~ 4 %) возросло, что связано, вероятно, с увеличением продолжительности сгорания.

Таким образом, результаты экспериментов говорят о том, что переход (возвращение) к реализации в дизелях цикла со сгоранием при постоянном давлении и на пнев-

матическое распыливание топлива сжатым воздухом, полученным за счет "бросовой" теплоты отработавших газов с помощью термокомпрессора на базе двигателя Стирлинга, действительно позволит получить более высокие показатели работы этих двигателей.

### Литература

1. Шароглазов Б.А. Двигатели внутреннего сгорания: Теория, моделирования и расчет процессов / Б.А. Шароглазов, М.Ф. Фарафонов, В.В. Клементьев. – Челябинск: Изд-во ЮурГУ, 2006. – 382 с.
2. Демидов В.П. Двигатели с переменной степенью сжатия / В.П. Демидов. – М.: Машиностроение. 1978. – 136 с.
3. Гарипов М.Д. Рабочие процессы и конструирование двигателей, работающих на биотопливах / М.Д. Гарипов, Р.Д. Еникеев, Р.Ю. Саккулин. – Уфа, Изд-во УГАТУ, 2008. – 107 с.
4. Николаев Л.А. Системы подогрева тракторных дизелей при пуске / Л.А. Николаев, А.П. Сташкевич, И.А. Захаров. – М.: Машиностроение, 1977. – 191 с.

УДК 629.021

## ПРОГНОЗИРОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ АГРЕГАТОВ АВТОМОБИЛЕЙ ПО ВИБРАЦИОННЫМ ПОКАЗАТЕЛЯМ

К.В. БУТИН

НТЦ ОАО "КамАЗ" (8552. 55-07-70)

*Приведены результаты экспериментальных исследований вибрационных признаков предпредельного состояния зубчатых передач грузовых АТС.*

**Ключевые слова:** автомобиль, вибродиагностика, надежность, подвижные сопряжения, показатели.

Butin K.V.

### FORECASTING OF RELIABILITY OF UNITS OF VEHICLES ON VIBRATING INDICATORS

*Results of experimental researches of vibrating signs of a prelimiting condition of gearings at a stage of tests are resulted.*

**Keywords:** car, vibrodiagnosing, reliability, mobile interfaces, indicators.

Специфика эксплуатации грузовых АТС состоит в том, что на детали их трансмиссии, прежде всего на зубчатые передачи, воздействуют значительные и близкие к ударным нагрузки. Отсюда – изнашивание и разрушение зубьев.

Для повышения надежности производителям АТС необходимо снизить вибрационные показатели та-

ких передач, а также разработать диагностические признаки предпредельного состояния. Тем не менее удается это им, к сожалению, не всегда. В итоге всякого рода неточности изготовления зубчатых передач проявляются в вибрационном спектре на частотах, кратных частотам зубчатых пересопряжений [1]. Эти погрешности в процессе эксплуатации

зубчатых пар неизбежно приводят к изнашиванию, что ведет к росту амплитуд на этих частотах. Кроме того, независимо от процесса изнашивания у оснований зубьев появляются усталостные трещины со всеми вытекающими отсюда последствиями. Однако владельца АТС интересует не столько это, сколько то, как поведет купленное им АТС в тех условиях, в которых ему предстоит работать.

Здесь, конечно, дать конкретные рекомендации довольно сложно. Но общие принципы, которыми должен руководствоваться потребитель, есть. И в этом можно убедиться, если рассмотреть признаки предпредельного состояния заднего моста автомобиля КамАЗ с передаточным числом главной передачи, равным 5,11 (рис. 1).

Исследования этого АТС показали следующее.

В предпредельном состоянии, когда происходило усталостное разрушение зубьев ведомой кони-

Рис. 1. Кинематическая схема заднего моста 6520:  
1 – подшипник 6-7613А; 2 – подшипник 6-7615А; 3 – подшипники 6-7516А; 4 – подшипники 7723А

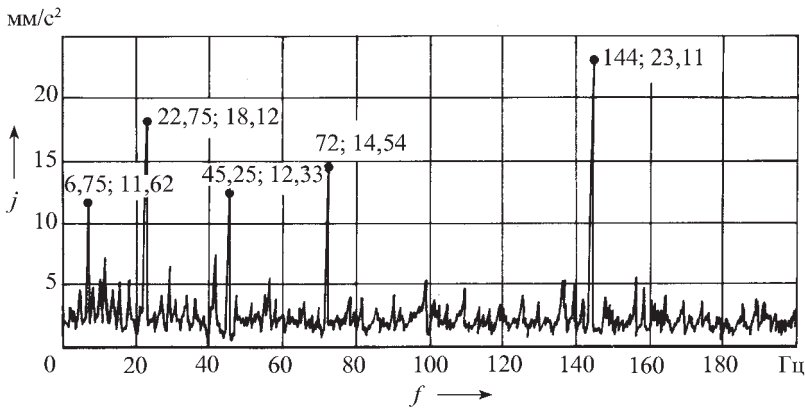
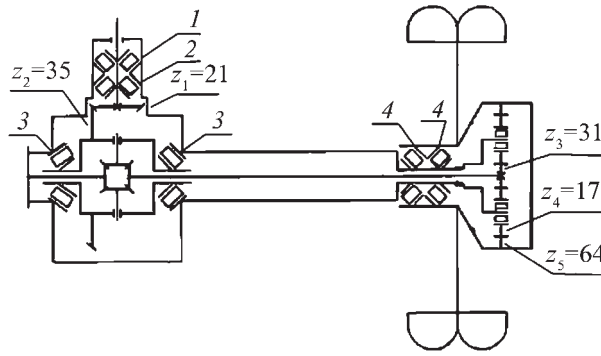


Рис. 2. Спектр огибающей при наработке 60 ч

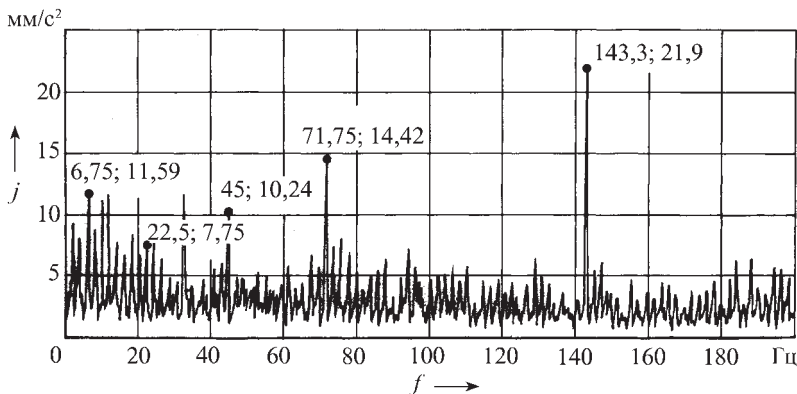


Рис. 3. Спектр огибающей при наработке 77 ч

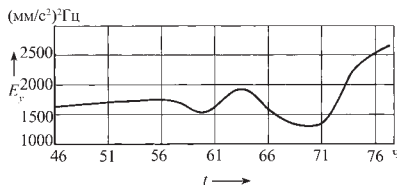


Рис. 4. Изменение энергии спектра огибающей в предельном состоянии редуктора

ческой шестерни главной передачи, не связанное с изнашиванием, роста среднеквадратичных значений и значений амплитуд на частотах вращения зубчатых колес не наблюдалось. Анализ же спектров огибающей (рис. 2) показал, что такое разрушение связано с нарушениями установки ведущего вала (частота 6,75 Гц) и зацеплений ведущей и ведомой шестерен (частоты 22,75; 45,25 и 72 Гц, 144 Гц). Правда,

отмечен незначительный рост (рис. 3) гармоник частоты вращения вала, кратных 2,05 Гц, и это единственный признак предельного состояния ее зубьев.

Вывод очевиден: визуально определяемые признаки, по которым потребитель может самостоятельно обнаружить предельное состояние этого элемента конструкции главной передачи, присутствуют только в спектре оги-

бающей. Чтобы избежать субъективной оценки, изготовитель уже на стадии испытаний должен проводить количественную оценку роста амплитуд спектральных составляющих.

Технологию такой оценки можно свести к следующему.

Вводя понятие "энергия спектра огибающей", вытекающее из теории Парсевеля, и записав спектральную плотность реализации в виде формулы

$$E_y = \int_0^{f_a} |y(f_i)|^2 df, \quad (|y(f_i)|^2); \quad y(f_i) - \text{функ-}$$

ция амплитуды вибросигнала в спектре,  $\text{мм/с}^2$ ;  $f_i$  – частота в спектре, Гц;  $df$  – цена деления шкалы частот, Гц, определим рост амплитуды спектральных составляющих. Результаты расчетов по ней приведены на рис. 4, где для оценки роста виброхарактеристик в предельном состоянии значения энергии  $E_y$  усреднены, и в диапазоне наработки  $t$  с 46 по 71 ч они составляют 1651  $(\text{мм/с}^2)^2\text{Гц}$ , при 74 ч – 2261, а при 77 ч – 2647  $(\text{мм/с}^2)^2\text{Гц}$ . То есть имеет место рост энергии спектра огибающей в 1,37 и 1,6 раз соответственно.

Цифры, как видим, существенно различаются. Поэтому их следует использовать в качестве диагностических признаков предельного состояния главной передачи. Из сказанного выше следует, что результаты последних четырех из 78 часов (5,1 % от общей наработки) ускоренных испытаний дают все основания, чтобы сделать вывод: именно в эти четыре часа нужно провести предупреждающий ремонт с целью недопущения разрушения шестерни и, как следствие, других деталей редуктора. То есть при ресурсе моста автомобиля КамАЗ, равного 300–500 тыс. км пробега, для предупреждения отказа достаточно диагностировать его с периодичностью 15–25 тыс. км, что соответствует интервалу проведения работы ТО-2 и не потребует дополнительного временного изъятия автомобиля из транспортного процесса.

Из всего выше сказанного следует, что использование виброхарактеристик производителем важно для потребителя. Применение производителем при сборке главной передачи вибродиагностирования позволило бы не допустить нарушений зацепления и, как следствие, повысило бы ресурс деталей и агрегата в целом. А вибродиагностирование при обслуживании автомобиля в сервисном центре позволит проводить предупредительный ремонт. Эти мероприятия снизят как гарантийные затраты производителя, так и уменьшат длительность простоев у потребителя.

#### Литература

1. Ширман А.Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А.Р. Ширман, А.Б. Соловьев. М.: Спектр-инженеринг, 1996. – 276 с.

# ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОПРИВОДА ДВУХКОНТУРНОЙ СИСТЕМЫ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Канд. техн. наук **А.В. КАЛЯШИНА, Р.Р. САЛАХОВА, Ф.М. ШАЙХРАЗИЕВ**  
ИНЭКА (8552. 39-73-26)

*Рассматривается гидропривод двухконтурной системы рулевого управления, предназначенный для автомобиля с двумя управляемыми осями, приводятся полученные на основе математической модели динамические характеристики и исследованы области устойчивости объекта.*

**Ключевые слова:** рулевое управление, математическая модель, динамические характеристики, динамическая устойчивость, коэффициент трения, быстродействие, объект регулирования, переходный процесс.

Kalyashina A.V., Salahova R.R., Shayhraziev F.M.

## DYNAMIC CHARACTERISTIC OF HYDRAULIC ACTUATOR OF DUAL STEERING SYSTEM

*Dual steering system hydraulic actuator for automobile with two steering axle is considered, dynamic characteristics built and the stability region of the object investigated on the basis of the mathematical model.*

**Keywords:** steering system, mathematical model, dynamic characteristics, dynamic stability, friction coefficient, speed, object of regulation, transient process.

В гидроприводе рассматриваемой двухконтурной системы рулевого управления, предназначенной для двух управляемых осей АТС, включено (рис. 1) два насоса – основной, обеспечивающий работу первого контура, который приводится от ДВС, и вспомогательный второго контура, который работает от трансмиссии и обеспечивает аварийный режим управления в случае отказа основного насоса. Для этой системы возможны три режима работы: основной (насос Н1 подает жидкость в полости гидроци-

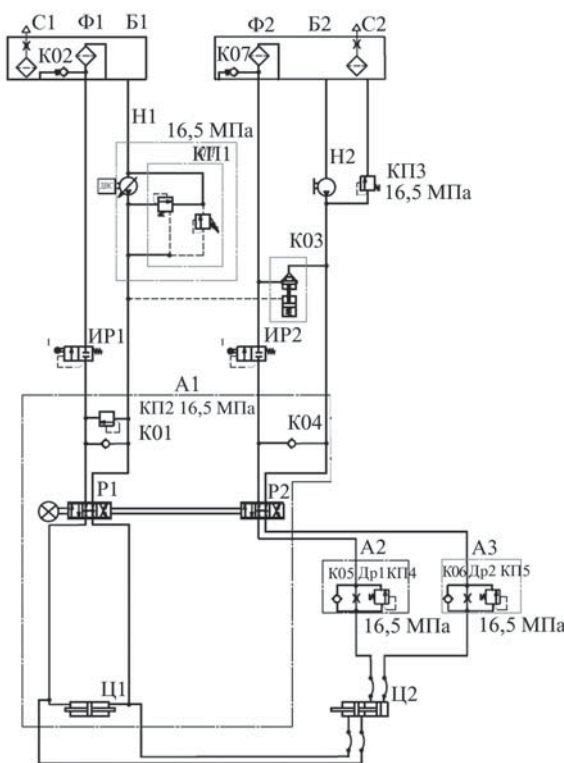


Рис. 1. Принципиальная схема двухконтурной гидравлической системы рулевого управления, предназначенной для двух управляемых осей

линдров обеих управляемых осей, а жидкость, подаваемая насосом Н2, поступает обратно в бак); параллельный (оба насоса работают одновременно); аварийный (основной насос из-за выключения или самовыключения двигателя не работает или его подача значительно уменьшилась и работает только вспомогательный насос).

Основной задачей динамического расчета гидропривода при его проектировании является выбор и обоснование таких его параметров, которые обеспечивали бы высокое быстродействие и устойчивость работы всей системы регулирования. Потому что при неверно выбранных параметрах система может оказаться неустойчивой, что выражается в появлении автоколебаний цилиндра гидроусилителя, отрицательно сказывающихся на управляемости автомобиля. Как добиться, чтобы этот выбор был правильным, рассмотрим с помощью математической модели гидропривода системы рулевого управления [1].

Функциональные схемы системы рулевого управления для первой и второй управляемых осей АТС с указанием порядка прохождения сигнала выглядят так, как это показано на рис. 2, где  $\alpha$  – угол поворота рулевого колеса (входной сигнал);  $\beta$  – угол поворота сошки рулевого механизма;  $X$  – смещение золотника распределителя;  $y_{n1}, y_{n2}$  – перемещение поршня соответственно первого и второго силового цилиндра;  $p_1, p_2$  – перепад давления для первого и второго цилиндров.

При динамическом расчете используют следующие допущения. Считается, что давление источника мощности – величина постоянная; перемещения поршней силовых цилиндров относительно их среднего положения, по сравнению с полным его ходом, малы; гидравлическое сопротивление магистралей, приведенный момент инерции всех соединенных с рулевым колесом деталей, коэффициент скоростного сопротивления в приводе распределителя, площади штоков силовых цилиндров и утечки жидкости равны нулю; левая и правая половины гидроцилиндра одинаковы; сила трения в гидроцилиндре изменяется линейно и пропорционально коэффициенту трения; вместо реальной расходно-перепадной характеристики используется аппроксимированная.

В состав математической модели гидропривода входят четыре уравнения: движения выходного звена гидроцилиндра усилителя (формула № 1 в таблице); расхода гидроцилиндра усилителя (формула № 2); расходно-перепадной характеристики распределителя в линеаризованном виде (формула № 3); обратной связи (формула № 4).

Структура схемы системы для первой и второй управляемых осей одинакова (рис. 3). Опираясь на нее, определим устойчивость конкретной системы, у которой для первой управляемой оси  $m_{п1} = 25$  кг,  $k_{тп1} = 150$  Н·с/м,  $c_{п1} = 1000$  Н/м,  $A_{п1} = 0,011$  м<sup>2</sup>,  $V_1 = 0,001$  м<sup>3</sup>,  $E = 1,4 \cdot 10^9$  Н/м<sup>2</sup>,  $k_{QX1} = 0,005$  м<sup>2</sup>/с,  $k_{QP1} = 0,5 \cdot 10^{-9}$  м<sup>5</sup>/Н·с,  $l_{c1} = 0,2$  м,  $i_{рм} = 21$ ,  $k_{oc1} = 0,055$  [2].

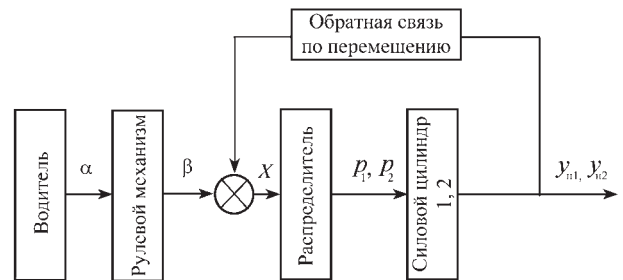


Рис. 2. Функциональная схема системы управляемой оси

№ формулы	Формула	Примечания
1	$m_n \frac{d^2 y_n}{dt^2} + k_{tp} \frac{dy_n}{dt} + c_{n1} y_n = A_{n1} p$	$m_n$ – суммарная масса поршня и штока усилителя; $y_n$ – перемещение поршня усилителя; $k_{tp}$ – приведенный коэффициент трения в гидроцилиндре усилителя; $c_{n1}$ – приведенная жесткость гидроцилиндра усилителя; $A_{n1}$ – площадь поршня усилителя; $p$ – перепад давления в гидроцилиндре
2	$Q = A_n \frac{dy_n}{dt} + \frac{V}{2E} \frac{dp}{dt}$	$V$ – сжимаемый объем рабочей жидкости; $E$ – модуль ее упругости
3	$Q = k_{QX} X - k_{QP} p$	$k_{QX}, k_{QP}$ – коэффициенты крутизны расходной, расходно-перепадной характеристики распределителя; $X$ – смещение его золотника
4	$X = \frac{l_c}{i_{pm}} \alpha - k_{oc} y_n$	$\alpha$ – угол поворота рулевого колеса; $l_c$ – длина сошки; $i_{pm}$ – передаточное число рулевого механизма; $k_{oc}$ – коэффициент передачи обратной связи по перемещению
5	$W_{раз1}(s) = \frac{l_{c1} k_{QX1} A_{n1} k_{oc1}}{i_{pm} \left( k_{QP1} + \frac{V_1}{2E} s \right) (m_{n1} s^2 + k_{tp1} s + c_{n1})}$	–
6	$D(s) = 0,2 \cdot 10^{-3} s^3 + 34,2 \cdot 10^{-3} s^2 + 158 \cdot 10^{-3} s + 1 = 0$	–
7	$W_{раз2}(s) = \frac{l_{c2} k_{QX2} A_{n2} k_{oc2}}{i_{pm} \left( k_{QP2} + \frac{V_2}{2E} s \right) (m_{n2} s^2 + k_{tp2} s + c_{n2})}$	–
8	$D(s) = 0,06 \cdot 10^{-3} s^3 + 20 \cdot 10^{-3} s^2 + 200 \cdot 10^{-3} s + 1 = 0$	–

Передаточная функция  $W_{раз1}(s)$  случая, когда система разомкнута, – формула № 5, а характеристическое уравнение выражено формулой № 6. Его корни:  $-166,434$ ;  $-2,283-4,983i$ ;  $-2,283+4,983i$ . Как видим, вещественные части всех корней отрицательны, следовательно, система устойчива.

Для построения динамических характеристик был применен программный комплекс Matlab. Полученные с его помощью характеристики приведены на рис. 4, из которого видно, что система действительно устойчива, время  $t$  нарастания переходного процесса у нее чуть больше 0,4 с, а быстродействие  $h$  составляет 1,1 с.

Исходные данные для расчета устойчивости системы для второй управляемой оси примем такие:  $m_{n2} = 15$  кг,  $k_{tp2} = 150$  Н·с/м,  $c_{n2} = 800$  Н/м,  $A_{n2} = 0,008$  м<sup>2</sup>,  $V_2 = 0,001$  м<sup>3</sup>,

$E = 1,4 \cdot 10^9$  Н/м<sup>2</sup>,  $k_{QX2} = 0,0012$  м<sup>2</sup>/с,  $k_{QP2} = 0,1 \cdot 10^{-9}$  м<sup>5</sup>/Н·с,  $l_{c2} = 0,15$  м,  $i_{pm} = 21$ ,  $k_{oc2} = 0,055$ . Передаточную функцию  $W_{раз2}(s)$  разомкнутой системы дает формула № 7, а характеристическое ее уравнение – формула № 8, корни которого следующие:  $-323,179$ ,  $-5,077-5,079i$ ,  $-5,077+5,079i$ . Как видим, и здесь вещественные части корней отрицательны, следовательно, система устойчива.

Логарифмическая амплитудно-частотная, логарифмическая, фазочастотная и переходная характеристики для данного случая показаны на рис. 5, которые подтверждают, что система устойчива, время нарастания переходного процесса тоже близко к 0,4 с, а быстродействие системы составляет 1 с.

Таким образом, при принятых исходных данных обе части двухконтурной системы управления будут работать устойчиво и строго синхронно. Это означает, что ее параметры выбраны правильно.

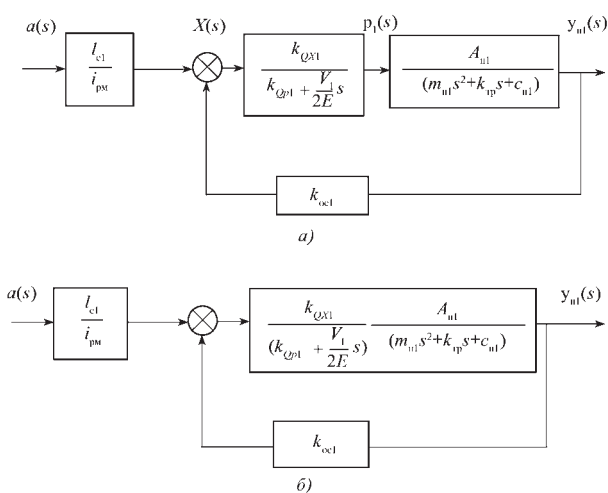


Рис. 3. Структурная схема системы для первой управляемой оси (а) и после (б) преобразований

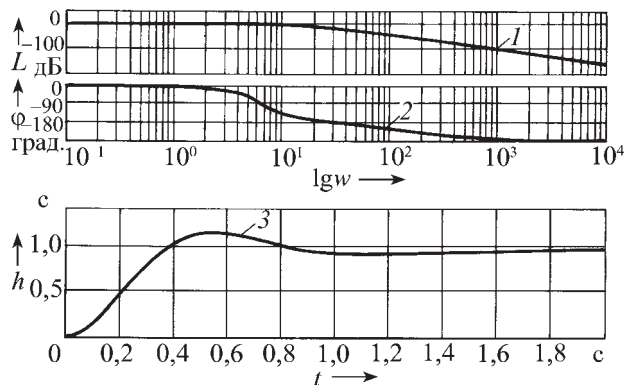


Рис. 4. Динамические характеристики системы для первой управляемой оси:

1 – логарифмическая амплитудно-частотная; 2 – логарифмическая фазово-частотная; 3 – переходная

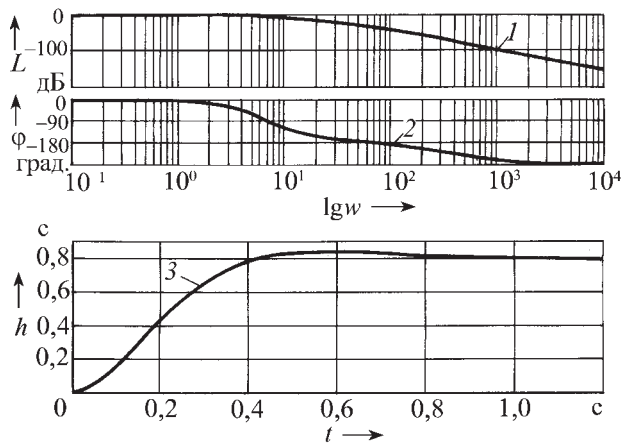


Рис. 5. Динамические характеристики системы для второй управляемой оси:

1 – логарифмическая амплитудно-частотная; 2 – логарифмическая фазово-частотная; 3 – переходная

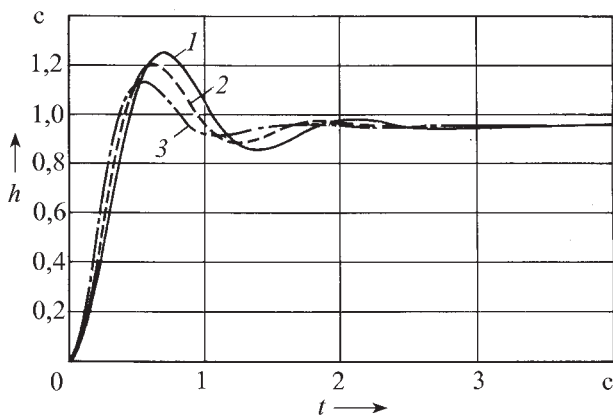


Рис. 6. Переходные характеристики гидропривода системы рулевого управления при различных значениях массы цилиндра усилителя:

1 –  $m_n = 45$  кг; 2 –  $m_n = 35$  кг; 3 –  $m_n = 25$  кг

Если же получилось, что система или одна из ее половин какому-либо из поставленных требований не удовлетворяет, нужно менять для нее исходные данные. С тем, чтобы вещественные части корней уравнений № 6 и 8 сделать отрицательными.

Следующий этап расчета – определение влияния массы  $m_n$  цилиндра на динамические характеристики системы. Его результаты в виде переходного процесса гидропривода системы рулевого управления при единичном ступенчатом

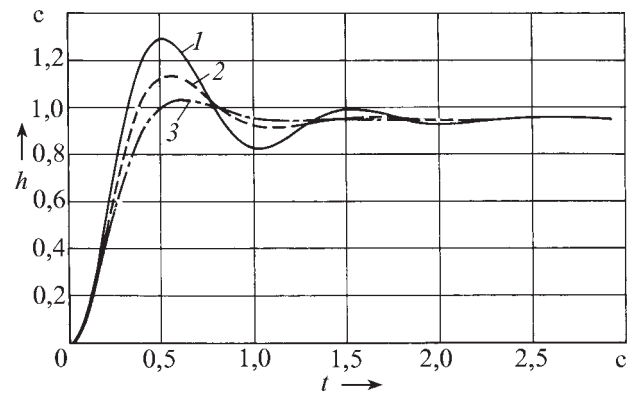


Рис. 7. Переходные характеристики гидропривода системы рулевого управления при различных значениях коэффициента трения в цилиндре усилителя:

1 –  $k_{тр} = 100$  Н·с/м; 2 –  $k_{тр} = 150$  Н·с/м; 3 –  $k_{тр} = 200$  Н·с/м

воздействию при разных значениях массы цилиндра усилителя приведены на рис. 6, из которого видно, что увеличение массы цилиндра усилителя уменьшает время нарастания переходного процесса, что хорошо. Но, с другой стороны, ухудшает быстродействие гидропривода, что плохо. Отсюда вывод: если объем цилиндра задан, то требуемой скорости протекания переходного процесса системы можно добиться путем подбора материала (массы) этого цилиндра.

На динамические характеристики системы влияет и коэффициент  $k_{тр}$  трения в гидроцилиндре. Это подтверждает и рис. 7, на котором приведены динамические характеристики гидравлического привода рулевого управления.

Так, сравнение кривых показывает, что с увеличением  $k_{тр}$  быстродействие системы ухудшается, но время нарастания переходного процесса увеличивается. Кроме того,  $k_{тр}$  благоприятно действует на устойчивость системы. И это хорошо: поскольку его величина зависит от многих факторов (свойств применяемой жидкости, материала гидроцилиндра, диапазона рабочих температур системы), то этим коэффициентом в процессе проектирования можно управлять, т.е. изменять его значение в нужном направлении.

Из сказанного выше очевидно: тщательный подбор физических параметров системы может оказать положительное влияние на ее работоспособность.

## Литература

1. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. – М.: Машиностроение, 1980. – 231 с.
2. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. – М.: Машиностроение, 1976. – 424 с.

## ВНИМАНИЕ!

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

Наш адрес: [avtoprom@mashin.ru](mailto:avtoprom@mashin.ru); [avtoprom@aport.ru](mailto:avtoprom@aport.ru)

# ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН С ЗАЗОРОМ

Канд. техн. наук **Ю.Ф. НАБАТНИКОВ**  
МГГУ (499. 230-94-40)

*Рассмотрены вопросы повышения ресурса соединений деталей машин с зазором методом межгрупповой взаимозаменяемости. Метод позволяет проводить сборку соединений при вероятности образования незавершенного производства, близкой или равной нулю. Приведен расчет параметров метода на примере гидростойки механизированной крепи для условий мелкосерийного производства.*

**Ключевые слова:** детали машин, соединения, ресурс, точность, сборка, метод, взаимозаменяемость, группы.

**Nabatnikov Yu.F.**

## ISSUES OF LIFE ENHANCEMENT FOR MACHINE COMPONENTS WITH CLEARANCE

*In the article the issues of life enhancement for machine components with clearance by means of intragroup interchangeability method is considered. Said method allows performing assembly of joints with probability of appearance of unfinished production near to or equal to zero. Calculation of method parameters is given by the example of a hydraulic jack of powered roof support in small-series production.*

**Keywords:** machine components, joints, life, accuracy, assembly, method, interchangeability, groups.

Примером соединения с зазором может быть сопряжение цилиндра с поршнем в гидравлической стойке, которая используется в механизированной крепи для поддержания кровли в шахтах. Эти соединения выполняются с точностью по посадке Н9/ф9, а сборка осуществляется методом полной взаимозаменяемости.

Закономерности изнашивания поверхностей деталей сопряженных пар в данном случае, как и в любых других, обычно описываются кривыми износа (рис. 1). Износу  $S$  поверхности отверстия (цилиндра) соответствует кривая  $U_1 = f_1(t)$ , а вала (поршня) –  $U_2 = f_2(T)$ . Величина  $S_0$  на этом рисунке представляет собой зазор, полученный при исходной сборке соединения,  $S'_0$  – соответствует верхнему допустимому его пределу, а  $S_{np}$  – предельному зазору, при котором интенсивность изнашивания поверхностей соединения резко повышается,  $T$  – ресурс соединения.

При проектировании соединения конструктор и технолог стараются добиться, чтобы его ресурс был как можно большим. Для достижения этой цели используют различные пути: задают высокую точность обработки сопрягаемых поверхностей и тем самым уменьшают величину допуска на зазор в соединении; повышают износостойкость

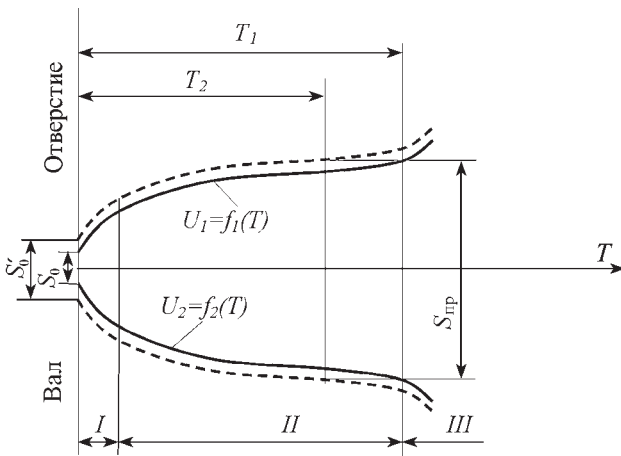


Рис. 1. Изменение зазора в соединении в зависимости от наработки

сопрягаемых поверхностей, применяя более прочные материалы и различные методы упрочняющей обработки поверхностей и т.п. Однако автору хотелось бы привлечь внимание читателей лишь к одному из множества таких методов – обеспечению заданного ресурса соединения за счет получения в нем зазоров, близких по величине к минимально допустимым.

Для этого определим зависимость ресурса соединения от величины зазора. Поскольку время приработки поверхностей существенно меньше общего ресурса соединения, то им можно пренебречь. То есть кривые изнашивания можно свести к схеме, приведенной на рис. 2.

Очевидно, что соединение, собранное с минимально допустимым по технической документации зазором  $S_{min}$ , по отношению к соединениям с большими зазорами будет иметь наибольший ресурс  $T_{max}$ . Если задан предельный зазор  $S_{np}$ , то величину ресурса  $T$  соединения, собранного с зазором  $S > S_{min}$ , можно определить из условия подобия треугольников, т.е. по формуле

$$\frac{T}{T_{max}} = \frac{S_{np} - S}{S_{np} - S_{min}} < 1. \tag{1}$$

Левая часть уравнения представляет собой долю ресурса соединения с зазором  $S$  от максимального возможного ресурса, который обеспечивается при зазоре, равном  $S_{min}$ .

Параметры точности сопрягаемых поверхностей в соединениях поршня с цилиндром в соответствии с наиболее распространенной, как упоминалось выше, на рабочих чертежах стоек посадкой вида Н9/ф9 и действующей системой допусков и посадок, приведены в табл. 1. Из нее следует, что зазоры в соединениях различных стоек из партии при использовании метода полной взаимозаменяемости могут различаться более чем в 6 раз. При этом каждая из стоек будет соответствовать требованиям технической документации. То есть при такой точности обеспечить их равноресурсность невозможно: одни стойки будут иметь сравнительно высокий ресурс, а другие – низкий.

Определение величины предельного зазора  $S_{np}$  в соединении представляет собой сложную инженерную задачу. Для стойки зазор находят по результатам математического моделирования ее напряженного состояния на ЭВМ с использованием метода конечных элементов. Результаты такого моделирования позволяют установить зависимость контактных напряжений от величины зазора в соединении, и по этой зависимости определить предельный зазор, при котором возникает пластическая деформация сопрягаемых поверхностей (рис. 3).

Далее. Для решения ряда практических задач необходимо знать зависимость ресурса соединения от его уровня качества. Поэтому данной проблемой уже довольно долгое время занимаются специалисты, в том числе МГГУ. Им

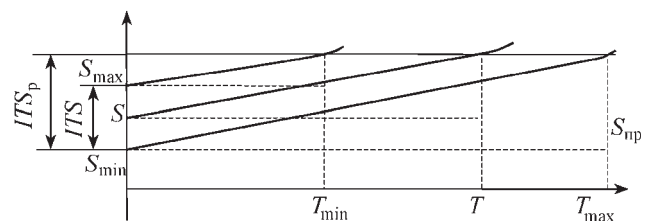


Рис. 2. Кривые изнашивания соединения после его приработки

Внутренний диаметр цилиндра, мм	Предельные отклонения размера цилиндра, мкм		Предельные отклонения размера поршня, мкм		Зазор в соединении при посадке H9/f9, мкм		
	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	минимальный, $S_{\min}$	максимальный, $S_{\max}$	$S_{\max}/S_{\min}$
80 – 120	0	87	-36	-123	36	210	5,8
120 – 180	0	100	-43	-165	43	243	5,7
180 – 250	0	115	-50	-143	50	280	6,4

удалось получить интересные результаты, суть которых сводится к следующему.

Один из основных показателей качества соединений деталей – зазор, который определяет особенности контакта деталей по сопрягаемым поверхностям, и от его величины, полученной при сборке соединения, в конечном счете зависит ресурс соединения. Например, если зазор больше предельно допустимого, то такое соединение бракуется, если не выходит за допустимые пределы, оно считается годным.

Это решение принимается на стадии технического контроля фактических размеров деталей перед их сборкой. В процессе эксплуатации зазоры в соединениях неизбежно увеличиваются до предельной величины, которая и считается их эксплуатационным ресурсом. Очевидно, что соединения, изготовленные с меньшими зазорами, будут иметь больший эксплуатационный ресурс.

Это соображение и было положено в основу методических материалов по оценке качества соединений деталей при их изготовлении [1]. Уровень  $K$  качества соединения рассчитывается, исходя из этого, по формуле:

$$K = 1 - \left( \frac{S - S_{\min}}{ITS + \Delta} \right)^2 = 1 - \frac{(S - S_{\min})^2}{(1,05 \cdot ITS)^2}, \quad (2)$$

где  $ITS$  – допуск на зазор при сборке соединения;  $S$  – зазор в соединении, полученный при сборке. Величина погрешности измерения ( $\Delta$ ) определяется в соответствии с рекомендациями ISO– 5725 и принимается равной  $0,05ITS$ .

Чтобы установить взаимосвязь ресурса с уровнем  $K$  качества соединения, приведем уравнение (2) к следующему виду:  $S = 1,05ITS \sqrt{1 - K} + S_{\min}$ . Затем подставим это выражение в формулу (1). В результате получим:

$$\frac{T}{T_{\max}} = \frac{S_{\text{нр}} - 1,05ITS \sqrt{1 - K} - S_{\min}}{S_{\text{нр}} - S_{\min}} \quad \text{или}$$

$$\frac{T}{T_{\max}} = 1 - \frac{1,05ITS \sqrt{1 - K}}{S_{\text{нр}} - S_{\min}} = 1 - \frac{1,05ITS \sqrt{1 - K}}{ITS_p} = 1 - \frac{1,05 \sqrt{1 - K}}{K_p},$$

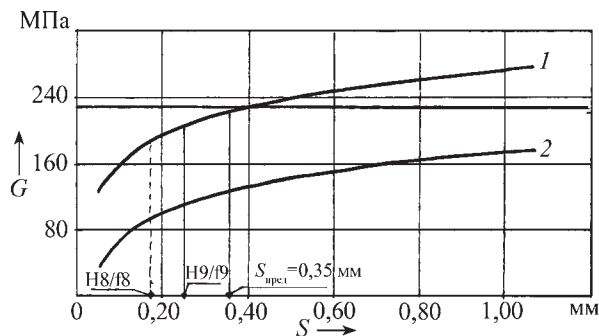


Рис. 3. Зависимость контактных напряжений на грядбуксе (1) и поршне (2) стойки от зазора между их рабочими поверхностями

где  $K_p = ITS_p/ITS > 1$  – коэффициент запаса ресурса соединения по точности;  $ITS_p = S_{\text{нр}} - S_{\min}$  – эксплуатационный допуск на зазор в соединении.

Зависимость ресурса  $T$  от уровня  $K$  качества при различных значениях коэффициента  $K_p$ , а также распределение соединений по ресурсу при точности сопрягаемых поверхностей по девятому качеству и сборке методом полной взаимозаменяемости представлены на рис. 4, из которого следует, что ресурсы различных соединений могут отличаться более чем в 3 раза. И что при любых значениях  $K_p$ , если уровень качества близок к единице, ресурс  $T$  соединения стремится к максимальной величине.

Из рис. 4 следует также, что ресурс, составляющий 85–100 % его максимально возможной величины, достигается при уровне качества соединений  $K = 0,9–1,0$ . При таких значениях  $K$  точность в соединениях должна соответствовать седьмому качеству. Однако в этом случае трудоемкость обработки сопрягаемых поверхностей существенно увеличивается. Кроме того, отечественные заводы горного машиностроения не располагают производственными мощностями, технологиями и кадрами, способными стабильно обеспечить такую точность на всей длине (1000–1500 мм) гидроцилиндра. Поэтому и необходима селективная сборка соединений с точностью по седьмому качеству при точности изготовления сопрягаемых поверхностей по 9–10.

Моделирование на ЭВМ метода групповой взаимозаменяемости выявило невозможность его использования для повышения ресурса соединений стоек. Особенно при мелкосерийном производстве, когда весьма велика доля

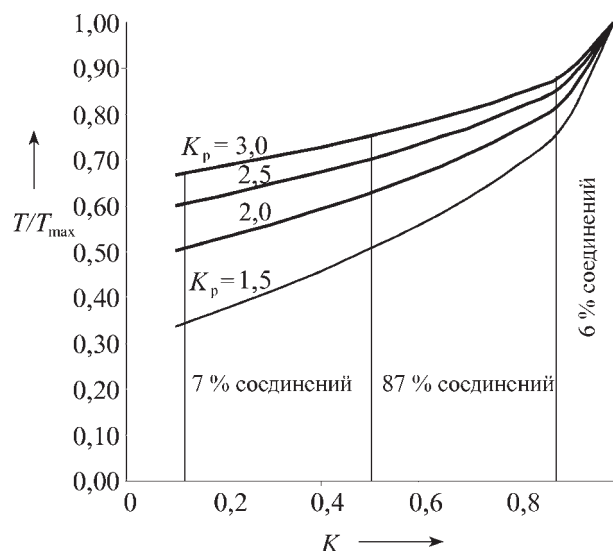


Рис. 4. Зависимость ресурса соединений от уровня качества и величины  $K_p$  в случае девятого качества точности и сборки методом полной взаимозаменяемости



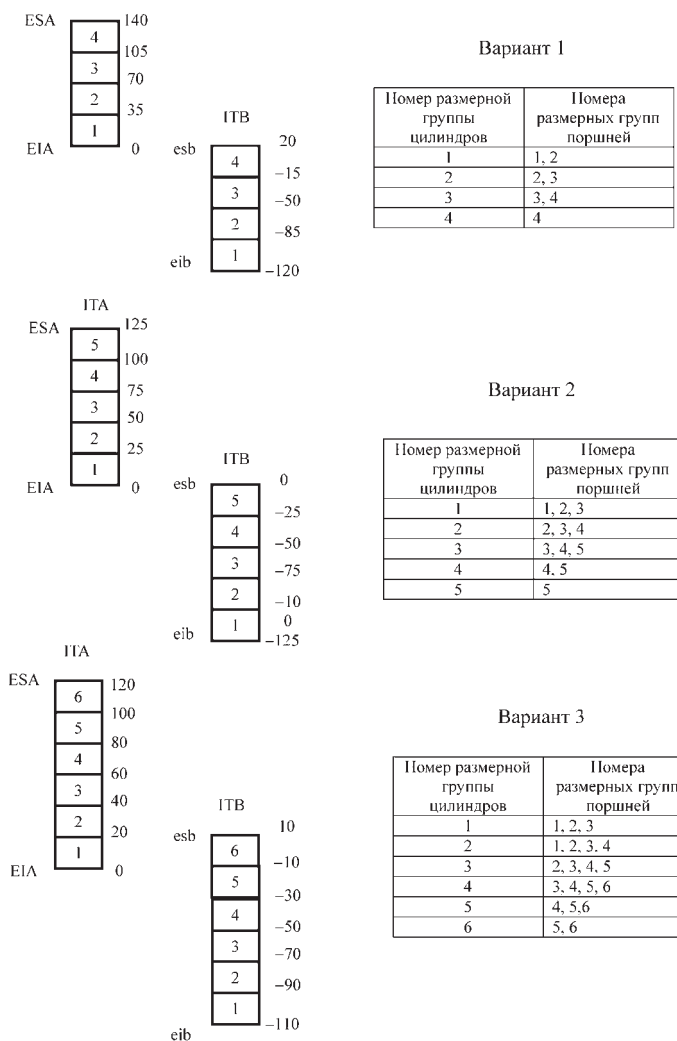
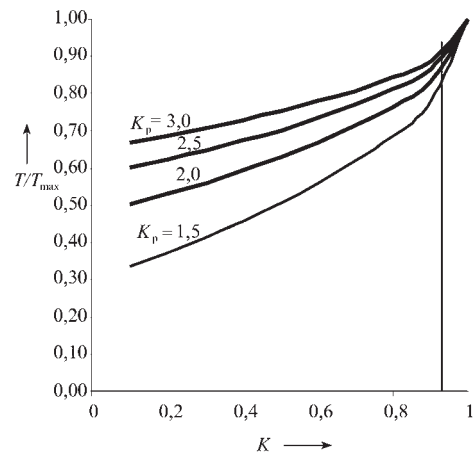


Рис. 5. Объем незавершенного производства при сборке методом групповой взаимозаменяемости

непарных деталей, образующихся в процессе сборки. В результате объем незавершенного производства может достигать 40–50 % программы производства (рис. 5). Поэтому для повышения ресурса стойки в условиях мелкосерийного производства в МГТУ и был разработан специальный метод обеспечения заданной точности в соединениях — метод межгрупповой взаимозаменяемости, который дает

Рис. 6. Объем незавершенного производства при сборке методом межгрупповой взаимозаменяемости



возможность комплектовать определенную размерную группу цилиндров поршнями из нескольких групп. Это делает сборку соединений независимой или малозависимой от типов законов распределения размеров, их сочетаний и количественных параметров, а также от серийности производства.

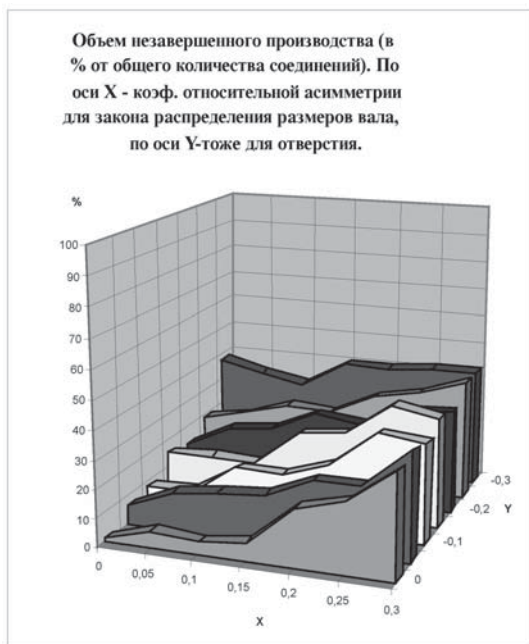
Моделирование на ЭВМ данного метода позволило установить такие параметры соединений и сборки для стоек с номинальным внутренним диаметром цилиндра, равным 180–250 мм, точность сопрягаемых поверхностей которых соответствует девятому, а зазоры — седьмому качеству, которые обеспечивают заданный ресурс при вероятности возникновения незавершенного производства, близкой к нулю (табл. 2).

Из таблицы следует, что все три варианта сборки повышают ресурс соединений стойки практически до одной и той же величины. Причем в варианте № 3 непарные детали при сборке стойки вообще не образуются. То есть объем незавершенного производства фактически равен нулю даже при разнотипных законах распределения размеров цилиндров и поршней, а результаты сборки действительно не зависят ни от законов распределения размеров и их количественных характеристик, ни от их сочетаний, ни от серийности производства (рис. 6).

Наиболее привлекателен для производства вариант № 1 сборки с групповыми допусками  $a = b = ITS/3$ , так как для его реализации требуется сортировка деталей всего по четырем размерным группам (трудоемкость этого процесса меньше, чем в случае вариантов № 2 и № 3). Однако отсутствие непарных деталей при сборке наблюдается, к сожалению, не для всех значений рассматриваемых параметров. Варианту № 1, как и варианту № 2, присуща определенная

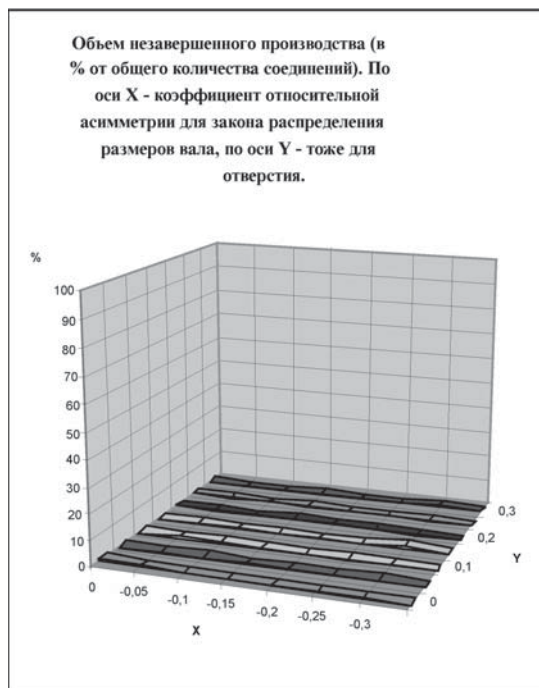
Таблица 2

№ варианта	Параметры соединений и сборки				Уровень качества соединений	Ресурс, % от максимально возможного	Условия применения
	допуск на размер (ITA-ITB), мкм	нижнее предельное отклонение размера поршня, eib, мкм	групповой допуск (a=b), мкм	число селективных групп, $n_1=n_2$			
1	140	-120	ITS /3-35	4	0,964–0,974	87–94	Однотипные законы распределений размеров цилиндров и поршней, контроль параметров распределений, подналадка станков
2	125	-125	ITS /4-25	5	0,944–0,967	83–94	
3	120	-110	ITS /5-20	6	0,956–0,981	85–95	Без ограничений



Параметр	Значение
Допуск, $IT_A=IT_B$ , мкм	150
Максимальный зазор, $S_{max}$ , мкм	150
Минимальный зазор, $S_{min}$ , мкм	50
Групповые допуски, $a=b=IT_S/2$ , мкм	50
Количество групп, $n_1=n_2$	3
Нижнее предельное отклонения размера вала, $e_{iB}$ , мкм	-75
Закон распределения размеров вала	Нормальный
Закон распределения размеров отверстия	Нормальный

Рис. 7. Схема сборки и порядок комплектации цилиндров поршнями



Параметр	Значение
Допуск, $IT_A=IT_B$ , мкм	120
Максимальный зазор, $S_{max}$ , мкм	150
Минимальный зазор, $S_{min}$ , мкм	50
Групповые допуски, $a=b=IT_S/5$ , мкм	20
Количество групп, $n_1=n_2$	6
Нижнее предельное отклонения размера вала, $e_{iB}$ , мкм	-110
Закон распределения размеров вала	Нормальный
Закон распределения размеров отверстия	Равномерный

Рис. 8. Зависимость ресурса соединений от уровня качества сборки и величины  $K_p$  в случае девятого качества точности сопрягаемых поверхностей и сборки по седьмому качеству точности методом межгрупповой взаимозаменяемости

зависимость объема незавершенного производства от законов распределения размеров, их сочетаний и количественных характеристик. В связи с чем оба варианта сборки могут быть использованы при соблюдении определенных условий. Схемы сборки и порядок комплектации цилиндров поршнями представлены на рис. 7, а распределение соединений по ресурсу – на рис. 8.

И последнее. Рассмотренный метод разрабатывался для гидравлических стоек, используемых в качестве шахт-

ной крепи. Однако совершенно очевидно, что его можно применять для расчета и увеличения ресурса любых механизмов, имеющих пары "поршень–цилиндр" и "вал–втулка". В том числе автомобильных, авиационных и других механизмов.

#### Литература

1. Радкевич Я.М. Оценка качества изготовления деталей // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 1. С. 26–29.

## ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ АВТОМОБИЛЕМ

Э.И. НАРКЕВИЧ

*Выявлена ошибочность принятых гипотез об индикаторных и эффективных показателях двигателя внутреннего сгорания, о крутящем моменте как действующем силовом факторе, передаваемом трансмиссией от двигателя к ведущим колесам автомобиля. Уточнена физика качения автомобильного колеса по твердой опорной поверхности без буксования, не имеющая ничего общего с физикой качения колеса с неподвижной осью на стендах, лежащей в основе ранее разработанных теорий. Изложены основы теории преобразования энергии автомобилем с двигателем внутреннего сгорания, исключающие перечисленные недостатки известных теорий.*

**Ключевые слова:** двигатель внутреннего сгорания, индикаторные и эффективные показатели, крутящий момент, трансмиссия, качение колеса, энергия, автомобиль.

Narkevich E.I.

### POWER CONVERSION BY VEHICLE

*The inaccuracy of the accepted hypotheses concerning the indicative and effective data of an internal combustion engine, the torque as an influencing power factor delivered by transmission from the engine to the drive wheels of the vehicle has been revealed. There has been clarified that the physics of the vehicle wheel rolling on the hard bearing surface without slipping has nothing in common with the physics of the vehicle wheel rolling with the axle motionless on the chassis dynamometer bench, that form the basis of the previously developed theories. The bases of the power conversion theory concerning motor vehicles with internal combustion engines have been set forth, that exclude the abovementioned shortcomings of the well-known theories.*

**Keywords:** internal combustion engine, indicative and effective data, torque, transmission, wheel rolling, power, vehicle.

За 35 лет работы в области экспериментальных исследований топливно-скоростных свойств автомобильной техники в НИЦИАМТе накопилось много требующих ответа вопросов к теории рабочих процессов двигателя и движения автомобиля. Более того, изучение печатных материалов по этой теме и накопленный опыт привели его специалистов к осознанию необходимости пересмотра ряда установившихся исходных положений, потому что в основе их лежат восприятия ученых, основанные на уровне знаний и практического опыта начала XX века. К таким положениям относятся, в частности, культ силового взаимодействия тел, базирующегося на законах классической механики, упор на термодинамику рабочих процессов двигателя вместо подробного рассмотрения вопросов энергетических преобразований, а также на ошибочные гипотезы, применяемые при моделировании физики исследуемых процессов.

Например, до сих пор физики и механики движение начинают изучать с понятия "сила" как первичного фактора, определяющего не только вид и характер взаимодействия и движения, но и такие вторичные факторы, как давление, ускорение и энергия. Некоторые ученые даже утверждают, что энергия не дается нам в опыте и потому является всего лишь математической абстракцией и что измеряемые нами физические величины (к примеру, теплота, давление, сила и крутящий момент) — величины натуральные, и поэтому заслуживают внимания исследователей. При этом они забывают, что сила — математический термин, так как приводит натуральные взаимодействия объемных тел площадями к точечному их взаимодействию, а давление, распределенное по

площади взаимодействия, — к единой интегральной величине.

Конечно, понятие "сила" удобно для математического описания различных процессов взаимодействия тел, так как не требует согласования величины давления с площадью взаимодействия, но первичными в механике считаются все-таки тела, их механическая энергия, способы ее преобразования и передачи.

В выражение единицы измерения энергии (джоуль) входят основные единицы СИ: масса  $m$  тела, время  $t$  и расстояние  $S$ . Различные виды механической энергии имеют и различные свойства, т.е. видимые и измеряемые эффекты ее проявления. Поэтому и выражения для них могут быть сгруппированы с учетом разных признаков проявления.

Так, для энергии притяжения (потенциальной энергии) это масса  $m$  тела, умноженная на ускорение  $g$  и на расстояние  $S$ , для кинетической энергии — масса  $m$  тела, умноженная на квадрат скорости  $v$ ; для энергии направленного расширения — давление рабочего тела  $p$ , умноженное на его объем  $V$ .

Как видим, для разных видов механической энергии и условий взаимодействия тел в качестве действующего фактора этого взаимодействия в каждом конкретном случае возможен определенный выбор, т.е. можно говорить не только о силе, но и о давлении или ускорении. В частности, в двигателях внутреннего сгорания действующим фактором является давление рабочего тела.

Между тем при рассмотрении, скажем, теории рабочих процессов в ДВС обычно ограничиваются законами термодинамики и ссылкой на то, что теплота (тепловые потоки) впоследствии преобразуются колленчатым валом в механическую работу. Поэтому давление в процессе рабочего хода поршня по индикаторной диаграмме рассматривают как давление расширяющегося рабочего тела, не совершающего механическую работу. В результате величину механической работы определяют площадью между кривыми сжатия и расширения, что явно ошибочно. В действительности зависимость измеряемого в цилиндре двигателя давления от рабочего хода поршня — характеристика остаточного давления рабочего тела, вид протекания которой определяется не только процессом расширения, но и величиной совершенной за это же время работы по преодолению сопротивлений в двигателе и внешних сопротивлений движению автомобиля. В конце расширения открывается выпускной клапан и за счет остаточной энергии происходит выброс отработавшего газа (рабочего тела) в атмосферу. Поэтому площадь между кривыми сжатия и расширения, которая в теории двигателя рассматривается как индикаторная работа, не несет в себе никакого физического смысла и, кроме того, произведение давление на объем — не работа, а энергия. Определить же величину произведенной в процессе рабочего хода или других рабочих процессов механической работы можно лишь одним способом: подсчитав энергию рабочего тела в начале и конце каждого процесса и взяв их разность.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$E_{iH} = E_{iCK} + E_{iT} = (p_{iCK} V_{min} + H u g_T)$	$i$ – число цилиндров; $p_{iCK}$ – давление в конце такта сжатия при отсутствии предварительного впрыска и воспламенения смеси; $V_{min}$ – минимальный объем цилиндра; $H u$ – удельная энергия топлива; $g_T$ – цикловая подача топлива
2	$E_{iK} = p_{iPK} V_{max}$	$p_{iPK}$ – давление в конце такта расширения плюс энергия предварительного выпуска отработавших газов; $V_{max}$ – максимальный объем цилиндра
3	$A_i = E_{iH} - E_{iK}$	–
4	$\eta_i = \frac{A_i}{E_{iH}}$	–
5	$A_{эф} = \pi \tau M_e$	$\tau$ – тактность двигателя; $M_e$ – крутящий момент двигателя
6	$\eta_e = \frac{A_{эф}}{A_i}$	–
7	$P_k = \frac{M_e \eta_{тр} i_{тр}}{r_k}$	$i_{тр}$ – суммарное передаточное число трансмиссии; $r_k$ – радиус качения ведущих колес автомобиля; $\eta_{тр}$ – механический КПД трансмиссии
8	$r_k = \frac{(L_{св} - L_k)}{2/\pi}$	$L_{св}$ – длина окружности свободного колеса; $L_k$ – длина зоны контакта колеса с дорогой

При направленном действии в цилиндре постоянного сечения механическая энергия рабочего тела равномерно распределена в занимаемом им объеме. Действие рабочего тела проявляется в виде давления на поверхностях головки цилиндра и днища поршня, которое, очевидно, постоянно в любом сечении, перпендикулярном оси цилиндра. В связи с чем величину механической энергии рабочего тела через произведение измеренного в одной точке давления на занимаемый рабочим телом объем можно подсчитывать лишь в случае цилиндра постоянного сечения. Но даже тогда разница между начальной и конечной энергиями рассматриваемого процесса в цилиндре двигателя характеризует всю выполненную им механическую работу, т.е. вместе с тепловыми и механическими потерями.

К серьезным недостаткам существующей теории рабочих процессов ДВС относится также отсутствие явной связи между параметрами рабочего цикла, тактностью процесса, числом рабочих цилиндров, конструктивными и выходными параметрами самого двигателя. Правда, в какой-то мере эту "брешь" в последнее время устраняют, применяя статистические методы создания регрессионных моделей. Однако такие модели из-за недостаточного объема исходных данных приходится делать линейными и потому они не могут дать необходимую достоверность результатов.

Избежать перечисленных недостатков оказалось возможным, если обратиться к энергетическим показателям и цикличности рабочего процесса в цилиндрах двигателя. И делается это следующим образом.

В связи с тем, что процесс горения топливовоздушной смеси в цилиндре растянут по ходу поршня, начальную энергию  $E_{iH}$  (потенциальную работу) рабочего тела на такте расширения каждого цикла можно определить, как сумму энергии  $E_{iCK}$  в конце такта сжатия и энергии  $E_{iT}$  поступившего в цилиндр за цикл топлива (формула № 1 в таблице), а конечную энергию  $E_{iK}$  рабочего тела – по формуле № 2.

Очевидно, что индикаторную работу  $A_i$  двигателя за цикл дает формула № 3, а индикаторный КПД за этот же цикл – формула № 4.

Используя формулы № 1, 2 и 3, можно рассчитать величины работ, затрачиваемые на выполнение тактов всасывания, сжатия и выпуска: они представляют собой разницу между энергией начала и конца каждого из тактов.

Эффективную работу  $A_{эф}$  двигателя и его эффективный КПД  $\eta_e$  находят соответственно по формулам № 5 и 6.

Если, далее, из начальной энергии вычесть эффективную работу двигателя за цикл и индикаторную работу, затраченную на осуществление остальных тактов, то эта разница дает работу цикла на привод вспомогательных агрегатов двигателя.

Таким образом, начальная и конечная энергия рабочего тела и все остальные доли работ являются реальными, а не фиктивными величинами, позволяющими проводить уточненные расчеты нагрузочных режимов работы любых деталей двигателя, силового и топливного его балансов.

В теории двигателя и автомобиля крутящий момент  $M_e$  двигателя до сих пор рассматривается как действующий энергетический фактор, который передается от коленчатого вала к ведущим колесам автомобиля. На самом деле работу совершает не момент, а окружная сила  $P_e$ , приложенная к шейкам кривошипов коленчатого вала, а крутящий момент – эффективная работа, которую окружная сила двигателя совершает за поворот коленчатого вала на угол в один радиан (радианная мера работы). Полную же эффективную цикловую работу двигателя можно определить, зная число радиан за цикл, а число таких циклов на заданном пути движения автомобиля и их эффективность определяют его динамические и экономические параметры. Давление и касательные усилия (окружные силы) действуют на кривошипах коленчатого вала, в зацеплениях зубчатых пар и зоне контакта колеса с дорогой. Их значения могут быть подсчитаны по известным значениям крутящего момента как более удобного для измерений на вращающихся деталях фактора, но это не дает основание принимать его в качестве действующей физической величины, подводимой к ведущим колесам автомобиля от двигателя. Работа не подводится, а соверша-

ется давлением в площади контакта, действие которого для удобства расчетов заменяют значением силы.

К колесам автомобиля в зоне контакта с дорогой подводится окружная сила  $P_k$ , направленная против движения автомобиля. Ее значение дает формула № 7.

Со стороны дороги этой силе противостоит сила  $P_\phi$  сцепления, равная произведению коэффициента  $\phi$  сцепления на приходящуюся на колесо силу  $P_z$  тяжести автомобиля. Пока окружная сила меньше силы сцепления, колесо катится без буксования. В результате противодействия этих сил на ось колеса возникает реактивная сила  $R$ , по величине равная окружной силе и направленная в сторону движения автомобиля. Именно она и является движущей силой автомобиля, нейтрализует силы сопротивления движению, а ее запас используется для придания оси и через нее автомобилю линейного ускорения.

Ось колеса под действием реактивной силы равномерно или с ускорением движется вперед относительно неподвижной части пятна контакта с опорной поверхностью и, проворачиваясь относительно своей геометрической оси, приводит в соприкосновение с ней ближние к передней части пятна свободные элементы колеса и освобождает от контакта задние. Остальные части пятна в условиях отсутствия буксования остаются неподвижными. Тем самым обеспечивается перемещение пятна контакта по направлению движения.

Таким образом, в движении находятся только свободные от контакта с опорной поверхностью элементы колеса. Поэтому радиус качения колеса можно рассчитать по формуле № 8.

Через элементы подвески, шасси или кузова часть реактивной силы подводится к оси ведомых колес для преодоления потерь в подшипниках и момента силы сопротивления качению относительно центра вращения.

Из сказанного выше следует, что ни движущая сила, ни кинематика колеса не зависят от величины ди-

намического радиуса  $r_d$  колеса, поэтому в динамических и кинематических, а тем более в энергетических задачах необходимо использовать только радиус  $r_k$  качения колеса. Динамический же радиус целесообразно применять лишь при исследованиях сопротивления качению колеса, так как в этом случае действующим является момент силы относительно центра касания колеса с опорной поверхностью. Он нейтрализует момент силы сопротивления качению колеса относительно его оси.

Рассмотренная модель процесса качения колеса по твердой опорной поверхности основана на многолетних наблюдениях при испытаниях транспортных средств, многочисленных работах по созданию и отладке исходных данных для математических моделей различных типов АТС. Она соответствует закону сложения скоростей в механике для элемента внешнего радиуса колеса, реальным условиям нагружения и степеням свободы. Остальные модели, которыми пользуются в настоящее время, разработаны на основе стендовых испытаний, которые по условиям нагружения существенно отличаются от реального качения колеса: на стенде ось колеса неподвижна, а движется опорная поверхность. Иначе говоря, реализуется принцип совместности движения, который справедлив разве только для режима скольжения или буксования, и рассматривается воздействие на колесо "призрачного" крутящего момента. Основанная на таких предпосылках попытка связать в единой формуле практически все известные виды радиусов колеса неправомерна, так как энергия преобразуется в определенном узле и в определенном месте. Нельзя силу приложить в одном месте колеса, а вращение в другом.

Думается, что изложенный в статье материал позволит конструктору и исследователю более ясно представлять процесс энергетических преобразований в ДВС, трансмиссии и ходовой частях автомобиля и на этом основании объективно оценивать и выбирать различные конструктивные параметры уже на стадии проектирования АТС.

УДК 621.43

## РОТОРНЫЙ ЭЛЕКТРОГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ ДВИГАТЕЛЬ ДЛЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Д-р техн. наук **В.К. СОКОВИКОВ, П.И. СТРОКОВ**  
МГМУ "МАМИ" (495. 223-05-23)

*Рассматривается роторный электрогидродинамический двигатель, для работы которого не требуется углеводородное топливо.*

**Ключевые слова:** двигатель, статор, ротор, плунжер, электрод.

**Sokovikov V.K., Strokov P.I.**

**ROTARY ELECTROHYDRODYNAMIC ENGINE FOR TRANSPORTATION**

*Rotary electrohydrodynamic engine which doesn't require hydrocarbon fuel to work is dedicated. The working of engine is based on electric discharge in the process liquid located in the working chamber of the cylinder.*

**Keywords:** engine, stator, rotor, plunger, electrode.

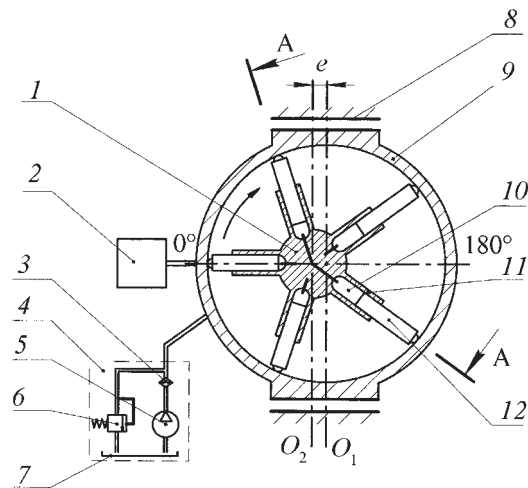
В МГМУ "МАМИ" разработан (пат. № 2319037, РФ) роторный электрогидродинамический двигатель (ЭГДД), который может найти широкое применение на транспортных средствах. Его принципиальная схема приведена на рисунке.

Технический результат, получаемый от использования этого двигателя, заключается в повышении его выходной мощности и автоматическом регулировании крутящего момента и частоты вращения выходного вала, его реверса, компактности конструкции, топливной экономичности и экологичности.

ЭГДД, как видно из рисунка, включает статор 9, имеющий внутреннюю гладкую цилиндрическую поверхность с осью  $O_1$  и установленный в направляющих 8 рамы транспортного средства с возможностью радиальных перемещений от приводного механизма 2. Ротор 1 с выходным валом 16 установлен внутри статора так, что его ось  $O_2$  смещена относительно оси  $O_1$  полности статора 9 на величину эксцентриситета "e".

*Схема роторного электродинамического двигателя:*

1 – ротор; 2 – приводной механизм; 3 – фильтр; 4 – система подвода реологической жидкости; 5 – насос низкого давления; 6 – переливной электромагнитный клапан; 7 – емкость (бак); 8 – направляющая рама АТС; 9 – статор; 10 – рабочая камера; 11 – цилиндр; 12 – подвижный плунжер; 13 и 15 – электроды; 14 – разрядный промежуток; 16 – выходной вал; 17 – электромагнитный гидроклапан; 18 – ролик; 19 – система формирования высоковольтных импульсов; 20 – блок формирования высоковольтных импульсов; 21 – повышающий трансформатор; 22 – транзисторный коммутатор; 23 – источник электроэнергии; 24 – генератор импульсов; 25 – микроконтроллер; 26 – контактное кольцо; 27 и 28 – контакты; 29 – кольцо подвода сигнала управления



Ротор выполнен с радиальными цилиндрическими выступами, по меньшей мере, тремя равномерно расположенными на выходном валу 16, под одинаковым к нему углом.

В каждом из выступов размещена рабочая камера 10, выполненная в виде цилиндра 11 с параболическим дном и подвижным плунжером 12. Объем этой камеры заполнен технологической жидкостью с заданным уровнем. У параболического дна установлены электроды 13 и 15 с разрядным промежутком 14, через который проходят высоковольтные импульсы. Число рабочих камер определяется требуемой мощностью двигателя, равномерностью его работы и должно быть нечетным.

Технологическая жидкость должна обладать хорошими смазывающими свойствами, обеспечивать низкое трение при движении парожидкостной смеси и не замерзать при отрицательных температурах.

Система 19 формирования высоковольтных импульсов представляет собой источник 23 электрической энергии и блок 20 формирования высоковольтных импульсов, состоящего, например, из соединенных между собой последовательно генератора 24 импульсов, транзисторного коммутатора 22 и повышающего трансформатора 21.

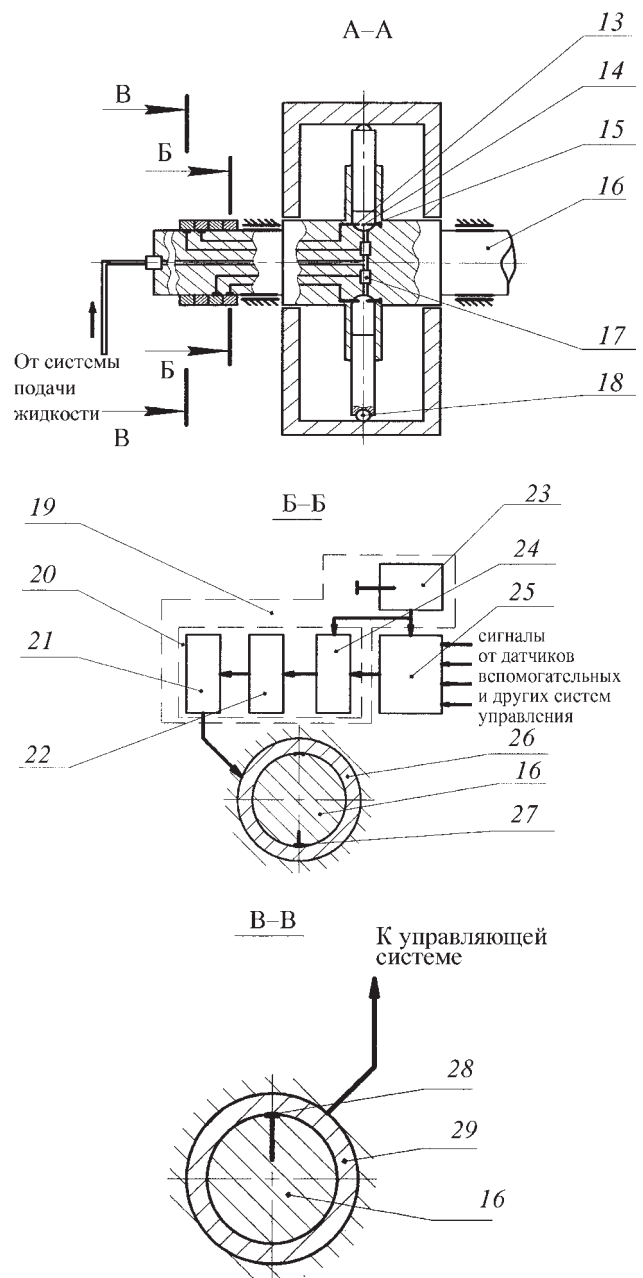
Такое исполнение блока наиболее оптимально, но, в принципе, он может быть выполнен и по другой из известных схем.

Генератор импульсов запитан от источника электроэнергии и на выходе к нему своим входом подключен транзисторный коммутатор, число выходов, подключенных к соответствующим входам повышающего трансформатора, которого равно числу рабочих камер.

Повышающий трансформатор, в свою очередь, через цепь высокого напряжения подключен к соответствующему контактному кольцу 26 подвода электрического питания, установленному на выходном валу ротора, и далее – к рабочей камере. Контактное кольцо 26 на своем внутреннем диаметре имеет "контактное пятно", периодически касающееся контакта 27, вмонтированного в выходной вал.

Роль управляющей системы выполняет микроконтроллер 25 или бортовой компьютер (на рисунке не показан).

Исходный объем рабочей камеры 10 и объем технологической жидкости в ней устанавливаются конструктивно и в процессе работы ЭГДД могут изме-



няться за счет определенного изменения эксцентриситета "e", исходя из условия обеспечения потребных выходных характеристик двигателя — таких, как крутящий момент и частота вращения выходного вала.

Для изменения объема технологической жидкости в рабочей камере в пределах заданных параметров служит управляемая от микроконтроллера 25 система 4 ее подвода, которая может иметь различное конструктивное исполнение. Но на рисунке она выполнена, как видим, в виде заполненной технологической жидкостью емкости 7 с насосом 5 низкого давления, переливным электромагнитным гидроклапаном 6 и фильтром 3.

Рабочие камеры подключены к системе 4 напорными каналами, которые расположены внутри выходного вала, и через управляемые от микроконтроллера электромагнитные гидроклапаны 17 получают команды на открытие или закрытие. Команда проходит внутри выходного вала ротора через контакт 28, вмонтированный в выходной вал, и кольцо 29 подвода электрического сигнала управления.

Слив технологической жидкости из рабочих камер, необходимый при изменении выходных параметров двигателя, осуществляется через сливные каналы, расположенные в выходном валу (на рисунке не показаны).

Электрод 13 соединен с контактом 27 электрической цепи питания, находящейся внутри вала. К нему подводится электрический ток от контактного кольца 26, подключенного к силовому выходу повышающего трансформатора 21 системы 19. Электрод и цепь его питания внутри выходного вала ротора во избежание короткого замыкания надежно изолированы от корпуса ротора 1.

Контактное кольцо 26 и кольцо 29 подвода электрического сигнала управления — не токопроводящие (естественно, кроме мест подвода электрического сигнала к контактам 27 и 28). Электрод 15 замкнут на массу ротора.

Приводной механизм 2 может иметь различное конструктивное исполнение, выбираемое в зависимости от назначения двигателя и по соображениям экономичности, конструктивной целесообразности и надежности срабатывания. Его функция заключается в перемещении статора 9 относительно ротора 1 для регулирования выходных характеристик двигателя путем изменения эксцентриситета  $e$ .

Системы 4 и 19, рабочие камеры 10 и приводной механизм 2 по цепи управления подключены к микроконтроллеру 25 через средства обеспечения мониторинга по температуре и давлению в рабочих камерах, а также по частоте и крутящему моменту на выходном звене.

Работает ЭГДД следующим образом.

При его пуске включается источник 23 электроэнергии, и микроконтроллер 25 загружается, проводит мониторинг всех систем (отслеживает сигналы, поступающие от датчиков температуры, давления, частоты вращения выходного вала, крутящего момента, величины эксцентриситета  $e$ , угла поворота ротора) и сравнивает их с параметрами, заложенными в программу алгоритмом работы двигателя. Затем подает команду на формирование электрических импульсов с определенной частотой и энергией и их подачу в рабочую камеру 10, находящуюся между от-

метками "0°" и "180°" и имеющую минимальный объем. Ротор начинает вращаться по часовой стрелке.

Одновременно по командам от микроконтроллера 25 механизм 2 перемещает статор 9 и устанавливает заданный эксцентриситет  $e$  между осями  $O_1$  и  $O_2$ , т.е. потребный объем рабочей камеры 10. При этом соответственно изменяется объем технологической жидкости, которая либо поступает из системы 4, либо сливается в бак 7. Так меняются выходные характеристики двигателя (крутящий момент и частота вращения выходного вала).

В блоке 20 формирования импульсов генератор 24 импульсов и транзисторный коммутатор 22 соответствующим образом формируют импульсы установленной частоты и силы тока, которые, в свою очередь, повышающим трансформатором 21 преобразуются в импульсы высокого (20–30 кВ) напряжения и далее по высоковольтной цепи питания через контактное кольцо 26 подвода питания к контакту 27 подаются в разрядный промежуток 14 между электродами 13 и 15 соответствующей рабочей камеры.

При подаче импульсного высоковольтного электрического разряда в рабочую камеру от микроконтроллера 25 технологическая жидкость под действием плазменного жгута мгновенно испаряется. В результате образуется парожидкостная смесь с большим давлением, которая, расширяясь, воздействует на подвижный плунжер 12. Последний, выдвигаясь из рабочей камеры 10, создает усилие на внутреннюю поверхность статора 9. Составляющая компонента этого усилия, благодаря наличию эксцентриситета "e" направленная по касательной к траектории вращения ротора 1, создает момент вращения ротора.

При дальнейшем движении ротора и прохождении камерой отметки 180° подача электрического импульса в эту рабочую камеру по команде от микроконтроллера 25 прекращается. Парожидкостная смесь в районе максимального выдвигания плунжера охлаждается и конденсируется, превращаясь в жидкость с объемом, равным объему до выдвигания плунжера 12. Это приводит к резкому понижению давления в рабочей камере 10. Поэтому плунжер 12 перемещается внутрь цилиндра, а ротор 1 завершает оборот по часовой стрелке от 180 до 0°.

Такой рабочий цикл повторяется для каждого из цилиндров, и подача электрических разрядов в них осуществляется с заданным углом прохождения стартовой отметки (когда плунжеры 12 проходят отметку около 0°) по команде от микроконтроллера 25 в соответствии с алгоритмом и текущими условиями работы двигателя при определенных характеристиках электрических импульсов (частота напряжения).

Таким образом, в создании момента на выходном валу 16 двигателя одновременно участвуют несколько плунжеров в диапазоне угла поворота ротора от нуля до 180°.

Высокое давление в рабочей камере 10 и совместная работа нескольких плунжеров позволяют существенно повысить, по сравнению с обычным ДВС, выходную мощность роторного электрогидродинамического двигателя. Этому же способствует и то, что двигатель — двухтактный.

Частоту вращения выходного вала двигателя можно регулировать и путем изменения частоты подачи

№ формулы	Формула	Примечания
1	$N_{\text{вых}} = M\omega$	$M$ – крутящий момент на выходном валу двигателя; $\omega$ – частота вращения этого вала
2	$M = p \frac{\pi d^2}{2} K_{\text{ц}} \int_0^{2\pi} e d\alpha$	$p$ – давление в рабочих камерах цилиндров; $d$ – диаметр плунжера; $K_{\text{ц}}$ – число плунжеров, одновременно участвующих в создании момента; $e$ – эксцентриситет ротора относительно статора
3	$p = \int_{i=1}^k \int_{x=0}^l p_c x dp_i dx$	$i = 1$ – минимальное число плунжеров, создающих усилие на статор; $l$ – максимальный ход плунжера
4	$p_{\phi} = p_a - \sum p_{2п}$	–
5	$p_a = \frac{4,5 \cdot 10^{-20} \left( \frac{dN_{\text{max}}}{dt} \right)^{\frac{2}{3}}}{4,3 \cdot 10^{-19} + 3,9 \cdot 10^{-21} \left( \frac{dN_{\text{max}}}{dt} \right)^{\frac{1}{6}}}$	$\frac{dN_{\text{max}}}{dt}$ – удельная крутизна электрической мощности пробоя между электродами
6	$p_{\phi} = \rho_c x \frac{d^2 R_{\text{п}}}{dt^2}$	$\rho_c$ – плотность парожидкостной смеси около плунжера при его движении по рабочей камере; $R_{\text{п}}$ – положение плунжера
7	$N_{\text{вых}} = p \frac{\pi d^2 K_{\text{ц}} l K_f \pi f_c}{60}$	$K_f$ – коэффициент пропорциональности между частотой подачи электрических сигналов $f_c$ на электроды и частотой вращения ротора
8	$N_{\text{вых}} = UA\eta_{\text{в.и}}\eta_{\text{д}}$	$\eta_{\text{в.и}}$ – КПД системы формирования высоковольтных импульсов; $\eta_{\text{д}}$ – КПД электрогидродинамического двигателя

электрических импульсов на электроды, а также рядного промежутка между электродами. (Правда, последнее усложняет конструкцию двигателя, однако принципиально такая возможность есть.)

Охлаждение двигателя – комбинированное. Во-первых, жидкостное циркуляционное, направленное на охлаждение рабочих камер 10 при смещении плунжеров 12 в максимально выдвинутое положение. (Оно необходимо для лучшей релаксации парожидкостной смеси.) Во-вторых, воздушное, обеспечиваемое тем, что при вращении ротора 1 внутри статора 9 создается движение воздуха с большой скоростью и значительными объемами, для чего предусматриваются специальные щели и оптимальная форма ротора.

Тела качения, например, ролики 18, завальцованные в торце плунжера 12, уменьшают трение ротора 1 о внутреннюю поверхность статора 9, что снижает нагрев двигателя, облегчает его пуск и в целом повышает общий его КПД.

В двигателе предусмотрена также возможность реверса вала 16, т.е. возможность его вращения против часовой стрелки для создания обратного хода АТС. Делается это за счет установки отрицательного эксцентриситета  $e$  приводным механизмом 2 по команде от микроконтроллера 25, соответствующего переносу стартовой отметки 0° и изменения порядка и последовательности (частоты и энергии) электрических разрядов внутри рабочих камер. При реверсе развиваемая двигателем мощность изменяется так же, как и при вращении выходного вала по часовой стрелке.

Представим некоторые выходные показатели ЭГДД.

Мощность, развиваемая двигателем, как и на обычном ДВС, подсчитывается по формуле № 1 (см. таблицу). При этом значение входящего в нее крутящего момента, зависящего от параметров ротора, дает формула № 2.

Давление  $p$  является интегральной зависимостью и определяется параметрами парожидкостной смеси

при ее движении в рабочей камере по оси  $x$  и одновременно числом  $k$  камер, создающих усилие на статор (формула № 3). Это давление зависит от давления  $p_a$  в канале разряда в момент прохождения между электродами и испарения технологической жидкости. При движении парожидкостной смеси по рабочей камере давление  $p_a$  уменьшается на величину гидравлических потерь  $\sum p_{2п}$  и становится равным  $p_{\phi}$ . Его величину дает формула № 4, из которой следует, что давление, создаваемое парожидкостной смесью в любом промежуточном положении ротора, больше, чем в его конечном положении.

Давление  $p_a$  в канале разряда определяется той же зависимостью, что и в случае нероторного варианта электрогидродинамического двигателя (см. "АП", 2008, № 5). Это формула № 5. Давление же  $p_{\phi}$  можно определить по внешним граничным условиям движения плунжера (формула № 6).

Учитывая, что  $\omega = \frac{2\pi}{30}$ , а частота вращения ротора

$n$  пропорциональна частоте подачи электроэнергии  $f_c$ , выходную мощность двигателя можно подсчитать по формуле № 7.

Это с одной стороны. С другой стороны, если учесть, что на вход ЭГДД подается электрическая энергия в виде напряжения  $U$  и силы тока  $A$ , то выходную мощность с учетом потерь в системе формирования высоковольтных импульсов и двигателя можно определить и по формуле № 8.

Для повышения выходной мощности ЭГДД необходимо уменьшить потери вспомогательных систем, в частности, потери в системе охлаждения подвода технологической жидкости, а также в элементах двигателя, имеющих трение.

Таким образом, электрогидродинамический двигатель может развивать значительно большую мощность, чем традиционный ДВС, обеспечить плавное изменение частоты вращения выходного вала и реверс вращения без коробки передач.





# ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 62.585

## ЭТАПЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ И РЕМОНТА АВТОМАТИЧЕСКОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Д-р техн. наук **А.А. КОБЗЕВ, А.И. ВОЛДОХИН**  
Владимирский ГУ (4922. 32-30-55)

*Описываются современные методы диагностирования автоматических коробок передач и особенности ее капитального ремонта. Перечисляются характерные неисправности автоматических коробок передач.*

**Ключевые слова:** автомобиль, автоматическая коробка передач, диагностика, алгоритм капитальный ремонт, ресурс, характерная неисправность.

**Kobzev A.A., Voldokhin A.I.**

### STAGES OF DIAGNOSTIC AND REPAIR OF AUTOMATIC TRANSMISSION

*Modern stages of diagnostic and overhaul repair are described in this article. Characteristic malfunctions of automatic transmissions are listed here.*

**Keywords:** vehicle, automatic transmission assembly, diagnostics, algorithm, overhaul repair, resource, characteristic malfunction.

Автоматическая коробка передач (АКП) – один из наиболее сложных и высокотехнологичных элементов современного автомобиля. Но, к сожалению, не отличающийся надежностью, присущей механическим коробкам передач: ресурс АКП, как правило, не превышает 150–200 тыс. км пробега автомобиля. Именно поэтому производители автомобилей рекомендуют обязательно периодически диагностировать АКП.

Какие неисправности характерны для АКП современных автомобилей? Их много. Это неисправности в механической планетарной передаче, фрикционных муфтах, гидравлической исполнительной системе, а также в электронной системе управления.

Понятно, что все это учитывают владельцы современных СТО: большинство из них освоило современный алгоритм (технологическую цепочку) ремонта автомобиля с неисправной АКП. Он, если смотреть с формальной точки зрения, довольно обычен и включает входное диагностирование АКП; ее демонтаж с автомобиля, разборку и дефектирование ее деталей и узлов; согласование с заказчиком вопроса запасных частей; собственно ремонт; сборку и обкатку АКП на специализированном стенде; установку на автомобиль; выходное диагностирование. Но содержание этих операций в корне отличается от диагностирования и ремонта механических коробок передач. Хотя между ними и есть много общего.

Так, на этапе входного диагностирования в первую очередь выполняется внешний осмотр АКП, проверяется уровень масла в ней и его состояние. Затем, если система управления АКП электронная (а таких сейчас большинство), то либо с помощью бортовой системы диагностирования, либо специального прибора (сканера) считываются коды неисправностей.

Следующий шаг – проверка давления в системе управления АКП.

После этого обязательно проверяется исправность датчиков, проводки, переключателей и разъемов.

Все это обычные операции. Но в случае АКП к ним добавляется проверка частоты вращения коленчатого вала двигателя при полностью заторможенном выходном вале коробки и максимальном открытии дроссельной заслонки.

Если такая проверка не позволила точно определить неисправность АКП, то осуществляется тестовый заезд, в ходе которого проверяется работа агрегатов трансмиссии, двигателя и их систем управления.

В случае выявления незначительных неисправностей, выраженных в нарушении внешних регулировок или выходе из строя элементов, замена которых не требует демонтажа АКП с автомобиля, их устраняют соответствующим образом (регулировка, замена деталей и т.п.). Но если неисправность серьезная, то клиенту предлагается капитальный ремонт АКП и задействуется приведенный выше алгоритм. То есть в данном случае АКП демонтируется с автомобиля. После этого она поступает на участок капитального ремонта. Здесь осуществляется полная ее разборка на детали и узлы, которые после их промывки и просушки подвергаются дефектации (определяется возможность дальнейшего их использования или необходимость замены).

По окончании этой процедуры составляется ведомость заменяемых деталей, которая в обязательном порядке согласовывается с заказчиком. В эту ведомость включаются, независимо от состояния АКП, все уплотнения и прокладки.

И еще одно. Для увеличения срока службы АКП крайне желательно использовать запасные детали, поставляемые только производителями АКП. Правда, это увеличивает стоимость запасных частей. За рубежом же давно найдено более прогрессивное решение. Например, в США существует целая отрасль, занимающаяся производством запасных частей к АКП.

После замены всех неисправных деталей собранная АКП поступает на испытательный стенд, который способен имитировать практически все режимы ее работы с контролем параметров электрической и гидравлической частей системы управления. Такая процедура проверки хотя и длится не менее 1 ч, но позволяет с высокой степенью вероятности сделать заключение о работоспособности отремонтированной АКП.

Завершает ремонт АКП ее выходное диагностирование и обкатка автомобиля. Они проводятся по тем же самым методикам, что и входное диагностирование. Из памяти блока управления стираются все ранее появившиеся коды неисправностей.

На отремонтированную АКП дается гарантия. Ее сроки и гарантируемый пробег после капитального ремонта, разумеется, несколько меньше гарантийных параметров производителя автомобиля. И это естественно, так как в агрегате остаются незамененные, частично изношенные части корпуса, элементы гидравлической системы управления, механической планетарной передачи и т.п.

## МОЛЕКУЛЯРНЫЙ МОДИФИКАТОР ТОПЛИВА КАК ИНСТРУМЕНТ УЛУЧШЕНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВС

Канд. техн. наук **В.Г. МУРАМОВИЧ, П.Ф. АНИСИМОВ, С.В. ТУЕВ**  
Институт проблем транспорта имени Н.С. Соломенко РАН (812. 323-29-54)

Даны результаты стендовых испытаний бензиновых двигателей, на которых применялась технология молекулярной модификации топлива, позволяющая повысить его физико-химические характеристики, в частности, теплоту и качество сгорания. Показаны экономический и экологический эффекты от применения этой технологии, а также то, что электронная система автоматического регулирования двигателя справляется с незначительным понижением октанового числа модифицированного бензина.

**Ключевые слова:** молекулярная модификация бензина, теплота сгорания, качество сгорания, октановое число.

Muramovich V.G., Anisimov P.F., Tuev S.V.

### THE MOLECULAR MODIFIER OF FUEL AS THE TOOL OF IMPROVEMENT OF ECONOMIC AND ECOLOGICAL INDICATORS INTERNAL COMBUSTION ENGINE

In article results of bench tests of petrol engines on which the technology of molecular updating of the fuel was applied are yielded, allowing to raise its physical and chemical characteristics, in particular, warmth and quality of combustion. Economic and ecological effects from application of this technology, and as that the electronic system of automatic control of the engine copes with insignificant fall octaned numbers of the modified gasoline are shown.

**Keywords:** molecular updating of gasoline, warmth of combustion, quality of combustion, octane number.

В институте проблем транспорта им. Н.С. Соломенко РАН совместно с ООО "НПО ММТ" разработаны молекулярные модификаторы моторного топлива, суть работы которых – улучшение физико-химических характеристик бензина с помощью слабых электрических полей. В частности, уменьшение коэффициента  $\sigma$  поверхностного натяжения (табл. 1) [1], а также увеличение теплоты сгорания топлива

[2]. В результате бензин лучше распыляется в цилиндрах двигателя, повышается гомогенность топливовоздушной смеси и качество ее сгорания. То есть изменение химической структуры топлива приводит к уменьшению его удельного расхода и улучшению экологических характеристик двигателей.

Устройство молекулярной модификации (рис. 1) монтируется в трубопровод подачи топлива из расходного

Таблица 1

Топливо	До обработки		После обработки	
	диапазон изменения коэффициента поверхностного натяжения	среднее значение коэффициента поверхностного натяжения	диапазон изменения коэффициента поверхностного натяжения	среднее значение коэффициента поверхностного натяжения
Аи-95	25,7 – 26,8	26,28	24,0 – 24,4	24,24
Аи-92	26,0 – 29,2	27,9	24,3 – 25,0	24,62
Аи-80	30,0 – 32,8	31,26	27,8 – 28,9	28,38

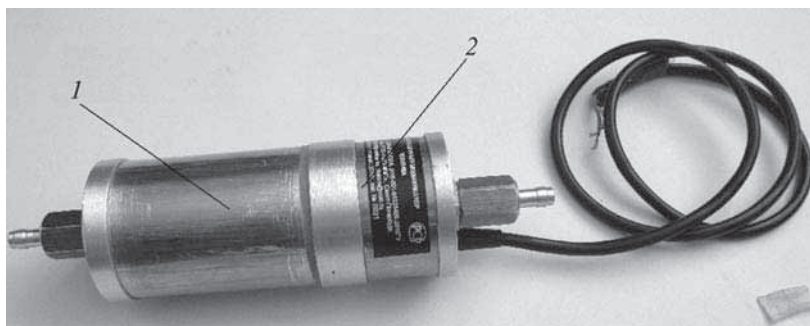


Рис. 1. Устройство молекулярной модификации топлива для двигателя мощностью до 330 кВт (448 л.с.):

1 – камера обработки; 2 – генератор импульсов

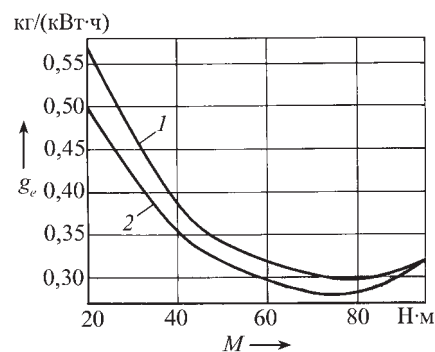


Рис. 2. Изменение удельного расхода топлива двигателя VAZ-2111 по его нагрузочной характеристике ( $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ ):

1 – без устройства; 2 – с устройством

бака к двигателю и не нарушает конструкцию последнего. Мощность, потребляемая устройством от бортовой сети, не превышает 3 Вт.

Эксплуатационные испытания бензиновых двигателей, оснащенных таким устройством, показали снижение удельного расхода топлива на 15–20 %. При этом экологические характеристики двигателей по выбросам несгоревших углеводородов улучшаются на 25–40 %, по монооксиду углерода – на 25–50 %. Однако эксплуатационные испытания, как известно, не обеспечивают идентичность нагрузок при повторных заездах, поэтому для проверки полученных результатов были проведены стендовые испытания двух двигателей – карбюраторного VAZ-2108 и впрыскowego VAZ-2111 [3]. По результатам испытаний были построены графики зависимостей удельного расхода  $g_e$  топлива на нагрузочных характеристиках при  $2000 \text{ мин}^{-1}$  (рис. 2) и  $3000 \text{ мин}^{-1}$  (рис. 3) для двигателя VAZ-2111 при его работе без молекулярного модификатора (кривые 1) и с молекулярным модификатором (кривые 2). Результаты испытаний этого же двигателя на внешней скорости

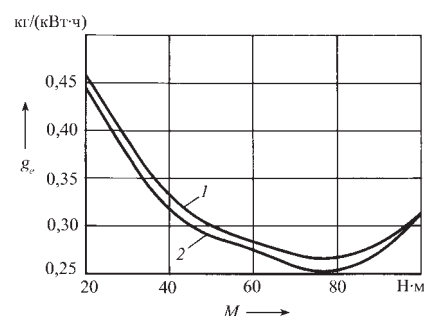


Рис. 3. Изменение удельного расхода топлива двигателя VAZ-2111 по его нагрузочной характеристике ( $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ ):

1 – без устройства; 2 – с устройством

n, мин <sup>-1</sup>	M <sub>e</sub> , Н·м		N <sub>e</sub> , кВт		G <sub>r</sub> , кг/ч		g <sub>e</sub> , кг/кВт·ч		η <sub>e</sub>		η <sub>i</sub>		T <sub>от</sub> , К (°С)	
	без ММТ	с ММТ	без ММТ	с ММТ	без ММТ	с ММТ	без ММТ	с ММТ	без ММТ	с ММТ	без ММТ	с ММТ	без ММТ	с ММТ
2000	97,43	96,59	20,41	20,23	6,56	6,58	0,321	0,325	0,254	0,251	0,323	0,320	870 (597)	867 (594)
2500	99,44	97,43	26,03	25,51	8,07	7,92	0,310	0,311	0,264	0,263	0,336	0,337	917 (644)	919 (646)
3000	99,44	98,60	31,24	30,98	9,95	9,84	0,318	0,318	0,257	0,258	0,330	0,332	943 (670)	952 (679)
3500	99,44	100,3	36,45	36,75	11,99	11,75	0,329	0,320	0,249	0,256	0,324	0,333	998 (725)	1000 (727)
4000	98,77	98,27	41,37	41,16	13,76	14,01	0,333	0,340	0,245	0,240	0,325	0,319	1029 (756)	1028 (755)

Таблица 3

Параметр	Усредненные эффекты, % относительно базы					
	расход топлива	эффектив- ный КПД	СО	СН	NO <sub>x</sub>	мощ- ность
Разница между работой без ММТ и с ММТ	-6,6	5,8	-3,3	-11,5	4,20	-0,8

Таблица 5

Частота вра- щения колен- чатого вала, мин <sup>-1</sup>	Нагрузка предела дето- нации, Н·м	
	без устройст- ва	с устрой- ством
2000	83	71
2500	84	77
3000	88	82

Таблица 4

Параметр	Усредненные эффекты, % относительно базы					
	расход топлива	эффе- ктивный КПД	СО	СН	NO <sub>x</sub>	мощ- ность
Разница между работой без ММТ и с ММТ	-3,3	3,0	-14,7	-17,02	-4,9	2,13

ных процессов, начиная со средних на-  
грузок двигателя.

После этого на трех режимах с фиксированными частотами вращения коленчатого вала (2000, 2500 и 3000 мин<sup>-1</sup>) постепенно поднималась нагрузка с поддержкой на каждой точке нагружения до полной стабилизации температур, вплоть до фиксации детонационных стуков. Потом эксперимент повторялся в варианте комплектации двигателя устройством ММТ. Результаты этого эксперимента – в табл. 5.

Необходимо отметить, что при испытаниях инжекторного двигателя ВАЗ-2111 признаков детонации при работе с молекулярным модификатором не отмечено. Это может означать, что автоматика двигателя, изменяющая угол опережения зажигания, вполне справляется с незначительным уменьшением октанового числа бензина. Дальнейшими исследованиями было установлено, что октановое число бензина Аи-95 после воздействия на него электрического поля уменьшается менее чем на единицу.

Отмеченное значительное улучшение основных экологических показателей характерно для всех энергетических установок [4], где испытывалось и применялось оборудование молекулярной модификации топлива. Такое улучшение обусловлено следующими причинами: уменьшение массы сжигаемого

ной характеристике приводятся соответ-  
ственно в табл. 2.

Для анализа получаемых эффектов были введены промежуточные баллы мощности, экономичности, эффективного КПД, токсичности отдельно по монооксиду углерода, несгоревшим углеводородам и оксидом азота, рассчитываемые как усредненные проценты отклонения параметров двигателя, полученных при работе на испытуемом бензине, который прошел и не прошел обработку устройством ММТ. Результаты усреднения по 27 режимам нагрузочных и внешней скоростной характеристик – в табл. 3. Из нее видно, что по итогам испытаний двигателя ВАЗ-2111 зафиксировано повышение топливной экономичности на 6,6 %, снижение токсичности по монооксиду углерода – на 3,3 % и по несгоревшим углеводородам – на 11,5 %.

Аналогичные испытания были выполнены и на карбюраторном двигателе ВАЗ-2108. Их усредненные результаты представлены в табл. 4. Как видим, расход топлива снизился на 3,3 %, содержание монооксида углерода и несгоревших углеводородов в отработавших газах уменьшилось соответ-

ственно на 15 и 17 %, а мощность воз-  
росла на 2 %.

Таким образом, ММТ на карбюраторном двигателе дал более высокие эффекты по мощности и токсичности. И это вполне объяснимо: на нем отсутствует обратная связь через датчик детонации, уменьшающая угол опережения зажигания при фиксации детонационных стуков. В то же время на инжекторном двигателе больший эффект получился по расходу топлива, что тоже закономерно: состав топливовоздушной смеси, используемой в двигателе этого типа, лучше.

Факт предварительной активации топлива с помощью ММТ подтверждается также данными эксперимента по определению реального порога детонации по нагрузке двигателя: оказалось, что у топлива, прошедшего обработку устройством ММТ, детонационная стойкость несколько ниже, чем у необработанного. Что и показали эксперименты на карбюраторном двигателе ВАЗ-2108. Для этого на двигателе была изменена регулировка угла опережения зажигания путем смещения его на 5° п.к.в. вперед с тем, чтобы спровоцировать развитие детонацион-

углеводородного топлива приводит к снижению массы всех выбросов в атмосферу; в результате применения метода молекулярной модификации углеводородных топлив улучшается однородность смеси "топливо—воздух" и увеличивается полнота сгорания. Это резко сокращает выброс в атмосферу вредных веществ — таких, как CO, СН. Правда, незначительно увеличивается концентрация NO<sub>x</sub>, что обусловлено работой ДВС с большим избытком воздуха; все ДВС с молекулярными модификаторами топлив снижают потреб-

ление кислорода из атмосферного воздуха.

### Литература

1. Харитонов В.А., Александров А.Б. Риформинг бензинов электромагнитным полем / Научный журнал КубГАУ [Электронный ресурс]. — Краснодар: КубГАУ, 2008. — № 01(35).
2. Герловин И.Л. Основы единой теории всех взаимодействий в веществе. Л.: Энергаториздат, 1990.
3. Отчет о научно-исследовательской работе "Экспериментальное исследование влия-

ния устройства "Молекулярный модификатор топлива (ММТ)" на экономические и экологические показатели автомобильных двигателей. ФГОУ "Санкт-Петербургский государственный политехнический университет". 2010.

4. Белый О.В., Искандеров Ю.М., Мурамович В.Г., Туев С.В., Анисимов П.Ф. Увеличение энергоотдачи углеводородных топлив воздействием на них переменных электрических полей // Морские интеллектуальные технологии. 2009. № 3(5). С. 58–65.

УДК 656:13

## ПРОБЛЕМЫ ПЕРЕВОЗОК ОПАСНЫХ ГРУЗОВ

Канд. техн. наук **В.А. ГРАНОВСКИЙ, Е.А. ЛАГЕРНОЙ, А.Е. ОДИНЦОВ**  
Кубанский ГТУ (861. 255-84-01), АСУДД ГУП КК "СМЭУ"

*Исследованы проблемы перевозок опасных грузов с учетом природных и климатических особенностей Краснодарского края и предложены мероприятия по их разрешению.*

**Ключевые слова:** опасные грузы, лицензирование перевозок, маршрут перевозки.

**Granovsky V.A., Lagernoj E.A., Odintsov A.E.**

### PROBLEMS OF TRANSPORTATIONS OF DANGEROUS CARGOES

*Problems of transportations of dangerous cargoes with the account of natural and climatic features of Krasnodar territory are investigated and actions for their permission are offered.*

**Keywords:** dangerous goods, licensing of transport, transport route.

Доля опасных грузов в общем объеме грузовых перевозок постоянно растет как за рубежом, так и в нашей стране. Например, сейчас, по данным НИДТа, 20 % общего объема перевозок всеми видами российского транспорта составляют перевозки опасных грузов. Причем 65 % из них приходится на долю автомобильного транспорта. Чтобы исключить связанные с ними техногенные аварии и катастрофы, требуется повышенная бдительность со стороны грузовладельцев, перевозчиков, государственных контрольно-надзорных органов всех уровней.

Дело это, безусловно, непростое. Взять, скажем, проблему ДТП. Ведь, очевидно, что случаются они с АТС, перевозящими опасные грузы, с той же средней частотой, что и с АТС, перевозящими грузы безопасные. И в одних и тех же местах — в непосредственной близости от промышленных предприятий и жилых массивов.

Выход из создавшегося положения есть. Даже не один. В крайнем случае, хотя бы обеспечивающий частичное снижение опасности. Например, для перегрузки опасных грузов класса 1 (взрывчатые вещества и изделия) и класса 7 (радиоактивные материалы) можно создавать специализированные терминалы, удаленные от населенных пунктов, перевозить не столько конечный продукт, сколько его компоненты, как правило, находящиеся в состоянии низкой или вообще неопасной фазы. Причем во втором случае основную роль применительно к взрывчатым веществам должны играть эмульсионные технологии. И уже играют: начиная с 1997 г. в России применение этих технологий возросло до 64 %, а в ЕС — до 90 %.

Нельзя сбрасывать со счетов и традиционные меры. Скажем, такие, как борьба с превышением недопустимых скорости движения и ежедневного пробега АТС, перевозящих опасные грузы, а также с перевозками в ночное время суток. Причем контролировать все это большого труда не

представляет: достаточно установить на такие АТС аппаратуру системы мониторинга, позволяющую передавать информацию от спутников GPS и ГЛОНАСС по радиоканалу в диспетчерский центр, где она будет отображаться в реальном времени. Перевозчик при наличии такой системы на его АТС сможет в любой момент определить местонахождение каждого транспортного средства, заметить любое отклонение от маршрута перевозки, а также проследить за выполнением водителем режимов труда и отдыха.

Еще одна проблема, возникающая при перевозках опасных грузов, — превышение максимально допустимой массы груза. Решить ее тоже можно, построив стационарные посты "весового" контроля на всех маршрутах перевозок, а также на въездах в крупные города. Причем маршруты перевозок необходимо составлять так, чтобы каждый из них проходил как минимум через один пост. Это не позволит избежать взвешивания АТС. Кроме того, нужно, чтобы превышение допустимой полной массы АТС наказывалось большим штрафом.

Но посты весового контроля сначала необходимо избежать от их недостатков. Например, их весы не должны иметь большой погрешности взвешивания. Эта погрешность, как показывают результаты исследований, в рассматриваемом случае не должна превышать официально установленных пределов: 20 кг — 2,5 % от взвешиваемой массы. Взвешивание должно осуществляться только в статическом режиме, т.е. с остановкой каждой оси на весовой платформе. В противном случае показания индикатора весов будут неверными.

Невозможно обойти стороной и такую проблему, как отмена лицензирования перевозок опасных грузов.

Правительство РФ в последние годы, как известно, проводит политику существенного сокращения практики лицензирования. Но при этом получается, что акцент воздействия лицензии на перевозчика переносится с этапа допуска на рынок на последующий этап работы на рынке. Что идет вразрез с выработанной за длительный срок и доказавшей свою жизнеспособность практикой западных стран, которая обеспечивает усиление требований к перевозчику при допуске на рынок и при расширении его деятельности. Там ведь требования к перевозчику при его вхождении в рынок позволяют использовать только выборочный контроль его деятельности. Но зато диктуемые законом требования к оборудованию подвижного состава тахографами, регистрирующими режимы движения, к обработке и хранению полученных данных позволяют перенести основной контроль с дороги на перевозчика. У нас же любое физическое лицо, купив автомобиль, может перевозить на нем сколь угодно опасные грузы. Такая бесконтрольность зачастую прерывается только ДТП с тяжелыми последствиями. Учитывая это, необходимо как можно быстрее восстановить процедуру лицензирования перевозки опасных грузов, что позволит усилить контроль над выполнением требований организации и безопасности движения в секторе рынка автотранспортных услуг.



УДК 62-242.002.2

## ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ КОВАННЫХ ПОРШНЕЙ

Кандидаты техн. наук **Т.С. БАСЮК, В.Н. ПОСЕДКО** и  
**И.Н. ФЕДОРЕНКО, В.Г. БУЗИНОВ, О.В. ШИБАЕВ**  
МГМУ "МАМИ" (495. 223-05-23, доб. 12-53)

*Приводятся сведения о назначении, особенностях конструкции, работы и преимуществах кованых поршней, а также о процессе изготовления заготовок и механической обработки таких поршней.*

**Ключевые слова:** кованый поршень, изотермическая штамповка, заготовка, надежность, долговечность, механическая обработка.

**Basiuk T.S., Posedko V.N., Fedorenko I.N.,  
Buzinov V.G., Shibaev O.V.**

### TECHNOLOGY FOR MANUFACTURING FORGED PISTONS

*Provides information about the purpose, design features, and advantages of forged pistons, as well as the manufacture of blanks and machining of the pistons.*

**Keywords:** forged piston, isothermal forging, billet, reliability, durability and machining.

В МГМУ "МАМИ" специалистами кафедр "Технология машиностроения" и "Кузовостроение и обработка металлов давлением" разработаны технологии и оборудование для изготовления разнообразных типов кованых поршней и создано научно-производственное предприятие "Автотехнология", которое освоило мелкосерийный выпуск таких поршней.

Эти поршни получают дороже литых, но они имеют ряд неоспоримых преимуществ перед поршнями, изготовленными литьем: у них значительно выше стойкость к ударным нагрузкам, твердость, долговечность, надежность, а термоциклическая их стойкость даже в 5 раз больше.

Все перечисленное чрезвычайно важно. Ведь поршень ДВС — одна из самых сложных (рис. 1) и наиболее ответственных с точки зрения нагружения его деталей. Например, инерционные силы, возникающие в КШМ при работе двигателя, увеличивают механические потери, ограничивают мощность, ресурс и максимальную частоту вращения коленчатого вала.

Чтобы снизить влияние всего перечисленного, поршни современных высокооборотных двигателей изготавливают из алюминиевых сплавов, твердость которых после литья и закалки находится в пределах 85–95 единиц по шкале Бри-

нелля, что для современных форсированных бензиновых двигателей и дизелей недостаточно. Поэтому приходится применять кованые (точнее, изготовленные изотермической штамповкой) поршни из предварительно деформированных высококремнистых алюминиевых сплавов АК4, АК12Д (содержание кремния 10–12 %) и АК18Д (содержание кремния 17–19 %), твердость которых находится в диапазоне 115–135 единиц, а также из гранулированного сплава 1379П твердостью до 160 единиц по той же шкале.

Кроме того, к современному поршню предъявляются очень жесткие требования.

Так, в процессе его эксплуатации поверхность направляющей его части (юбки) должна иметь контакт с поверхностью цилиндра, но между ними должен сохраняться и диаметральный зазор. Уменьшение пятна контакта ведет к повышенному износу поршня, а уменьшение зазора — к его "прихватуванию" и заклиниванию двигателя. И все это в очень сложных условиях: под воздействием сгорающей (в камере сгорания) топливовоздушной смеси поршень нагревается и расширяется, причем неравномерно, так как металл по его конструкции распределен неодинаково. Кроме того, поршень подвергается давлению газов, воздействию сил инерции и, как следствие, деформируется.

Чтобы обеспечить заданную величину пятна контакта и создать масляный "клин" в месте контакта с поверхностью цилиндра, поршню придают (рис. 2) овальную форму в поперечном сечении и бочкообразную в продольном, чтобы при нагреве она становилась близкой к окружности в поперечном сечении, а в продольном — к дуге с большим радиусом кривизны.

Но и это еще не все. Самые ответственные поверхности поршня, как известно, — отверстие под палец, нижняя часть (юбка) и канавки под поршневые кольца. Чтобы они выполняли свое предназначение, конструктор задает высокую точность взаимного расположения наружной и внутренней поверхностей, точность формы и размеров, соответствующие 6–8-му квалитетам при высоте микронеровностей поверхности до  $Ra = 0,32$  мкм. Наконец, для уменьшения трения скольжения на наружной поверхности юбки поршня задается ее микропрофиль в виде ломаной линии с шагом излома 0,34 мм и углом излома  $10^\circ$ .

Как видим, выполнить такие требования, действительно, не просто, поэтому и технологий изготовления поршней разработано немало. Так, заготовки поршней получают литьем в кокиль и под давлением; жидкой штамповкой (разновидность литья под давлением); изотермической штамповкой (ковкой), при которой исходный материал не расплавляют, а нагревают до состояния пластической деформации (температура 768 К, или 495 °С), а затем в специальной оснастке штампуют на гидравлическом прессе.

Полученная таким образом заготовка (рис. 3) проходит термическую обработку — закалку (выдержка в печи 8 ч при той же температуре 768 К, или 495 °С, и охлаждение в воде) и искусственное старение (выдержка в печи 10 ч при температуре 453–473 К, или 180–200 °С).

Именно такой технологический процесс создан в МГМУ "МАМИ" и применяется в НПП "Автотехнология".

При последующей механической обработке заготовки поршня заданные конструктором требования выдержива-



Рис. 1. Поршень двигателей ВАЗ

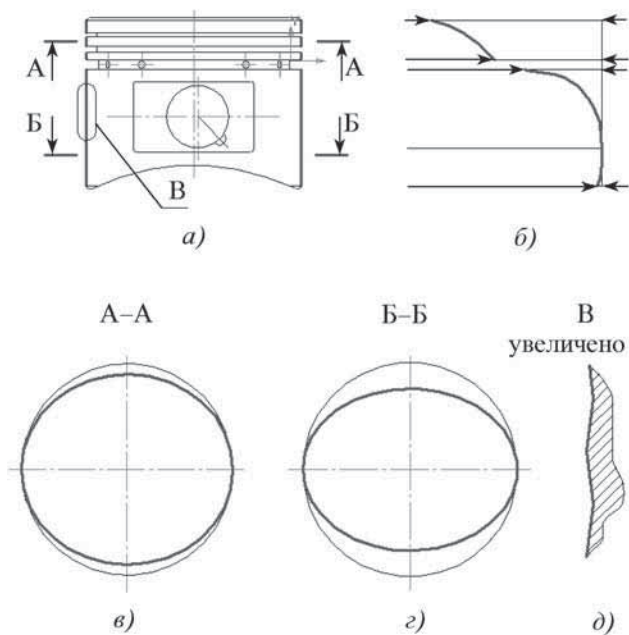


Рис. 2. Конструктивные особенности современных поршней ДВС – их внешнего вида (а), продольного профиля (б), поперечного профиля головки поршня (в), поперечного сечения юбки (г) и микропрофиля юбки (д)

ются, согласно этой технологии, за счет совмещения технологической базы поршня с его конструкторской базой – осью поршня, которая как технологическая база реализована введением в конструкцию поршня двух внутренних конических поверхностей. Причем одна из них расположена на поверхности головки, а вторая – около открытого торца юбки.

Эти поверхности формируются на одной технологической операции, т.е. за один установ, сохраняются на протяжении всего технологического процесса и используются при механической обработке наиболее точных наружных поверхностей поршня.

Таким образом реализуется принцип постоянства баз как на этапе изготовления, так и при контроле точности взаимного расположения элементов поршня (соосность головки и юбки, перпендикулярность торца головки и торцов канавок под поршневые кольца к оси поршня и другие) и точности формы его поверхностей (профили поперечных и продольных сечений головки и юбки).

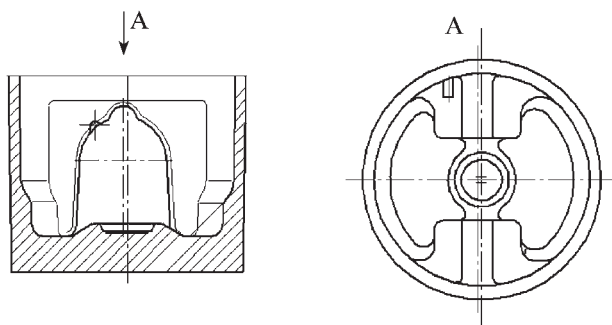


Рис. 3. Заготовка кованого поршня

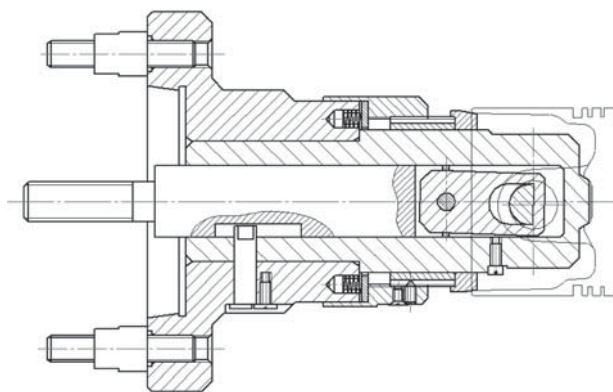


Рис. 4. Патрон для полустивовой обработки поршня и прорезания канавок под поршневые кольца

Конструкции всех станочных приспособлений, значительная часть которых разработана специалистами НПП "Автотехнология", позволяют быстро переналаживать их для обработки поршней любых партий. Для базирования и закрепления поршней по двум коническим поверхностям на операциях механической обработки, на которых формируются головка, юбка и канавки под поршневые кольца, разработаны специализированные станочные приспособления (схема одного из которых показана на рис. 4). При этом следует отметить, что высокий процент кремния в металле предопределяет использование твердосплавного инструмента – как универсального, так и специально спроектированного для отдельных операций.

Технологический процесс разработан, как уже упоминалось, для условий мелкосерийного производства. Реализуется он на универсальных и специализированных метал-

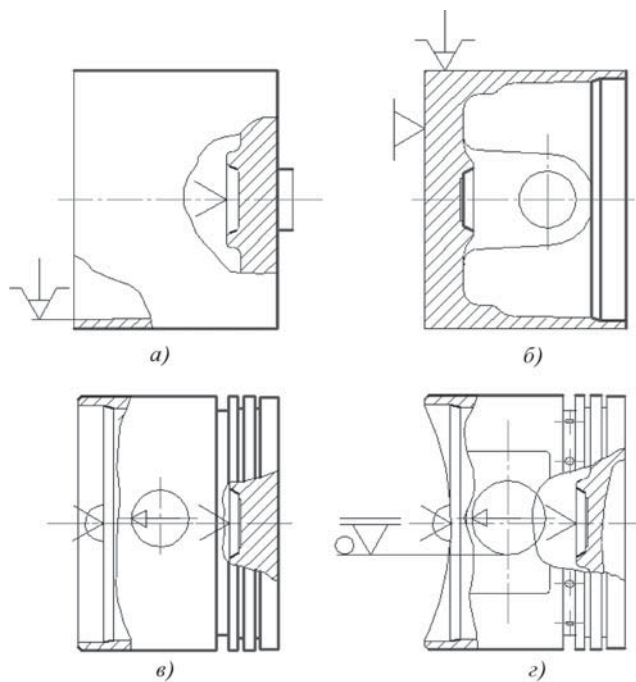


Рис. 5. Схемы установки заготовки поршня при ее предварительной токарной обработке (а), расточке установочных конических отверстий (б), полустивовой обточке головки и юбки, прорезания канавок под поршневые кольца (в) и формирования овально-бочкообразного профиля поршня (г)

лорежущих станках. Но создан станок для формирования овально-бочкообразного профиля поршня, обеспечивающий геометрическую точность в пределах  $\pm 0,003$  мм. Он запатентован в восьми странах – США, ФРГ, Англии, Франции, Японии, Австрии, Швейцарии и Италии. Поперечный профиль поршня воспроизводится за счет кинематики станка, и с помощью несложной переналадки он позволяет воспроизвести целую гамму овальных профилей. Продольный (бочкообразный) профиль выполняется с помощью легко заменяемой копирной линейки, разрабатываемой для каждой конструкции поршня индивидуально.

Обеспечение заданной точности начинается с самой первой операции – обдирки, от которой зависит равномерность толщины стенок юбки и головки (рис. 5). Затем обрабатываются конические поверхности, с помощью которых реализуется ось поршня как технологическая база. Далее следуют операции по формированию всех поверхностей, предусмотренных конструкцией поршня.

Сложная конфигурация наружных и внутренних поверхностей поршней ДВС предопределяет низкую и неравномерную жесткость поршня в продольном и поперечном сечениях. Это обстоятельство заставляет самым внимательным образом относиться к операциям, на которых

обеспечиваются высокие требования конструкторской точности. И наиболее ответственные из них – формирование овально-бочкообразного профиля и чистовая расточка отверстия под палец – выполняются в самом конце технологического процесса.

Эти операции осуществляются на высокоточных станках со шпинделями, установленными на гидростатических опорах. Финишная же обработка выполняется инструментами, оснащенными композиционными материалами. Все это позволяет выдержать высокие требования точности формы и размеров указанных поверхностей, задаваемые конструктором.

Овально-бочкообразный профиль поршня можно, конечно, воспроизводить и на станках с ЧПУ, но станок конструкции МАМИ позволяет быстрее, чем станки с ЧПУ, переналаживаться на обработку профиля с другими параметрами.

В настоящее время по единой технологии, разработанной в МГМУ "МАМИ", изготавливаются разнообразные поршни бензиновых ДВС и дизелей для автомобилей, мотоциклов, снегоходов, картингов, глассеров, легкомоторной авиации и др.

УДК 629.113.073

## РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ОПОРНОЙ ПРОХОДИМОСТИ ПОЛНОПРИВОДНЫХ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ УАЗ-31514 И ВАЗ-21214

Канд. техн. наук **А.В. ОСТРЕЦОВ, М.А. РЫЖОВ**  
МГМУ "МАМИ" (495. 223-05-23)

*Приведены результаты и дана оценка опорной проходимости полноприводных легковых автомобилей типа 4×4 по основным показателям – удельной силе тяги на крюке, глубине образуемой колеи, удельной работе сопротивления качению и наибольшей скорости движения на деформируемых грунтовых поверхностях четырех типов.*

**Ключевые слова:** полноприводные легковые автомобили, опорная проходимость, удельная сила тяги на крюке автомобиля, глубина образуемой колеи, удельная работа сопротивления качению, скорость движения, деформируемая опорная поверхность.

**Ostretsov A.V., Rijov M.A.**

**RESULTS OF EXPERIMENTAL STUDIES REFERENCE FLOTATION AWD CARS UAZ-31514 and VAZ-21214**

*The results and the evaluation of the supporting cross-wheel-drive car 4×4 type on the basic parameters: the specific effect of traction on the hook, formed by the deep ruts, the specific work of the rolling resistance and maximum speed on deformable ground surfaces of four types are considered.*

**Keywords:** all-wheel drive passenger cars, cross-reference, the specific thrust on the hook the car, the depth of ruts formed, the specific work of rolling resistance, speed, deformable bearing surface.

Основными параметрами, характеризующими опорную проходимость любого автомобиля, являются, как известно [1], наибольшие величины удельной силы тяги на крюке ( $K_{T \max}$ ) и скорости ( $v_{\max}$ ) прямолинейного равномерного движения на горизонтальных участках опорной поверхности при отсутствии нагрузки на крюке, а также наименьшие величины удельной работы ( $K_{fa}$ ) сопротивления качению при движении без тяги на крюке и глубины  $H$  образуемой колеи. Причем все эти величины для каждого автомобиля в конкретных условиях движения зависят, в конечном счете, от сцепных свойств колес с опорной по-

верхностью и потерь на ее деформирование: чем лучше эти свойства и чем меньше потери на деформирование опорной поверхности, тем выше показатели опорной проходимости. И в наибольшей степени выполнению данных условий способствует, что тоже хорошо известно, снижение давления воздуха в шинах.

Таким образом, задача определения опорной проходимости любого автомобиля сводится к оценке  $K_{T \max}$ ,  $K_{fa}$ ,  $v_{\max}$  и  $H$  в зависимости от давления в шинах его колес. Именно такие исследования и провели авторы предлагаемой вниманию читателей статьи применительно к двум серийно выпускаемым полноприводным легковым автомобилям – УАЗ-31514 и ВАЗ-21214. Характеристики этих автомобилей приведены в табл. 1, а грунтовых поверхностей, на которых они испытывались, – в табл. 2.

В ходе исследований измерялись параметры, которые позволили затем вычислить искомые  $K_{T \max}$ ,  $K_{fa}$  и  $v_{\max}$  ( $H$  измерялись непосредственно). При этом  $K_{T \max}$  рассчитывалась по формуле  $K_{T \max} = P_{k \max} / m_a g$ ,  $P_{k \max}$  – наибольшая сила на крюке автомобиля;  $m_a$  – полная масса автомобиля;  $g$  – ускорение свободного падения;  $K_{fa}$  – по формуле

$$K_{fa} = \frac{2 \sum_{i=1}^m \left( \frac{M_{ki}}{r_{ki}} \right)}{10^3 m_a g} = \frac{2 \sum_{i=1}^m \frac{2\pi n_{ki}}{L_0}}{10^3 m_a g} \quad (M_{ki} - \text{крутящий момент на}$$

$i$ -м колесе;  $r_{ki}$  – радиус качения  $i$ -го колеса за время прохождения мерного участка  $L_0$  с крутящим моментом  $M_{ki}$ );  $v_{\max}$  – по формуле  $v_{\max} = L_0 / T_{cp}$ , где  $T_{cp}$  – среднее время, затрачиваемое на преодоление мерного участка. Результаты расчетов приведены в табл. 3.

Основной показатель опорной проходимости – развиваемая автомобилем максимальная удельная сила тяги  $K_{T \max}$  на крюке – определяется, как сказано выше, в основном сцепными свойствами шин с грунтовой поверхностью и величиной потерь на деформирование последней и соответствует пробуксовке колес, равной 30–40 %.

Удельная работа  $K_{fa}$  сопротивления качению автомобиля в свободном режиме на деформируемой грунтовой поверхности складывается из удельных работ, затрачиваемых на деформирование этой поверхности и преодоление потерь в шинах. Первая из них, при прочих равных условиях,

Таблица 1

Автомобиль	Полная масса ( $m_a$ ) и ее распределение по осям ( $m_1 + m_2$ ), кг	Удельная мощность, кВт/т	Дорожный просвет, мм	Шины	
				размер	рисунок протектора
УАЗ-31512	2350 (910 + 1440)	23,8	220	215/90R15C	Универсальный
ВАЗ-21214	1610 (780 + 830)	37,0	200	175/80R16	То же

Таблица 2

Тип грунтовой поверхности	Вид и состояние грунтовой поверхности	Плотность, г/см <sup>3</sup>	Влажность, %	Удельное сопротивление вдавлению на глубине 1 см, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )
1	Суглинок на пределе насыщения (оттаившая пахота весной)	1,6–1,9	Более 35	0,050 (0,5)
2	Сухой сыпучий песок в пойме реки	1,5–1,6	Менее 4	0,100 (1,0)
3	Суглинок рыхлый свежеспаханный	1,3–1,4	18–20	0,025 (0,25)
4	Суглинок сырой, тяжелый (слежавшаяся пахота осенью)	1,5–1,7	26–28	0,050 (0,5)

Таблица 3

Автомобиль	Параметр	Опорная поверхность № 1				Опорная поверхность № 2			
		0,05	0,10	0,15	0,20	0,05	0,10	0,15	0,20
УАЗ-31512	$K_{т\ max}$	0,05	Потеря проходимости	Потеря проходимости		0,11	0,05	Потеря проходимости	
ВАЗ-21214		0,11	0,02			0,11	0,08		
УАЗ-31512	$K_{я}$	0,250	Потеря проходимости			0,130	0,178		
ВАЗ-21214		0,190	0,250			0,108	0,120		
УАЗ-31512	$H$ , мм	120	Потеря проходимости			20	60		
ВАЗ-21214		30	140			20	40		
УАЗ-31512	$v_{\max}$ , км/ч	18,0	Потеря проходимости			31,0	24,0		
ВАЗ-21214		25,0	21,0	37,0	37,0				
УАЗ-31512	$K_{т\ max}$	0,26	0,21	0,17	0,14	0,15	0,11	0,09	0,07
ВАЗ-21214		0,25	0,20	0,18	–	0,16	0,10	0,08	–
УАЗ-31512	$K_{я}$	0,230	0,250	0,280	0,310	0,180	0,185	0,200	0,230
ВАЗ-21214		0,220	0,260	0,280	–	0,162	0,180	0,210	–

характеризуется размерами образующейся колеи, а следовательно, давлением воздуха в шинах: чем оно ниже, тем меньше эта работа. Но при снижении давления вместе с ростом деформации шин растут гистерезисные потери в них: тем интенсивнее, чем ниже давление. В результате при соответствующем давлении воздуха в шинах величина потерь становится соизмеримой с величиной работы, затрачиваемой на деформирование грунтовой поверхности. Поэтому кривая изменения величин удельной работы сопротивления качению автомобиля на деформируемой грунтовой поверхности обычно имеет экстремум (минимум) при определенных для различных грунтовых поверхностей величинах давления воздуха в шинах.

От величины удельной работы сопротивления качению автомобиля в значительной степени зависит наибольшая скорость его движения по ровной деформируемой грунтовой поверхности, которая также определяется и тягово-динамической характеристикой автомобиля.

Глубина колеи, образуемой в деформируемой грунтовой поверхности при движении автомобиля, зависит от радиальной жесткости шин, которая характеризуется, в первую очередь, тоже давлением воздуха в них: чем меньше жесткость или ниже давление воздуха в шинах, тем больше площадь контакта и меньше удельное давление на грунтовую поверхность, а следовательно, и ее деформация, т.е. глубина  $H$  образуемой колеи.

Приведенные в табл. 3 показатели опорной проходимости автомобилей УАЗ-31512 и ВАЗ-21214 подтверждают высказанные положения. Как из нее видно, на всех грунтовых поверхностях эти показатели тем выше, чем ниже давление воздуха в шинах. И особенно ярко это проявляется на более тяжелых для движения грунтовых поверхностях – оттаившей весной суглинистой пахоте (опорная поверхность № 1) и сухом сыпучем песке (поверхность № 2), по которым автомобили относительно уверенно могли двигаться только при давлении воздуха в шинах, не превы-



шающем 0,05 МПа (0,5 кгс/см<sup>2</sup>). При этом УАЗ-31512 развивал незначительную (соответственно 0,05 и 0,11) удельную силу тяги на крюке, прокладывая колею глубиной 120 и 20 мм, передвигался без нагрузки на крюке с наибольшими скоростями 18 и 31 км/ч, а величины его удельной работы сопротивления качению составляли 0,25 и 0,13. Показатели же проходимости автомобиля ВАЗ-21214 на опорной поверхности № 1 оказались лучше, а на опорной поверхности № 2 — практически такими же (за исключением  $v_{max}$ ), что и у автомобиля УАЗ-31512. Например, на грунте № 1 он развивал в 2,2 раза большую удельную силу тяги на крюке и прокладывая колею глубиной всего лишь 30 мм. Что же касается  $v_{max}$ , то наибольшее ее значение на грунте № 2 было равным 37 км/ч, тогда как у УАЗ-31512 — только 24 км/ч.

Причины такого расхождения очевидны. Это более высокая удельная мощность ВАЗ-21214 (она в 1,55 раза превышает удельную мощность УАЗ-31512), а также различия в разбивке передач в трансмиссии и несколько меньшая (на 10 %) величина удельной работы сопротивления качению. Однако увеличение давления воздуха в шинах свыше 0,05 МПа (0,5 кгс/см<sup>2</sup>) в этих условиях приводило к одному и тому же последствию для обоих автомобилей — потере проходимости.

На рыхлом свежеспаханном суглинке (опорная поверхность № 3) и слежавшейся осенней пахоте (поверхность № 4) определенный (невысокий) уровень проходимости автомобилей обеспечивался и при номинальных величинах давления воздуха в шинах.

Так, автомобили с давлением воздуха в шинах 0,15–0,20 МПа (1,5–2 кгс/см<sup>2</sup>) на грунте № 3 развивали удельную силу тяги на крюке, равную 0,14–0,18, но имели высокие (0,28–0,31) величины удельной работы сопротивления качению и прокладывали колею, по глубине близкую к их дорожным просветам. Но понижение этого давления до 0,05 МПа (0,5 кгс/см<sup>2</sup>) на той же опорной поверхности повышало силу тяги на крюке в 1,4–1,8 раза и снижало удельную работу сопротивления качению на 21–26 %, а глубину образуемой колеи — в 1,6–1,9 раза.

Наибольшие абсолютные значения глубины образуемой колеи на данной опорной поверхности получены при одинаковых величинах давления воздуха в шинах, а наименьшие — на малоуплотняемом сухом сыпучем песке (опорная поверхность № 2), на котором деформируемость опорной поверхности и шин под колесами первой и второй осей более равномерная.

Необходимо отметить и то, что абсолютные значения глубины образуемой колеи получены при движении полностью груженых автомобилей в режиме работы их колес, близком к свободному, при котором к колесам подводится крутящий момент, численно равный моменту сопротивления качению [2]. Но когда колеса полноприводных автомобилей работают в режимах, отличающихся от свободного (движение с прицепом и на подъемах, разгон, торможение), удельная работа сопротивления качению так же, как и глубина образуемой колеи, возрастает пропорционально степени отклонения от свободного режима. То есть чем больше на оси колес продольная сила любого знака, тем выше удельная работа сопротивления качению, а следовательно, и глубина образуемой колеи [3]. Однако характер влияния давления воздуха в шинах на показатели проходимости остается при этом аналогичным, т.е. чем ниже это давление, тем меньше удельная работа сопротивления качению и глубина образуемой колеи.

Наибольшие скорости движения автомобилей УАЗ-31512 на опорных поверхностях № 3 и 4 и ВАЗ-21214 на поверхности № 4 соответствовали давлению воздуха в шинах, равному 0,05 МПа (0,5 кгс/см<sup>2</sup>). Но при его повы-

шении до 0,20 МПа (2 кгс/см<sup>2</sup>) у автомобиля УАЗ-31512 и 0,15 МПа (1,5 кгс/см<sup>2</sup>) — у ВАЗ-21214 они на грунте № 4 снижались на 20–30 %. Наибольшая же скорость движения автомобиля ВАЗ-21214 на грунте № 3 оставалась практически неизменной.

Это обстоятельство объясняется тем, что при снижении удельной работы сопротивления качению в определенных условиях движения по деформируемому опорным поверхностям у автомобиля остается существенный запас по крутящему моменту на низшей передаче, а на более высокой передаче развиваемого крутящего момента недостаточно для преодоления сопротивления качению. Однако даже в тех случаях, когда изменение давления воздуха в шинах практически не влияет на скорость движения, этот фактор позволяет осуществлять движение по деформируемой опорной поверхности с давлением воздуха в шинах, которое обеспечивает наименьшую удельную работу сопротивления качению, а значит, и наименьшие энергетические затраты при тех же скоростях движения.

Выводы, вытекающие из всего сказанного выше, очевидны.

1. Регулирование давления воздуха в шинах полноприводных легковых автомобилей позволяет значительно повысить их тяговые свойства и оказывает существенное влияние на удельную работу сопротивления качению и глубину образуемой колеи. При этом чем "слабее" грунтовая поверхность, тем в большей степени проявляется эффект регулирования давления воздуха в шинах.

Так, на грунтовой поверхности типа "оттаявшая весной суглинистая пахота" рассматриваемые автомобили могли передвигаться только с минимальным давлением воздуха в шинах, равным 0,05 МПа (0,5 кгс/см<sup>2</sup>). Но такое снижение давления, к сожалению, уменьшает ходимость шин и является достаточно трудоемким процессом, так как полноприводные легковые автомобили не оборудуются системами регулирования давления воздуха в шинах. В связи с этим снижение давления воздуха в шинах этих автомобилей следует рассматривать лишь как резерв повышения их опорной проходимости в критических ситуациях.

2. Чем ниже давление воздуха в шинах, тем выше наибольшая удельная сила тяги на крюке: при его снижении в шинах исследованных автомобилей от номинального до 0,05 МПа (0,5 кгс/см<sup>2</sup>) на относительно твердых грунтовых поверхностях типа рыхлого свежеспаханного суглинка и сырой слежавшейся пахоты сила тяги возрастает соответственно в 1,4–1,8 раза и в 2 раза. Однако это не всегда ведет к увеличению возможной скорости движения, что обусловлено, прежде всего, разбивкой передач в трансмиссиях автомобилей.

3. Наименьшие удельная работа сопротивления качению и глубина образуемой колеи исследованных автомобилей также достигаются при наименьших величинах давления воздуха в шинах. Повышение давления ведет или к заметному увеличению удельной работы сопротивления качению и глубины образуемой колеи на грунтах № 3 (на 21–26 % и в 1,6–1,9 раза соответственно) и № 4 (на 28–30 % и в 1,9–2,3 раза), или к потере проходимости на грунтах № 1 и № 2.

## Литература

- ГОСТ Р В 52048–2033. "Автомобили многоцелевого назначения. Параметры проходимости и методы их определения". — М.: Издательство стандартов. — 2003.
- Селифонов В.В. Теория автомобиля. Учебное пособие. — М.: ООО "Гринлайт", 2009. — 208 с.
- Чистов М.П. Исследование сопротивления качению при движении полноприводного автомобиля по деформируемым грунтам. Дис. канд. техн. наук: 05.05.03. — М., 1971.

## ВЛИЯНИЕ ЭБУ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВС ПРИ ПЕРЕХОДЕ ОТ "ЕВРО-3" К "ЕВРО-4"

С.В. АЛЕШИН, кандидаты техн. наук Д.В. АПЕЛИНСКИЙ и О.В. ОЛИСЕВИЧ

МГМУ "МАМИ" (495. 223-05-23, доб. 14-67)

*Рассматривается влияние ЭБУ на характеристики ДВС с принудительным зажиганием при переходе от норм "Евро-3" к "Евро-4", требования к конструкции ЭБУ и его программной части, а также приведены результаты модернизации программного обеспечения.*

**Ключевые слова:** экологические показатели двигателей, электронный блок управления (ЭБУ), электронная педаль "газа", управление рабочим процессом.

Aleshin S.V., Apelinskiy D.V., Olisevich O.V.

**INFLUENCE OF THE ECU TO THE COMBUSTION PROCESS OF THE ENGINE AT THE IMPROVEMENT EMISSION REQUIREMENTS FROM EURO-III TO EURO-IV LEVEL**

*Influence of the ECU to the SI (spark ignition) engine characteristics at the improvement emission standard from EURO-III to EURO-IV level, requirements for the ECU design and results of software upgrades are considered.*

**Keywords:** emission characteristics of the engine, electronic control unit (ECU), electronic throttle accelerator, management of the combustion process.

Правительство Российской Федерации своим постановлением № 609 от 12 октября 2005 г. утвердило технический регламент "О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных (загрязняющих) веществ". Оно, как показывает опыт прошедших с тех пор пяти лет, безусловно, сыграло положительную роль в улучшении экологических показателей АТС и двигателей, производимых в России, способствовало повышению их технического уровня, дало импульс к сближению отечественных нормативных требований с международными стандартами. Но одновременно и усложнило работу моторных заводов. В частности, поэтапная модернизация, начавшаяся при введении на территории страны норм (см. таблицу) третьего экологического класса ("Евро-3") потребовала ужесточения процедуры испытаний: теперь измеряются новые предельные значения параметров, приведенных в таблице, и,

кроме того, регистрируются выбросы токсичных компонентов с момента начала вращения коленчатого вала двигателя.

Есть и другие нововведения. Например, ужесточена процедура испытаний на топливные испарения; контроль показателей токсичности АТС в реальной эксплуатации должен осуществляться в течение 80 тыс. км пробега; введено требование об обязательном наличии в составе транспортного средства системы бортовой диагностики (она должна идентифицировать ухудшение экологических показателей АТС сверх установленных пределов и неисправности элементов конструкции, влияющих на экологические показатели); введен новый вид испытаний по определению выбросов вредных веществ при низких (266 К, или 7 °С) температурах.

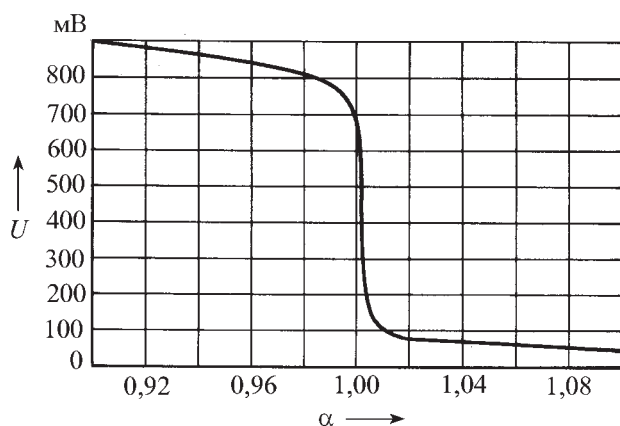
Очевидно, что все эти требования без изменения электронного блока управления (ЭБУ) и исполнительных механизмов остались бы невыполнимыми.

Именно электронная педаль "газа" дает необходимую точность выдерживания заданного состава топливовоздушной смеси в динамике, адаптирует передаточную характеристику "педаль акселератора–крутящий момент двигателя". Однако при переходе с "Евро-3" на "Евро-4" и т.д. сама электронная педаль и ее элементы требуют модернизации. И прежде всего – датчик массового расхода воздуха: он должен обеспечить снижение влияния температуры на погрешность измерения расхода воздуха. Кроме того, необходимо повысить устойчивость чувствительного элемента датчика к загрязнению и выполнить компенсацию влияния пульсаций воздуха во впускном трубопроводе.

Нужно также, чтобы управление наполнением цилиндров воздухом осуществлялось синхронно с управлением топливоподачей, а изменение мощности двигателя, при необходимости плавное, – при четком взаимодействии с различными системами АТС.

Категория	Класс	Контрольная масса (RW), кг	Масса $L_1$ монооксида углерода, г/км		Масса $L_2$ гидроуглеродов, г/км		Масса $L_3$ оксидов азота, г/км		Совокупная ( $L_2 + L_3$ ) масса гидроуглеродов и оксидов азота, г/км		Масса $L_4$ частиц <sup>(1)</sup> (PM), г/км	
			Бензин	Дизельное топливо	Бензин	Дизельное топливо	Бензин	Дизельное топливо	Бензин	Дизельное топливо		
А (2000)	M <sup>(2)</sup>	–	Все	2,3	0,64	0,20	–	0,15	0,50	–	0,56	0,05
	N <sub>1</sub> <sup>(3)</sup>	I	RW ≤ 1 305 кг	2,3	0,64	0,20	–	0,15	0,50	–	0,56	0,05
		II	1 305 < RW ≤ 1 760 кг	4,17	0,80	0,25	–	0,18	0,65	–	0,72	0,07
		III	1 760 < RW	5,22	0,95	0,29	–	0,21	0,78	–	0,86	0,10
В (2005)	M <sup>(2)</sup>	–	Все	1,0	0,50	0,10	–	0,08	0,25	–	0,30	0,025
	N <sub>1</sub> <sup>(3)</sup>	I	RW ≤ 1 305 кг	1,0	0,50	0,10	–	0,08	0,25	–	0,30	0,025
		II	1 305 < RW ≤ 1 760 кг	1,81	0,63	0,13	–	0,10	0,33	–	0,39	0,04
		III	1 760 < RW	2,27	0,74	0,16	–	0,11	0,39	–	0,46	0,06

Примечания: <sup>(1)</sup> – для двигателей с воспламенением от сжатия; <sup>(2)</sup> – кроме транспортных средств, максимальная масса которых превышает 2500 кг; <sup>(3)</sup> – а также транспортные средства категории М, масса которых ≤ 2500 кг.



Важным элементом в ЭСУД является и датчик кислорода (лямбда-зонд). Он должен стать более устойчивым к высокой температуре и вредным веществам, иметь малое время отклика и переключения. Всем этим требованиям соответствует его быстронагреваемый чувствительный элемент пленочной конструкции: он позволяет стабильно поддерживать заданный состав топливоздушная смеси, что хорошо видно из характеристики, приведенной на рисунке.

Если говорить в целом, то требования к конструкции ЭБУ и его программной части сводятся к следующему: исключение ускорения АТС без запроса водителя; максимально быстрый перевод системы в аварийный режим работы при появлении неисправности, приводящей к потере контроля над АТС. При этом под аварийными режимами понимаются "сброс" контроллера, выключение топливopодачи, обесточивание дроссельной заслонки, ограничение частоты вращения коленчатого вала или мощности двигателя.

Разделяя мониторинг на различные уровни, целесообразно выделить три его ступени: первая – проверка датчиков, исполнительных механизмов и работы базовых алгоритмов; вторая – оценка вычислительных процессов, т.е. работы базовых алгоритмов; третья – мониторинг микроконтроллера, процессора безопасности и системного программного обеспечения.

Результатами модернизаций программного обеспечения, исполнительных механизмов и элементов системы являются испытания по циклам (ECE+EUDC) Правил № 83-05 ЕЭК ООН и определение уровня выбросов токсичных компонентов.

УДК 338.47

## ТРАНСПОРТНЫЙ ЦЕНТР В СОВРЕМЕННОЙ ЛОГИСТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ

Канд. эконом. наук **В.И. ИОНОВ, С.А. МАКАРЕНКО**  
МГМУ "МАМИ" (495. 223-05-23, доб. 13-48)

*Рассматриваются вопросы, связанные с развитием транспортных центров в современной структуре логистической системы, обеспечивающих предприятия и потребителей необходимыми материальными ресурсами в установленные сроки.*

**Ключевые слова:** транспортные центры, логистические системы, материальные потоки, направления оптимизации.

Ionov V.I., Makarenko S.A.

### TRANSPORTATION CENTER IN MODERN LOGISTICS SYSTEM

*Several issues related to the development of transportation centers in the modern structure of the logistics system to ensure that businesses and consumers receive material resources in a timely manner are considered.*

**Keywords:** transportation centers, logistics systems, material flow, the direction of optimization.

Развитие рыночных отношений не могло не оказать существенного влияния на структуру управления материалопотоками, а следовательно, и на организационно-правовые формы предприятий, занимающихся транспортно-складским обслуживанием, и спектр их услуг. Дело в том, что существовавшая во времена СССР транзитная система материально-технического снабжения если не требовала, то явно стимулировала создание на складах предприятий излишних запасов продукции. Что, совершенно очевидно, влекло дополнительные расходы. В условиях рынка при таком положении вещей предприятие

вряд ли сможет организовать безубыточное производство и вести успешную борьбу за овладение долей этого рынка.

Но положение небезнадежно. Выход из него давно уже нашла зарубежная практика. Он – в создании и развитии системы транспортных центров, которые позволяют избежать расходов на содержание избыточных запасов на складах, упаковку, транспортирование и хранение продукции.

Кроме того, они, играя роль посредников между источниками сырья и производством, существенно сокращают численность транзитных связей предприятия. Особенно если номенклатура исходных материалов и комплектующих, а также ассортимент готовой продукции достаточно широки. Наконец, располагаясь на каналах товародвижения, транспортные центры являются важными элементами маркетинга и могут предоставлять дополнительные сервисные услуги.

Нельзя не учитывать и следующего обстоятельства: транспорт с точки зрения управления – система довольно сложная, потому что зависит от множества факторов. И прежде всего – экономических. Например, нельзя не видеть, что размеры перевозимых партий товаров постепенно уменьшаются, а их стоимость, наоборот, возрастает. Это требует большей гибкости транспорта, более высокого уровня сервиса и качества перевозок. Скажем, направляя материалопотоки через транспортный центр, можно достичь их концентрации по определенным направлениям и в результате увеличить частоту отправок, ускорить доставку, сократить затраты и повысить качество

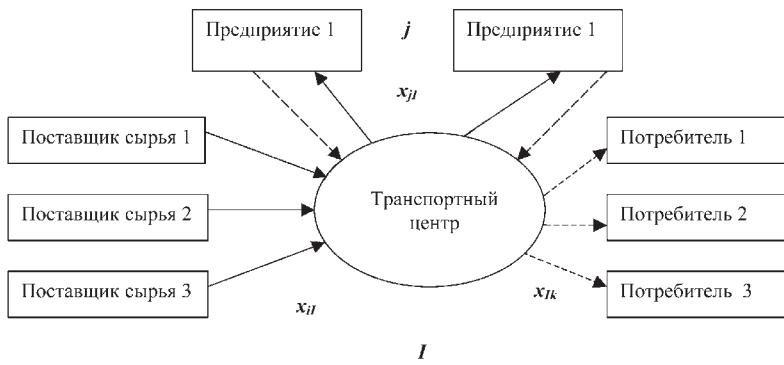


Рис. 1. Схема информационного обеспечения логистической системы (штриховые линии – каналы готовой продукции, сплошные – сырьё и комплектующих)

сервиса. Таким образом, транспортные центры, являясь пунктами концентрации и распределения материалопотоков, могут быть самостоятельными микрологистическими системами и выступать в роли связующих звеньев при перевозках между поставщиками и потребителями в масштабах глобальной логистической цепи, поскольку главные их задачи – снижение стоимости транспортных услуг за счет концентрации и увеличения объема перевозок, а также расширение их ассортимента.

Таковы теоретические основы логистики рыночной экономики. Что же касается практической ее стороны, то здесь многое уже доказано и подтверждено опытом. Например, то, что наилучший способ формирования сети транспортных центров – на кооперативной основе, при которой в качестве инвесторов выступают промышленные предприятия, фирмы и группы предпринимателей, а их строительство осуществляется на условиях акционирования. Такой подход позволяет каждому из акционеров использовать преимущества транспортных центров, не затрачивая больших капиталовложений на создание собственной транспортно-складской инфраструктуры. Ведь именно они, центры, будут получать и обрабатывать грузы, поступающие транспортом дальнего следования; выполнять погрузочно-разгрузочные операции; обеспечивать промежуточное складирование; формировать партии товаров, соответствующих размеру заказов конкретного предприятия, упаковы-

вать и доставлять их; отвечать за информационную связь между поставщиками и потребителями сырья, своевременно информировать их об объеме запасов, вести документацию и следить за перемещением материалопотока и т.д. Короче говоря, решать проблемы, являющиеся "головной болью" большинства отечественных предприятий. И надо сказать, что многие все это уже поняли. Результат – появление первых российских транспортных центров, осуществляющих промежуточное складирование и доставку сырья предприятиям, его перерабатывающим. Однако они все-таки полумера. Чтобы их работа стала полноценной, имеет смысл возложить на них также задачу доставки готовой продукции потребителям. То есть

к перечисленным выше их функциям целесообразно добавить еще одну – сбор готовой продукции предприятий, доставка ее в транспортный центр и затем потребителю.

Понятно, что для обеспечения оперативности и достоверности информации об уровне запасов, своевременном оформлении заказов и слежением за продвижением материалопотока необходимо иметь (рис. 1) достаточно развитую информационную сеть, интегрирующую поставщиков и потребителей сырья, транспортные центры, покупателей готовой продукции (оптовые склады, предприятия розничной торговли и пр.) Однако сейчас, в условиях чрезвычайно быстрого внедрения информационных технологий, решение этой задачи не составляет особого труда, а затраты на создание такой сети довольно быстро окупаются за счет сокращения документооборота и, следовательно, времени выполнения заказов.

Структура каналов данной сети, как и любой другой сложной сети, зависит от множества конкретных условий – от топологической схемы материально-информационных потоков, наличия и расположения транспортных центров и др. Поэтому строить ее следует именно с учетом и их изменения. Алгоритм такого построения очевиден.

Перед построением системы, включающей транспортные центры, определяются конкретные логистические цели, выявляется круг предприятий, которые будут пользоваться услугами этих центров, и составляется схема материалопотоков. Причем за базовую, лучше всего, казалось бы, принять схему распределения с прямыми связями между поставщиками сырья, перерабатывающими предприятиями и потребителями продукции (рис. 2). Что на практике давно уже существует. Однако это не лучшее из решений.

Большинство предприятий производят очень широкий ассортимент товаров, имеют большое число поставщиков сырья и комплектующих и поставляют свою продукцию множеству потребителей. Отсюда расходы, связанные с заключением договоров, транспортированием, складированием

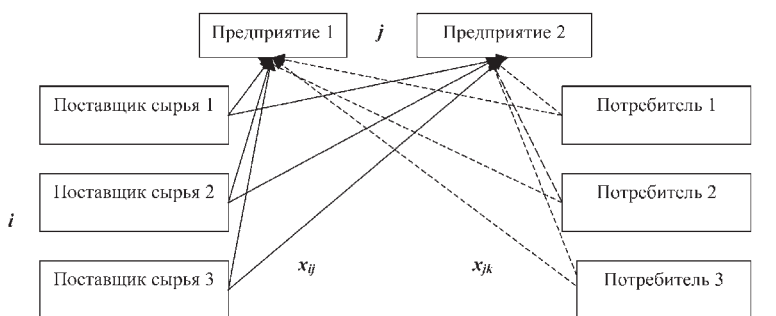


Рис. 2. Схема движения материалопотока с прямыми связями (штриховые линии – каналы движения готовой продукции, сплошные – сырьё и комплектующих)

материальных ценностей, а также экспедированием готовой продукции возрастают пропорционально числу каналов прохождения материалопотока. Поэтому им целесообразно ориентироваться не на схему, показанную на рис. 2, а на схему, приведенную на рис. 3. И вот почему.

Включение в эту схему транспортных центров позволяет существенно сократить число каналов движения материалопотока,  $Ix_{ij}$ , поскольку грузы из различных источников концентрируются в центрах, объединяются в партии оговоренного размера и отправляются на предприятия-потребители по мере необходимости. Таким образом осуществляется укрупнение материалопотоков, что способствует более рациональному использованию транспортных средств, кроме того, снижается число холостых пробегов последних, так как на обратном пути возможна доставка готовой продукции с предприятий в транспортные центры. За счет сокращения расстояния уменьшаются тарифы на перевозку автомобильным транспортом, сокращаются объемы запасов на складах, что соответствует логистической концепции организации производства. И, наконец, предприятия получают возможность сконцентрировать внимание непосредственно на производственном процессе, оставив решение задач своевременного снабжения производства необходимыми ресурсами транспортному центру. Но, принимая решение об организации транспортного центра, необходимо учитывать конкретные условия региона (существующую сеть железных и автомобильных дорог, наличие грузовых терминалов, складов) и размещать центры так, чтобы затраты на движение материального потока были минимальны. И, конечно же, необходимо определить, при каких условиях будет получена экономическая выгода от использования схемы движения материалопотока, включающей транспортный центр.

Рассмотрим, как это делается.

Предположим, что рассматриваемое предприятие получает сырье и комплектующие от  $N_{\text{пост}}$  поставщиков и отгружает продукцию  $N_{\text{потр}}$  потребителям. Тогда общее число  $N_k$  каналов движения материалопотоков, очевидно, будет равно их сумме ( $N_k = N_{\text{пост}} + N_{\text{потр}}$ ). Но – в одном направлении. Однако таких направлений два – по которым на предприятие поступает сырье и отгружается готовая продукция. Поэтому  $N_k = 2(N_{\text{пост}} + N_{\text{потр}})$ .

Допустим, далее, что расходы на обслуживание одного канала равны  $P_i$ , число услуг, предоставляемых предприятию одним транспортным центром, –  $N_{y_i}$ , стоимость одной такой услуги –  $c_i$ . Тогда условие выгодности использования транспортного центра можно записать в виде неравенства  $\sum N_{y_i} c_i \leq \sum N_k P_i$ . То есть экономическая целесообразность использования транспортного центра будет иметь место, если общие затраты предприятия на материально-техни-

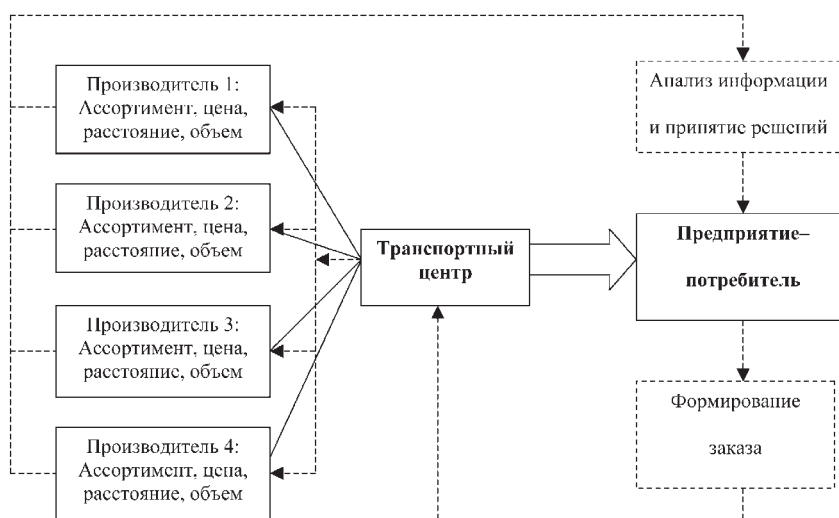


Рис. 3. Схема движения материалопотока с использованием транспортных центров (штриховые линии – информационные потоки, сплошные – материалопотоки)

ческое обслуживание производства будут больше стоимости услуг транспортного центра на выполнение этой задачи.

Однако необходимо учитывать и заинтересованность транспортного центра, для чего в правую часть неравенства нужно ввести величину  $\Delta P$  – минимальную необходимую прибыль от деятельности транспортного центра. Но так как транспортный центр строится для совместного использования несколькими фирмами, то неравенство примет вид:  $\sum_j N_{y_i} c_i + \Delta P \leq n \sum_{ijk} N_k P_i$ , где  $n$  – число фирм. А если услугами транспортного центра пользуется несколько предприятий, добавить следующие ограничения:

$$\sum_j N_{y_i} \leq Q_i; t_{\max} \leq \frac{T}{ijk}$$

где  $Q_i$  – пропускная способность транспортного центра,  $T$  – суммарное время обслуживания предприятий,  $t_{\max}$  – максимально допустимая длительность времени поставки. (Эти ограничения вводятся для того, чтобы обеспечить оговоренное время поставки и пропускной мощности транспортного центра.)

Используя приведенные выше зависимости, для каждой конкретной ситуации можно определить целесообразность применения транспортного центра в структуре логистической системы.

Создание логистической системы – довольно сложный процесс, требующий решения значительного числа задач. Но – необходимый. Применение логистики в совокупности с использованием традиционных методов и подходов к управлению производством позволяет достичь существенных результатов в плане обеспечения предприятий необходимыми материальными ресурсами в установленные сроки, дает предприятию дополнительный запас конкурентоспособности и оказывает положительное влияние на устойчивость в условиях рыночной экономики.



УДК 629.113.004.5

## К ВОПРОСУ РАСЧЕТА ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ОПЕРАТОРА ТЕХНИЧЕСКОГО ОСМОТРА

Канд. техн. наук **С.Г. ПАВЛИШИН**  
Тихоокеанский ГУ (4212.37-51-99)

*Рассматриваются вопросы определения производственной программы пунктов технического осмотра, необходимого для регионов их числа, а также обеспечения качества контроля технического состояния автотранспортных средств при технических осмотрах.*

**Ключевые слова:** пункт технического осмотра, трудоемкость, качество, технический осмотр, производственная программа.

**Pavlishin S.G.**

### BY QUESTION OF CALCULATION OF OPERATION CAPACITY OF AUTOMOTIVE TRANSPORT VEHICLES TECHNICAL CHECK STATIONS

*Operation capacity of automotive transport vehicles technical check stations, determination of necessary quantity of check stations for the Territory and also provision of control quality of automotive vehicles technical check, are considered.*

**Keywords:** technical check station, maintenance burden, quality, technical check, production program.

Согласно Федеральному закону № 170-ФЗ "О техническом осмотре транспортных средств и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации", организация деятельности операторов технического осмотра с 1 января 2012 г. осуществляется Российским союзом автостраховщиков. Для них это дело новое, поэтому возможны ошибки. Так, в Приложении № 1 к "Порядку обеспечения бланками талонов технического осмотра и бланками международных сертификатов технического осмотра, а также учета, хранения, передачи и уничтожения таких бланков" (утвержден приказом № 155н Минфина России 18 ноября 2011 г.) дана методика расчета пропускной способности оператора технического осмотра, в разделе III которой предлагается следующая формула для определения пропускной способности диагностической линии технического осмотра:

$$W_p = \frac{\Phi_p M_j}{S_{j\min}}, \text{ где } W_p - \text{пропускная способность диагно-}$$

стической линии технического осмотра пункта технического осмотра (ПТО) за заданный период времени;  $\Phi_p$  – фонд рабочего времени  $j$ -й диагностической линии технического осмотра за тот же период времени (определяется путем расчета числа рабочих часов технического эксперта в соответствии с требованиями трудового законодательства Российской Федерации);  $M_j$  – меньшее из значений числа  $R_j$  технических экспертов, одновременно работающих на  $j$ -й диагностической линии, и числа  $D_j$  диагностических постов  $j$ -й линии технического осмотра, причем при отсутствии данных о числе диагностических постов оно принимается равным единице.  $S_{j\min} = S_{jd\min} + t$  – минимальная нормативная трудоемкость проведения технического осмотра  $j$ -й линии, в часах;  $S_{jd\min}$  – минимальное время проведения технического осмотра транспортных средств в соответствии с областью аккредитации оператора технического осмотра по  $j$ -й линии (устанавливается правилами проведения технического осмотра в соответствии с ч. 2 ст. 5 закона № 170-ФЗ);  $t$  – время, установленное правилами проведения технического осмотра для подготови-

тельных и заключительных работ (заключение договора и т.п.), в часах. Для универсальных линий (под такой линией понимается диагностическая линия технического осмотра, предназначенная для проверки технического состояния всех легковых автомобилей, в том числе полноприводных, а также грузовых и специальных автомобилей, автопоездов и автобусов всех классов), которые, согласно аккредитации, имеют право на проведение технического осмотра также и мототранспортных средств, в качестве минимального норматива в рамках данной методики применяется норматив, установленный для легковых, грузовых автомобилей или автобусов, а в качестве минимального не используется норматив трудоемкости диагностических работ, установленный для прицепов.

По мнению автора, эта формула, мягко говоря, не совсем легитимна: при некоторых соотношениях числа постов и контролеров может появиться системная ошибка, т.е. формула будет давать результат со значительной погрешностью. Вообще же она отчасти верна только тогда, когда число  $D_j$  диагностических постов равно числу  $R_j$  экспертов, одновременно работающих на диагностической линии. Кроме того, в методике имеется ссылка на  $t$  – время, установленное "Правилами проведения технического осмотра" для подготовительных и заключительных работ. Однако в самих "Правилах" эта величина отсутствует.

Кроме этого, формула вводит в затруднение производителей и тогда, когда область их аккредитации включает грузовые и легковые автомобили, а также автобусы. Не учитывает она и такие понятия, как коэффициент  $\eta$  использования рабочего времени линии (поста), позволяющий учесть время подготовительных работ – подготовка оборудования к работе (прогрев, настройка), время установки автомобиля на пост или перемещения на другой, время на подготовку или уборку рабочего места, перерывы на отдых и личные надобности техников-экспертов (перекуры, туалет), а также коэффициент  $\phi$  неравномерности поступления автомобилей на линию (пост) диагностики, хотя анализ литературных источников и собственный опыт автора показывают: поступление заявок на проверку носит сезонный характер. Более того, их число колеблется в течение недели и даже каждого рабочего дня.

В целом можно сказать, рассматриваемая формула дает завышенные значения пропускной способности  $W_p$ , что может отрицательно сказаться на объективности и качестве контроля технического состояния автотранспортных средств (АМТС).

Выход из создавшегося положения есть. Автор предложил его два года назад (см. "АП", 2009, № 7): в статье "Определение пропускной способности пунктов технического осмотра АМТС" даны формулы, позволяющие довольно точно определять необходимое число операторов технического осмотра для региона, а также годовую пропускную способность  $A$  пунктов технического осмотра и учитывающие число диагностических постов и контролеров (технических экспертов), продолжительность работы и колебание загрузки ПТО, а также среднюю трудоемкость контроля технического состояния, зависящую от применяемого оборудования (например, использования стендовых или дорожных испытаний) и типа диагностируемых АМТС. Причем для упрощения расчетов можно использовать не только ее, но и ее вариант, не учитывающий коэффициент, определяющий возможность совместной работы исполнителей [1].

Эта формула имеет вид:

$$A = \frac{60ПТР\eta C}{t(1+\varphi)}, \text{ где } П - \text{ число рабочих постов ПТО; } T -$$

продолжительность в часах работы ПТО в сутки;  $P$  – среднее число техников-экспертов, приходящееся на один пост (например, если техников-экспертов 3, а  $P = 2$ , то  $P = 3/2 = 1,5$ );  $\eta$  – коэффициент использования рабочего времени поста (его, согласно [2, 3], можно принять равным 0,9);  $t$  – средняя трудоемкость контроля технического состояния условного автомобиля с учетом времени установки и перемещения с поста на пост (1–2 мин в зависимости от типа АМТС), которая в общем виде должна включать трудоемкости контроля легкового  $t_{\text{л}}$ , грузового  $t_{\text{г}}$  АТС, автобуса  $t_{\text{а}}$ , прицепа (полуприцепа)  $t_{\text{п}}$  и мототранспортного средства  $t_{\text{м}}$  (в расчетах используются максимальные значения  $t_i$  для каждой категории транспортных средств [4]), умноженные на вероятности  $a_i$  их поступления в ПТО, т.е.  $t = a_1 t_{\text{л}} + a_2 t_{\text{г}} + a_3 t_{\text{а}} + a_4 t_{\text{п}} + a_5 t_{\text{м}}$  (чел.·мин), причем  $a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5 = 1$ , если область аккредитации ПТО охватывает все виды АТС;  $\varphi$  – коэффициент неравномерности поступления автомобилей в ПТО (можно принять равным 0,2 [5]);  $C$  – число рабочих дней ПТО в году (например, в 2012 г. 366 дней, из них 12 праздничных, 53 – выходных, т.е.  $C = 301$  день). Величину  $a_i$  несложно рассчитать на основании данных о числе проверенных конкретным ПТО АМТС за предшествующий период работы или исходя из процентного соотношения транспортных средств в регионе (данные имеются в ГИБДД).

Рассмотрим пример. Допустим, что ПТО имеет линию, состоящую из двух постов, и двух техников-экспертов, и что проверяются только легковые автомобили. При этом ПТО работает по 8 ч в сутки 6 дней в неделю. Тогда при прочих равных условиях расчет по формуле Приложения № 1 к "Порядку обеспечения бланками талонов технического осмотра и бланками международных сертификатов технического осмотра, а также учета, хранения, передачи и уничтожения таких бланков" даст следующий результат:

$$W_p = \frac{\Phi_p M_j}{S_{j\min}} = \frac{8 \cdot 60 \cdot 301 \cdot 2}{30} = 9632 \text{ автомобиля в год. По фор-}$$

муле же, предложенной автором, результат такой:

$$A = \frac{60ПТР\eta C}{t(1+\varphi)} = \frac{60 \cdot 2 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 301}{30(1+0,2)} = 7224 \text{ автомобиля в}$$

год.

Как видим, расхождение составляет 25 %, причем в сторону завышения возможностей ПТО. А если в данной задаче при прочих равных условиях принять, что техника-эксперта четыре (на практике встречается достаточно часто), то число проверенных автомобилей при использо-

вании формулы Приложения № 1 останется тем же, а по предлагаемой – 14 448 автомобилей в год. То есть ошибка достигает 4800 автомобилей, или 33 %. Но уже в сторону занижения возможностей ПТО. И то и другое, безусловно, плохо.

Достоверность предлагаемой автором формулы подтверждена практикой. Например, расчет пропускной способности (годовой производительности) пунктов технического осмотра г. Амурска Хабаровского края (см. "АП", 2009, № 7) показал, что для полного удовлетворения потребностей региона в техническом осмотре число ПТО должно быть равно трем. Что в настоящее время и соответствует действительности для парка, согласно данным Управления ГИБДД по Хабаровскому краю, включающего 10 056 легковых, 1972 грузовых автомобилей, 266 автобусов, 610 мотоциклов и 197 прицепов. А, например, годовая производительность ПТО ООО "ГАП" г. Амурска при фактических продолжительности его работы в сутки 8 ч; среднем числе контролеров на посту – 1 (всего 2 техника-эксперта); коэффициенте использования рабочего времени поста – 0,9; средней трудоемкости  $t$  контроля технического состояния условного автомобиля, учитывающей легковые и грузовые АТС, автобусы, прицепы (полуприцепы) согласно области аккредитации и их доли из общего числа проверенных за предыдущий год –  $0,71 \cdot 30 + 0,18 \cdot 68 + 0,1 \cdot 65 + 0,01 \cdot 44 = 40,48$  чел.·мин (здесь 30, 68, 65 и 44 чел.·мин – соответственно трудоемкости проведения диагностирования АТС, согласно Приложению № 2 к "Правилам проведения технического осмотра транспортных средств", коэффициенте неравномерности поступления автомобилей в ПТО – 0,2; 301 рабочем дне ПТО в 2012 г. – составляет:  $A = 5353$  условных автомобиля в год. Что так же с незначительной погрешностью соответствует фактическому числу проверенных данных предприятием АМТС в предыдущем году.

## Литература

1. Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов. 4-е изд. / Е.С. Кузнецов, А.П. Болдин и др. – М.: Наука, 2001. – 535 с.
2. ОНТП-01-91 "Общесоюзные нормы технологического проектирования предприятий автомобильного транспорта". – М.: Гипроавтотранс, 1991. – 184 с.
3. Напольский Г.М. Технологическое проектирование АТП и СТО. – М.: Транспорт, 1993. – 271 с.
4. Постановление Правительства РФ № 1008 от 05.12.2011 г. "О проведении технического осмотра транспортных средств" // "Российская газета" – Федеральный выпуск № 5655 от 12 декабря 2011 г.
5. Напольский Г.М., Солнцев А.А. Технологический расчет и планировка станций технического обслуживания автомобилей. – М.: МАДИ (ГТУ), 2003. – 53 с.

## Коротко о разном



В центре разработок фирмы "Порше" в Вайссахе при участии Министерства культуры, молодежи и спорта земли Баден-Вюртемберг состоялось вручение премий имени Ф. Порше 253 выпускникам средних учебных заведений, показавшим лучшие результаты по математике, физике и другим техническим предметам. Уже в 11-й раз производитель спортивных автомобилей из Штутгарта мотивировал таким образом молодых людей к поступлению на инженерные факультеты высших учебных заведений и призвал к более тщательному изучению естественных наук. Председатель правления "Порше АГ" Матиас Мюллер похвалил хорошие знания выпускников школ и сказал: "Техническим факультетам всегда требуются одаренные студенты. Они могут разработать са-

мые передовые технологии как для Германии, так и для заказчиков в других странах и поддерживать таким образом конкурентоспособность своей страны на мировом уровне. Выпускники, интересующиеся такими дисциплинами, как математика, информатика, естествознание и техника, будут иметь в будущем оптимальные профессиональные перспективы. Чем более высокую квалификацию они получат, тем лучше они будут подготовлены к своей будущей профессиональной деятельности". Министр культуры земли Баден-Вюртемберг Габриэле Вармински-Ляйтхойссер поздравил лауреатов премии и отметила: "Нам нужно правильно стимулировать тягу молодых людей к знаниям. В будущем нам потребуются талантливые специалисты в области естественных наук". При решении этого вопроса школы и компании преследуют одни и те же цели. Поэтому важное значение здесь имеет совместная работа. Министр поблагодарила компанию "Порше" за учреждение премий и оплату стипендий студентам.

Доктор Вольфганг Порше, председатель наблюдательного совета компании, вспомнил в своей речи ушедшего в 1998 г. из жизни отца, основателя "кузницы" спортивных автомобилей Ф. Порше, и лично поблагодарил лауреатов премии его имени. Он обратился к выпускникам школ со следующими словами: "Будущее Германии зависит от молодых людей, таких как вы, интересую-

шихся естественными науками, техникой и математикой. Вы нужны нам для нашего будущего, чтобы поддерживать нашу конкурентоспособность на международной арене — это относится не только к компании "Порше". Это относится, прежде всего, к компаниям, поставляющим комплектующие для автомобилестроительных предприятий, которым нужны квалифицированные молодые кадры".

Кульминацией праздничного мероприятия в Вайссaxe стал розыгрыш шести стипендий для проходящих за границей практику студентов. Летом всем им будет предоставлена возможность в течение четырех недель познакомиться с работой дочернего предприятия "Порше" за границей.

С 1 августа 2011 г. два подразделения "Континенталь", легковых и грузовых шин, организационно объединились в одно. По данным на 31 декабря 2011 г., в этом подразделении было занято 41 135 работников по всему миру, а также насчитывалось 22 производственные и проектировочные группы. Особенно перспективны возможности роста в странах БРИК (Бразилия, Россия, Индия и Китай). Поэтому была принята специальная инвестиционная программа, объем которой составляет порядка 1 млрд евро. Цель ее — участвовать в росте большинства перспективных регионов и таким образом регулировать объемы производства шин для легковых, малотоннажных и коммерческих автомобилей, что позволит удовлетворять спрос в течение продолжительного времени. В начале 2011 г. был начат проект по удвоению производственных мощностей в Камакари, Бразилия, а в ноябре стартовало строительство нового завода в Калуге, Россия. В Индии вслед за приобретением индийского производителя "Моди Тайрс" планируется наладить внутреннее производство шин для легковых и малотоннажных коммерческих автомобилей, а также развивать производство грузовых шин. Более того, принято решение о строительстве нового завода в Самтере (Южная Каролина, США) в дополнение к расширению существующего производства в Маунт Верноне (Иллинойс).

Новые производства должны отвечать, в первую очередь, требованиям местных рынков. Таким образом, в расширение существующих производств ежегодно планируется инвестировать приблизительно 300–500 млн евро, что приведет к росту показателей "Континенталь" по всему миру. Всего в 2011 г. подразделением по выпуску шин было реализовано около 122 млн шин для легковых и малотоннажных коммерческих автомобилей, а также 7 млн шин для коммерческих автомобилей.

В течение последнего года рынок оригинальных комплектующих для легковых и малотоннажных коммерческих автомобилей стремительно развивался. Треть легковых автомобилей в Европе и каждый шестой автомобиль в США сходит с конвейера на шинах "Континенталь". В Китае и России с началом строительства новых заводов также был взят курс на развитие бизнеса оригинальных комплектующих. В этой области рынка "Континенталь" концентрирует свое внимание как на основной продукции, так и на передовых разработках для электромобилей. Использование новых шин "Континенталь" на автомобилях "Рено Меган" и "Рено Твизи" оправдалось и оказалось очень многообещающим. Поэтому было принято решение продолжить комплектовать модели именно такими шинами. В секторе коммерческих автомобилей концерн "Континенталь" в 2011 г. расширил линейку своей продукции с низким сопротивлением качению, выпустив новые шины для легких грузовых автомобилей и низкорамных прицепов. Кроме того, концерн начал активно развивать программу "Континенталь ЛайфЦикл". Эта система индивидуальных комплексных решений помогает значительно снизить стоимость эксплуатации шин на протяжении всего срока их службы.

Концерн "Континенталь" последовательно увеличивает количество новых видов продукции, уделяя особое внимание системам для электромобилей и ежегодно инвестируя порядка 170 млн евро в это направление. Ожидается, что объем производства в данном сегменте будет расти в ближайшие годы. Несмотря на предполагаемое замедление роста автомобильной промышленности в ключевых регионах Европы, в 2012 г. "Континенталь" ожидает общий рост более чем на 5 %.

## Содержание

### ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Касьянов С.В., Горельшева М.М. — К вопросу о создании отраслевой системы показателей результативности и эффективности предприятий-поставщиков	1
Грибанич В.М. — Сущность и роль инноваций в современной экономике	4
АСМ-факты	6

### КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Кукис В.С., Харенко И.А. — Особенности рабочего процесса дизеля с пневматическим распыливанием топлива	7
Бутин К.В. — Прогнозирование надежности агрегатов автомобилей по вибрационным показателям	10
Каляшина А.В., Салахова Р.Р., Шайхразиев Ф.М. — Динамические характеристики гидропривода двухконтурной системы рулевого управления	12
Набатников Ю.Ф. — Повышение ресурса соединений деталей машин с зазором	15
Наркевич Э.И. — Преобразование энергии автомобилем	19
Сокоиков В.К., Строков П.И. — Роторный электрогидродинамический двигатель для транспортных средств	21

### ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Кобзев А.А., Волдохин А.И. — Этапы диагностирования и ремонта автоматической коробки передач	25
Мурамович В.Г., Анисимов П.Ф., Туев С.В. — Молекулярный модификатор топлива как инструмент улучшения экономических и экологических показателей ДВС	26
Грановский В.А., Лагерной Е.А., Одинцов А.Е. — Проблемы перевозок опасных грузов	28

### ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Басюк Т.С., Поседко В.Н., Федоренко И.Н., Бузинов В.Г., Шибяев О.В. — Технология изготовления кованых поршней	29
Острецов А.В., Рыжов М.А. — Результаты экспериментальных исследований опорной проходимости полноприводных легковых автомобилей УАЗ-31514 и ВАЗ-2124	31
Алешин С.В., Апельинский Д.В., Олисевиц О.В. — Влияние ЭБУ на характеристики ДВС при переходе от "Евро-3" к "Евро-4"	34
Ионов В.И. — Транспортный центр в современной логической системе	35

### ИНФОРМАЦИЯ

Павлишин С.Г. — К вопросу расчета пропускной способности оператора технического осмотра	38
Коротко о разном	39

## Главный редактор Н.А. ПУГИН

### РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

### Белорусский региональный редакционный совет:

М.С. 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

Технический редактор Андреева Т.И.

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

Сдано в набор 02.02.2012. Подписано в печать 29.03.2012.

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

Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,46. Заказ 138.

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

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

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

www.mashin.ru www.avtomashin.ru

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

Цена свободная.

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

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

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