ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

УЧРЕДИТЕЛИ:
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ",
АНО "РУСАЕН"

№ 9 • сентябрь • 2014

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.5

КЛЮЧЕВЫЕ АСПЕКТЫ ВНЕДРЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО СТАНДАРТА КАЧЕСТВА ИСО/ТС 16949

Д-р техн. наук **В.Н. КОЗЛОВСКИЙ,**
канд. техн. наук **Д.И. ПАНЮКОВ**
Поволжский ГУ сервиса, АНО "Институт качества"
(8482. 63-71-40)

На примере этапов разработки и проектирования новой продукции и процессов рассматриваются результаты моделирования системы управления предприятием автомобильной промышленности на основе пирамиды компетенций и программно-информационной поддержки этапов жизненного цикла продукции.

Ключевые слова: *автомобильная промышленность, стандарт ИСО/ТС 16949, планирование качества новой продукции, инженерные методы обеспечения качества, петля качества, этапы жизненного цикла, развитие продукта и системы, информационные системы.*

Kozlovskiy V.N., Panyukov D.I.
HIGHLIGHTS OF THE IMPLEMENTATION OF QUALITY STANDARDS ISO/TS 16949

On the example of the development and design of new products and processes discusses the results of modeling the enterprise management system based on the automotive industry pyramid competencies and program-support information lifecycle stages of production are considered.

Keywords: *automotive industry, standard ISO/TS 16949, quality planning new products, engineering quality assurance methods, quality loop, lifecycle, product development and systems, information systems.*

Развитие российской автомобильной промышленности в настоящее время рассматривается с точки зрения реализации международного стандарта по системам качества (ИСО ТС 16949—2009), внедрение которого у нас началось чуть больше десяти лет назад. Однако этот процесс, судя по его результатам, затянулся: качественного скачка в области эффективности управления на автопредприятиях пока что, к сожалению, не произошло. Например, все большее число российских поставщиков комплектующих испытывает проблемы с получением заказов от ведущих автопроизводителей, работающих в нашей стране и за рубежом. Спрашивается почему?

Потому что, с одной стороны, требования автозаводов постоянно растут: они готовы работать лишь с теми поставщиками, которые жестко руководствуются не только стандартом ИСО/ТС 16949—2009, но и целым рядом специфических требований, определяемых производителями автомобилей. С другой, как показывает практика, многие изготовители автокомпонентов, получив сертификат соответствия требованиям ИСО/ТС 16949—2009, не используют весь потенциал собственной системы менеджмента качества, а лишь стараются поддерживать тот минимальный уровень качества, который необходим для прохождения инспекционных аудитов и ресертификации.

По мнению авторов, причин тому несколько, главная из которых — недостаточный уровень компетенции сотрудников поставщиков компонентов. И в первую очередь — работников конструкторско-технологического направления и управленцев, в том числе, менеджеров по качеству. Причем это чаще всего не их вина, а беда. Так получилось, что наши предприятия даже на момент выхода стандарта ИСО 9001—2000 имели очень большие проблемы с подбором специалистов, компетентных в области систем и методов управления качеством. А тут чуть ли не сразу — стандарт ИСО/ТС 16949—2002, требования которого многократно превосходят требования стандарта ИСО 9001—2000. В итоге далеко не все предприятия осознали риски, связанные с переходом от ИСО 9001—2000 к ИСО/ТС 16949—2002. А что уж говорить о требованиях ИСО/ТС 16949—2009, среди которых содержится множество ссылок на различные методы обеспечения качества, направленные на предотвращение дефектов на всех стадиях жизненного цикла продукции, без правильного и тотального применения которых невозможно достигнуть целевой функции — стабильно высокого качества этой продукции. Ведь каждый из методов интегрирует в себе собственные требования, приемы и правила применения, что невозможно без изучения смежных областей знаний.

Необходимую в настоящее время структуру компетенций (знаний и умений) в области системы менеджмента качества (СМК) в автомобильной промышленности можно представить в виде пирамиды, фрагмент которой, отражающий только часть компетенций, показан на рис. 1. При этом надо иметь в виду, что к каж-

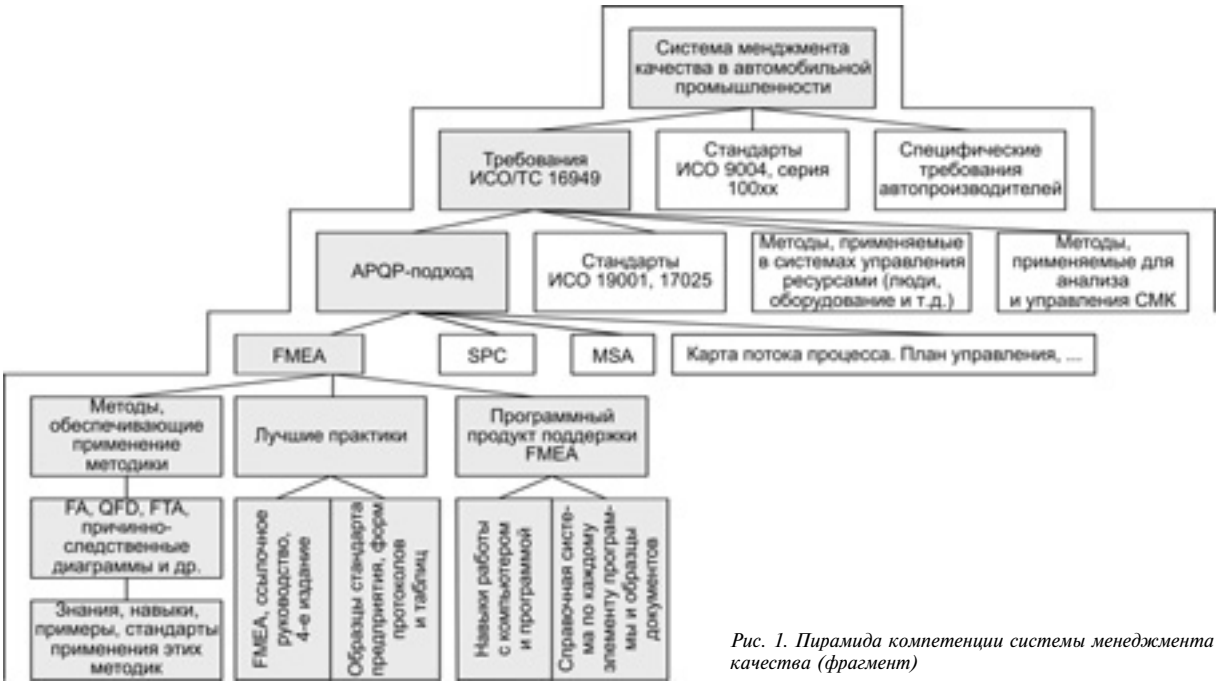


Рис. 1. Пирамида компетенции системы менеджмента качества (фрагмент)

дому требованию стандарта необходимы разъяснения и комментарии, а также представление лучших практик с целью его успешного внедрения и последующего применения на предприятии. Наличие таких материалов позволяет значительно быстрее освоить и в последующем эффективно применять все необходимые методы, а также успешно поддерживать систему качества и развиваться. Они, эти материалы, составляют основу "базы знаний" предприятия.

Так должно быть. Однако на момент выхода стандарта ИСО/ТС 16949—2009 такой подборки материалов не было, да и сейчас существуют только разрозненные их элементы. Значит, их нужно разрабатывать. Что, в общем-то, довольно сложно. Особенно — этап разработки и проектирования продукции и процессов, поскольку именно он наиболее насыщен различными методами, а значит, и компетенциями.

Чтобы хоть в какой-то мере упростить этот этап, в его основу должен быть положен подход, закрепленный в разделах 7—8 стандарта ИСО/ТС 16949—2009. Причем именно в основу. Что же касается реализации данного подхода, то здесь возможны варианты. Например, среди мировых автопроизводителей-лидеров широкое распространение получила система APQP (Advanced product quality planning — планирование качества перспективной продукции). Правда, некоторые из них ("Дженерал Моторс", "Форд") имеют собственные дополнения к ней, а альянс "Рено-Ниссан—ВАЗ" применяет совместную процедуру качества новой продукции (ANPQP), но начинать все-таки следует именно с APQP-процесса. Поэтому его и рассмотрим.

Данный процесс состоит из пяти выполняемых последовательно этапов, основные цели которых и их отражение в стандарте ИСО/ТС 16949—2009 приведены в табл. 1.

Очевидно, что главное в системе APQP — направить все усилия на повышение эффективности работы в области качества, используя все возможности: последовательно-параллельную, согласованную и хорошо организованную деятельность служб, занимающихся разработкой продукции, процессов и подготовкой производства; последовательное и правильное применение на всех этапах соответствующих методов предупреждения, определения и устранения проблем (DFMEA, PFMEA, MSA, SPC и других методов и приемов). Причем во всех случаях на первый план выходит четкая

Таблица 1

Этап и его содержание	Цель этапа	Пункты стандарта ИСО/ТС 16949—2009
Первый: планирование, разработка концепции и плана обеспечения качества продукции	Обеспечение четкого понимания требований и ожиданий потребителя	7.1, 7.2.1—7.2.2, 7.3.1
Второй: проектирование и разработка продукции	Всесторонний анализ конструкции продукта (опытного образца) и осуществимости разработки	7.3.2—7.3.4, 7.3.7
Третий: проектирование и разработка процессов	Разработка и развитие эффективной производственной системы, гарантирующей выполнение требований и ожиданий потребителей	7.3.2—7.3.4, 7.3.7
Четвертый: окончательная подготовка производства (валидация продукции и процессов)	Подтверждение, что продукция перед ее запуском в серию и процесс соответствуют требованиям потребителя	7.3.5, 7.3.6, 8.2.3.1
Пятый: производство и действия по улучшению	Поддержание и улучшение качества продукции и процессов	7.5, 7.6, 8

организация проектирования с высоким уровнем компетенций специалистов в области методов управления качеством. Однако такой уровень не может образоваться на пустом месте — для его обеспечения необходимо развитие информационных технологий в области управления качеством. И в частности — программная поддержка, интегрирующая набор методик обеспечения качества, а также базу данных, хранящуюся в упорядоченном и легкодоступном виде ("база знаний") любой системы управления качеством.

Чтобы проиллюстрировать важность программной поддержки APQP-процесса, рассмотрим его насыщенность различными методами и подходами.

В рамках этой системы работает множество документов, связанных с созданием продукта и процесса. Понятно, что без современных информационных систем разработка таких документов весьма затруднительна, а порой и невозможна. Непросто воспользоваться и зарубежными их версиями: в распоряжении российского специалиста не всегда есть русский интерфейс и справочная литература по пользованию методикой, а также образцы или примеры ее применения. Не всегда есть и возможность изменения зарубежных выходных форм (отчетов, протоколов) под свои нужды. Кроме того, эти, как и все другие зарубежные технологии, достаточно дорогостоящие, поэтому приобретать их, в том числе и для закупленных ранее

Рис. 2. Петля качества

форм, по силам далеко не всем. Тем не менее авторы считают, что знание существующих на рынке специализированных информационных систем, которые можно применять в рамках APQP, нашим специалистам не помешает (табл. 2).

Более полное отражение компетенций и необходимых программных продуктов для поддержки системы управления качеством на предприятии формирует петля качества (рис. 2), которая отражает взаимосвязь эта-

Таблица 2

Информационные системы	Методики ИСО/ТС 16949	Возможности
Attestator (http://centr-prioritet.ru/ct/txt/150)	SPC, MSA	Анализ состояния и возможностей технологических и иных процессов с применением методов SPC (контрольные карты, индексы, гистограммы). Анализ измерительных систем (MSA)
Minitab 16 (http://www.minitab.com)	SPC, MSA	Огромный выбор различных модулей: от простых статистических оценок, анализа вариаций, статистического управления процессами, графиков до планирования эксперимента
Quality Companion 3 (http://www.minitab.com)	FMEA, APQP	Большой набор программных продуктов для проектирования изделий и процессов от того же производителя, что и Minitab 16.
QiBox (http://partners.ascon.ru/software/machinery /items/?prcid=170&prpid=1193)	SPC, MSA, FMEA, APQP, ANPQP, PPAP	Объединяет в одном решении все необходимые средства для выполнения требований стандарта ИСО/ТС 16949 и инструменты для управления проектами в соответствии с процедурами управления качеством новой продукции
STATISTICA Quality Control (QC) (http://www.statsoft.ru/products/ STATISTICA_QC/)	SPC, MSA	Позволяют реализовывать все технические этапы контроля качества и анализа технологических процессов, планирования производственных экспериментов
Wonderware QI Analyst Software (http://www.wonderware.ru/htm/ Wonderware%20QIAnalyst%20Software.htm)	SPC	Сетевая SPC-система реального времени позволяет применять весь инструментарий SPC, а также хранить информацию в базе данных и выполнять любые отчеты
Компьютерные программы: SPC, MSA, FMEA (http://it-analiz.ru)	MSA, SPC, FMEA	Простейшие программы для соответствующих методов
Статистическое программное обеспечение Q-DAS — solara, procella, qs-STAT, destra (http://обеспечение-качества.рфcatalogues/ qdas/software.pdf)	SPC, MSA	solara — анализ систем измерений (MSA); procella — контроль технологического процесса; qs-STAT — оценка технологического процесса; destra — статистический программный пакет со множеством разных методов статистического анализа
Windchill Quality Solutions Products (http://www.ptc.com/products/windchill/ quality/)	FMEA	Программный продукт, состоящий из линейки программ для анализа надежности и управления рисками, которые могут быть интегрированы в одну систему (FTA и др.)
Xfmea (http://www.reliasoft.ru/xfmea/index.htm)	FMEA	Программа xfmea облегчает управление данными и создание отчетов для всех типов FMEA и FMECA — также часть достаточно большого набора программ по анализу надежности и управлению рисками
Byteworx FMEA Software with Control Plan (http://www.byteworx.com/)	FMEA, План управления	Программный продукт для поддержки FMEA, совместим со всеми стандартами, есть встроенная интеллектуальная система помощи, база данных для хранения различных справочных и подтверждающих документов

Рис. 3. Спираль качества

Рис. 4. Радар-график первого (жирные сплошные линии) и второго (штриховые линии) витков жизни продукта

пов жизненного цикла продукции. Она нашла наиболее полное отражение в пунктах стандарта ИСО/ТС 16949.

Более полное отражение компетенций и необходимых программных продуктов для поддержки системы управления качеством на предприятии формирует петля качества (рис. 2), которая отражает взаимосвязь этапов полного жизненного цикла продукции, зафиксированных в пунктах стандарта ИСО/ТС 16949—2009.

Однако эта схема статична, хотя именно динамика определяет многие маркетинговые стратегии автопроизводителей, заключающиеся в улучшении базовых моделей или платформ. Поэтому на практике следует руководствоваться спиралью качества (рис. 3), которая дает гораздо полнее, чем петля качества, представление о модели развития любого продукта.

На этой спирали шагом является степень улучшения продукта, а сама она формируется с учетом удовлетворенности потребителей этой продукцией: чем выше удовлетворенность, тем длиннее спираль, а значит, и продолжительность жизни продукта на рынке.

Пользуясь перечисленными выше инструментами, очень важно различать развитие системы управления предприятием и развитие продукта: первое зависит от развития отдельных элементов системы, а также компонентов взаимодействия и управления, а второе может происходить и в рамках неизменяемой системы. Поэтому наиболее ценно получить новый продукт в результате развития систем проектирования, производства, контроля, реализации. То есть развития системы и продукта в идеале должны идти параллельно, дополняя друг друга. Это позволяет получить постоянно совершенствующий инновационный продукт, что означает опережение рынка и поддержание высокого уровня конкурентоспособности предприятия.

И еще одно. Каждый элемент спирали качества может развиваться самостоятельно, т. е. уровни их развития могут значительно различаться. Более того, какие-то элементы могут не развиваться вообще. И такая неравномерность развития сказывается на общем развитии продукта. В связи с этим возникает необходимость оценки развития и отдельных элементов петли качества, и продукта в целом. И лучше всего — с помощью балльной системы оценки и радар-графика (рис. 4). При этом надо учитывать, что больше всего изменений связано со стадией производства, как на наиболее продолжительном и инвестируемом этапе — в новый персонал, оборудование, оснастку и инструмент, а меньше всего — на этапе проектирования (он, как правило, короче и изменяется реже этапа производства, хотя зачастую и сложнее).

Каждый этап жизненного цикла продукта или услуги сопровождается различной информацией, которая циркулирует как внутри организации, между ее различными подразделениями, так и вне ее (между поставщиками и потребителями, а также между другими заинтересованными сторонами). То есть информация пронизывает всю систему управления предприятием, она циркулирует в ее подсистемах управления качеством, экологической безопасностью и безопасностью труда — технической, финансовой, юридической сторонами дела и др.

Чтобы поддержать такие подсистемы, "продвинутые" предприятия стараются иметь собственные информационные системы. Например, системы управления бухгалтерским учетом, юридическими данными и производством. Но, к сожалению, у нас пока значительно менее распространены информационные системы поддержки управления качеством. Поэтому для российских автопроизводителей задача, связанная с расширением элементной базы спирали качества, стала в настоящее время одной из наиболее актуальных. И ее необходимо решать, т. е. дополнить спираль программно-информационной составляющей (программным обеспечением), которая поддерживает развитие системы и продукта (рис. 5).

В данном случае информация о системе и продукте циркулирует во всех процессах и на всех этапах его жизненного цикла. В результате получается еще одна петля качества (на рис. 5 — внешняя), которую можно назвать информационной. Обе эти петли интегрируются, образуя двойную структуру, которая представляет собой модель развития предприятия с учетом развития продукта и информационно-программной поддержки. Иначе говоря, — код развития предприятия,

Рис. 5. Система информационно-программной поддержки жизненного цикла продукта

который может служить базой для его стандартизации и стать фундаментом стандартов будущего.

И это не фантазия. Начиная с 2000-х гг., крупные корпорации, связанные с разработкой программных продуктов, начали поставлять на рынок информационные системы, которые обеспечивают информационную поддержку этапов жизненного цикла любой продукции. Это, прежде всего, PLM-технологии (Product Lifecycle Management — технология управления жизненным циклом изделий), которые можно назвать наиболее информационной стратегией объединения систем. Среди них появившиеся в начале 1990-х гг. система планирования ресурсов предприятия (ERP), объединяющая финансовый отдел, кадровую службу, производство и склад; предложенная несколько позже система управления взаимодействия с клиентом (CRM), которая объединила центр обслуживания звонков и торговый персонал; неплохо зарекомендовавшие себя в настоящее время системы автоматизированного проектирования (CAD) и производства (CAM), логистирования поставок (SCM), управления данными об изделии (PDM). Более того, уже есть варианты PLM-технологий. Например, Oracle PLM, Autodesk PLM 360; Siemens PLM Software Products; ЛОЦМАН: PLM (Аскон); система Alfa (Информконтакт) и т. д.

Правда, ни один из этих вариантов пока что не способен полностью охватить все этапы жизненного цикла нового продукта. В частности, приведенные в табл. 1 методики не всегда реализованы в программных продуктах. Но PLM-системы быстро развиваются, и скоро будут иметь в своем арсенале соответствующее обеспечение. Свидетельство тому: уже сейчас на рынке появляются системы PLM+, в которых поддерживается управление проектами, планирование ресурсов, офисный и технический документооборот, оперативно-календарное планирование и т. д. Это говорит о том, что такие системы будут охватывать все больше и больше видов деятельности (процессов СМК), так как специалистам будет не хватать компетенций из области управления, и в частности, менеджмента качества. И нет никакого сомнения в том, что глубина компетенций, необходимых для построения и управления СМК в автомобильной промышленности, а также реализация современных моделей развития через соответствующие программно-информационные комплексы позволят предприятиям разрабатывать, внедрять и поддерживать свои системы управления в активном состоянии. Причем "сквозная" информатизация станет стратегией.

АСМ-факты

ПРОИЗВОДСТВО АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ ПРЕДПРИЯТИЯМИ РОССИИ В ПЕРВОМ ПОЛУГОДИИ 2014 г.

(По данным ОАО "Автосельхозмаш-холдинг")

Предприятие-изготовитель	июнь 2014 г.	июнь 2013 г.	прирост, %	январь—июнь 2014 г.	январь—июнь 2013 г.	прирост, %
ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
Группа "ЗИЛ"						
* Смоленский автоагрегатный завод	—	—	—	1	21	−95,2
Группа "ГАЗ"						
АЗ "ГАЗ"	7 157	7 790	−8,1	33 628	40 065	−16,1
АЗ "Урал"	661	412	+60,4	3 606	2 619	+37,7
* САЗ	165	138	+19,6	709	616	+15,1
Группа "КамЗ"						
КамАЗ	3 681	4 144	−11,2	19 344	22 904	−15,5
**НефАЗ (*Самосвальные установки*)	893	1 064	−6,1	4 588	6 115	−25,0
"Мерседес-Бенц Тракс Восток" (Набережные Челны)	114	200	−43	699	1 252	−44,2
"Фузо КамАЗ Тракс Рус"	20	—	—	588	228	+157,9
Группа "Соллерс"						
УАЗ	1 405	2 366	−40,6	6 899	12 357	−44,2
"Соллерс-Исудзу"	186	84	+121,4	1 025	276	+271,4
"Форд Соллерс Елабуга"	219	1 190	−81,6	2 773	6 600	−58,0
Брянский АЗ	12	15	−20,0	84	69	+21,7
ГК "Автотор"	341	201	+69,7	1 757	477	+268,3

Предприятие-изготовитель	июнь 2014 г.	июнь 2013 г.	прирост, %	январь—июнь 2014 г.	январь—июнь 2013 г.	прирост, %
"Вольво Восток" (Калуга)	114	485	−76,5	964	1 887	−48,9
МЗ "Тонар"	—	4	—	14	14	0,0
"ИВЕКО-АМТ"	49	52	−5,8	289	325	−11,1
ПСА "ВИС-авто"	202	365	−44,7	919	1 916	−52,0
"Скания-Питер"	61	128	−52,3	357	520	−31,3
"МАН трак энд бас продакшн рус"	57	—	—	247	—	—
"Катерпиллар Тосно"	2	10	−80,0	13	59	−78,0
* Другие предприятия Санкт-Петербурга	9	4	+125,0	39	17	+129,4
"Комацу мэнуфэкчуринг рус" (Ярославская обл.)	2	2	0,0	9	15	−40,0
НПК "Уралвагонзавод"	—	—	—	10	—	—
* "Бецема"	41	41	0,0	238	232	+2,6
* Филиал "Машзавод" (Тверская обл.)	2	—	—	18	7	+157,1
* ЗТО "Камея" Нижегородская обл.	178	253	−29,6	831	1 177	−29,4
* "Спектр Авто" (Нижний Новгород)	117	181	−36,4	734	837	−12,3
* "Чайка-НН"	42	128	−87,2	216	436	−50,5
* "РИАТ"	24	59	−59,3	266	198	+34,3
ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
Группа "АвтоВАЗ"						
ВАЗ	43 157	33 827	+27,6	218 196	209 422	+4,2
ОАГ (Ижевск)	5 311	5 220	+1,7	27 659	26 458	+4,5
"Лада Спорт"	120	50	+140,0	888	83	+969,9
"Супер-Авто" (Самарская обл.)	12	573	−97,9	485	2 952	−83,6
СП "GM-АвтоВАЗ"	4 604	4 195	+9,7	23 130	27 061	−14,5
ГК "Автотор"	18 780	19 340	−2,9	111 551	114 595	−2,7
"Рено Россия" ("Автофрамос")	20 523	17 119	+19,9	110 420	99 550	+10,9
ИМС (Московская обл.)	1 425	2 155	−33,9	9 035	13 966	−35,3
Группа "Соллерс"						
УАЗ	2 642	2 207	+19,7	10 005	13 859	−27,8
"Форд Соллерс Елабуга"	505	1 888	−73,3	9 903	7 160	+38,3
Предприятия Приморского края, в том числе:	6 961	6 149	+13,2	33 854	29 498	+14,8
"Соллерс-Буссан"	1 206	901	+33,9	6 507	2 887	+125,4
"Мазда Соллерс Мануфэкчуринг Рус"	5 755	5 244	+9,7	27 347	24 438	+11,9
"ТагАЗ Интернешнл"	7	55	−87,3	58	574	−89,9
АК "Дервейс"	1 820	5 213	−85,1	17 740	16 703	+6,2
"Чеченавто"	—	6	—	80	486	−83,5
"Форд Мотор Компани"	1 461	7 845	−81,4	15 517	46 986	−67,0
Предприятия Санкт-Петербурга ("Дженерал Моторз Авто", "Тойота Мотор", "Хёндэ Мотор Мануфэкчуринг Рус", "Ниссан Мануфэкчуринг Рус")	28 400	32 039	−11,4	192 570	200 507	−4,0
"Фольксваген Груп Рус"	18 781	17 988	+4,4	115 529	95 777	+20,6
"Фольксваген Груп Рус" (Калуга)	12 158	15 018	−19,0	71 787	84 463	−15,0
"Фольксваген Груп Рус"(Нижний Новгород)	6 623	2 970	+123,0	43 742	11 314	+286,6
"ПСМА Рус" (Калуга)	4 606	3 962	+16,3	23 907	24 962	−4,2
АВТОБУСЫ						
Группа "КамАЗ"						
НефАЗ в том числе:	56	64	−12,5	285	287	−0,7
"КамАЗ-Марко"	4	5	−20,0	23	38	−39,5
Группа "ГАЗ"						
АЗ "ГАЗ"	919	1 463	−37,2	4 114	6 329	−35,0
АЗ "Урал"	4	29	−86,2	139	186	−25,3
"Русские автобусы"	747	1 162	—35,7	3 207	5 385	—40,4
ПАЗ	576	901	−36,1	2 535	4 328	−41,4
ЛиАЗ	133	171	−22,2	512	578	−11,4
КАвЗ	38	10	+280,0	160	216	−25,9
"Тулабус"	1	1	0,0	6	5	+20,0
Группа "Соллерс"						
УАЗ	753	887	−15,1	3 286	5 710	−42,5
"Форд Соллерс Елабуга"	—	6	—	15	45	−66,7
"Спецтранс"	—	19	—	2	41	−95,1
"БАУ-Рус Мотор Корпорэйшн"	—	1	—	3	1	+200,0
"Волгобас"	15	54	−70,2	100	134	−25,4
СТ "Нижегородец"	583	578	+0,9	3 341	3 715	−10,1
ПКФ "Луидор"	623	489	+27,4	3 317	2 715	+22,2
"Промтех" (Нижегородская обл.)	164	178	—7,9	901	1 161	—22,4
*ГК "Ирито"	41	77	−46,8	703	1 531	−54,1
ТРОЛЛЕЙБУСЫ						
"Тролза"	9	42	−78,6	62	176	−64,8
"Транс Альфа Электро"	2	26	−92,3	17	55	−69,1

Примечание:
* — на шасси других отечественных изготовителей.
** — надстройки.

УДК 629.3.022

НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ МНОГООПОРНЫХ САМОХОДНЫХ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Канд. техн. наук **С.Б. ВЕРЕЩАГИН,** д-р техн. наук **Г.И. ГЛАДОВ, Л.В. ДЕМИДОВ**
МАДИ (ГТУ) (499. 155-04-18)

Сделана попытка дать классификацию многоопорных самоходных большегрузных транспортных средств (МСБТС).

Ключевые слова: *классификация, многоопорные самоходные большегрузные транспортные средства (МСБТС).*

Vereshagin S.B., Gladov G.I., Demidov L.V.

DIRECTION OF DEVELOPMENT MULTISUPPORTING SELF PROPELLED HEAVY VEHICLES

Attempt to classify multisupporting self-propelled heavy vehicles is made.

Keywords: *classification, multisupporting self-propelled heavy vehicles.*

Первое многоопорное самоходное большегрузное транспортное средство (МСБТС) было изготовлено более 40 лет назад — в 1970 г.: фирма "Шаурле" выпустила самоходную платформу, предназначенную для перевозки крупногабаритных грузов по дорогам общего пользования и вне дорог [1]. И сразу же стала совершенно очевидной их перспективность. Прежде всего — для перевозки различных тяжелых грузов в стесненных условиях движения, когда высокие маневренные качества транспортного средства играют ключевую роль (например, при проезде по узким дорогам и на поворотах маленького радиуса).

За рубежом эти их достоинства оценили очень быстро. Так, фирма "Николас" уже в 1973 г. изготовила МСБТС, предназначенное для судостроительной промышленности, которое было способно перевозить секции судов и тем самым позволило отказаться от использования дорогостоящего железнодорожного транспорта. В 1981 г. фирма "Камаг" разработало первое МСБТС для металлургической промышленности — платформу на колесных стойках, предназначенную для перевозки листовой стали в рулонах и стальных плит по территории завода, а затем МСБТС-металловоз для перевозки лома и ковшей с горячим металлом [2].

И "процесс пошел". В его ходе постепенно выработался основной принцип: МСБТС — узконаправленное транспортное средство, т. е. предназначенное для перевозки однотипного груза. В итоге, в настоящее время МСБТС представляют собой довольно большую группу транспортных средств, различных по конструкции и назначению. Однако у них, вне зависимости от назначения, есть много общих признаков: наличие колесных опор (минимальное их число — четыре); колеса, как минимум, одной опоры — ведущие (привод электрический или гидравлический); наличие встроенного или навесного силового модуля; возможность поворота всех колесных опор на различные углы по различным законам управления; высокая (до 20 т) при использовании пневматических шин и до 24 т — с бандажными шинами осевая нагрузка; возможность самопогрузки и изменения погрузочной высоты платформы за счет применения гидроцилиндров в конструкции подвески. Причем наиболее интересной с точки зрения инженерных решений является колесная опора (рис. 1).

Эта опора, как правило, представляет собой фасонный шарнирный рычаг, соединенный с одной осью колес. В верхней части рычага установлена поворотная цапфа, связанная с грузовой платформой, а также с картером оси колес. Кроме того, у верхней части рычага и картера колес есть связь через гидропневматический элемент, который играет роль упругого элемента подвески и элемента системы регулирования погрузочной высоты МСБТС.

На картере приводных осей колес оси может быть закреплен гидро- или электромотор, приводящий в движение колеса ведущей оси через планетарные редукторы (для увеличения крутящего момента, подводимого к колесам).

Но по мере развития МСБТС они становятся все более специализированными. В частности, сейчас можно уверенно говорить о двух их классах — предназначенных для перевозок крупногабаритных грузов по дорогам общего пользования и вне их. Эти классы отличаются друг от друга в первую очередь осевыми нагрузками: для первого они ограничены максимально допустимой нагрузкой на дорожное полотно и не превышают, как правило, 12 т на ось, а для второго какие-либо ограничения не предусматриваются — все зависит от несущей способности шин и других элементов конструкции МСБТС. Современные МСБТС подобного класса способны выдержать нагрузку 24 т на ось при применении бандажной ошиновки. Причем для увеличения массы и габаритов перевозимого груза их соединяют в автопоезда. При этом, естественно, соединяются между собой гидравлические магистрали и электронные

Рис. 1. Вариант колесной опоры МСБТС

Рис. 2. Сдвоенное МСБТС для перевозки секций судов

Рис. 3. МСБТС, применяемое в металлургической промышленности

компоненты одиночных МСБТС. Общим для одиночных МСБТС и составленных из них является управление, осуществляемое оператором с помощью соответствующего пульта или из кабины. Именно оператор выдает сигнал, в соответствии с которым срабатывают исполнительные механизмы.

Что касается удельных показателей, то они следующие: коэффициент $F_г$ грузоподъемности равен ~9; удельная мощность $N_{e\,уд}$ ~ 0,5 кВт/т.

Рассмотрим некоторые из специализированных МСБТС.

МСБТС для судостроительной сферы (рис. 2) применяются, как уже упоминалось, для перемещения составных частей речных и морских судов по внутризаводской территории. Их, конечно, немного, и их грузоподъемность варьируется от 124 до 1056 т. Для них характерна очень высокая нагрузка на ось — до 38 т. И, как следствие, — высокий (до 6,6) коэффициент грузоподъемности (снаряженная масса машины — 160 т). Кроме того, такие машины могут работать синхронно, если масса или габаритные размеры груза не позволяют перевезти его на одной платформе. Управляет такой платформой или их сочетанием, как правило, один оператор, используя для этой цели пульт дистанционного управления, расположенный либо вне транспортного средства, либо в кабине его ведущего звена.

В металлургической промышленности применяются МСБТС грузоподъемностью от 60 до 400 т. Они в основном используются для перевозки листового металла, металлических плит, ковшей с расплавленным металлом, металлического лома или оснастки (рис. 3).

Все эти МСБТС выполнены по одному и тому же принципу, что и рассмотренные выше: они представляют собой платформу, которая опирается на колесные опоры; кабина оператора может быть расположена как на платформе, так и под ней; машина имеет механизмы самопогрузки и выгрузки. Для этого груз располагается на специальных поддонах, под которые подъезжает МСБТС.

В последнее время появились и новые технические решения по использованию МСБТС. Например, в 2010 г. немецкая фирма ETF предложила применять МСБТС в горно-добывающей промышленности (рис. 4) — в качестве карьерных самосвалов. При этом она исходила из следующих соображений: МСБТС, по сравнению с традиционным самосвалом, обладает рядом преимуществ: у него меньшее давление на опорную поверхность; оно маневреннее; обладает модульной конструкцией и высокой ремонтопригодностью.

Несмотря на то, что фирма развивает данную идею по сей день, МСБТС, предназначенное для работы в качестве карьерного самосвала, появилось не в Германии, а в Китае: китайская фирма "Глобал уин викл" первая в мире изготовила МСБТС для применения именно в качестве карьерного самосвала.

Грузоподъемность данной машины составляет 220 т, привод осуществляется на все колеса. Колесные опоры, кабина оператора, навесные агрегаты крепятся к стальной раме.

Такой переход в горно-добывающей промышленности от самосвалов к МСБТС наметился потому, что современные карьерные самосвалы достигли предела своей грузоподъемности. Прежде всего из-за того, что на самосвалах сверхбольшой грузоподъемности применяются шины, размеры которых (а следовательно, и максимальная нагрузка) продиктованы транспортным габаритом. Их просто уже некуда увеличивать. Примером может служить недавно выпущенный в Белоруссии самосвал БелАЗ-75710 грузоподъем-

Рис. 4. Компьютерная модель немецкого МСБТС для горно-добывающей промышленности

Рис. 5. МСБТ для перевозки железнодорожных вагонов

Рис. 6. МСБТС для перевозки фюзеляжей самолетов

ностью 450 т. На нем пришлось применить двускатную ошиновку колес как на задней, так и на передней осях. Многоопорность же МСБТС позволяет добиться тех же показателей грузоподъемности применением шин меньшего диаметра, поскольку обеспечивается более оптимальное распределение давления на опорную поверхность, улучшается маневренность и устойчивость, а также понижается центр масс АТС. По оценкам специалистов, при применении карьерных МСБТС в горнодобывающей промышленности, можно добиться грузоподъемности 1000 т и более. Для этого достаточно увеличить число колесных опор и их размеры.

Все перечисленные выше МСБТС в своей области использования — универсальные. Более того, уже появляются и специальные МСБТС, предназначенные для перевозки не группы грузов, а одного вида груза. Дело в том, что благодаря конструкции колесных опор становится возможным размещать эти опоры в любом месте рамы, спроектированной под конкретный груз. Примерами такого подхода являются транспортеры компонентов ракетных двигателей и металлического проката, для перевозки железнодорожных вагонов (рис. 5) по заводской территории и частей фюзеляжей самолетов (рис. 6).

Как видим, варианты применения МСБТС становятся все более разнообразными. Это транспортные средства для перевозки крупногабаритных неделимых грузов как по дорогам общего пользования, так и вне дорог, а также для использования в судостроении, в металлургической и горно-добывающей отраслях промышленности.

Однако этим перечнем, по-видимому, дело не ограничивается. МСБТС будут развиваться и далее. Это развитие пойдет, в первую очередь, по пути увеличения массы перевозимого груза. Возможно и появление МСБТС в других областях промышленности, так как применяемые в них колесные опоры, принцип их действия и возможности компоновки позволяют производить и использовать их для различных задач в достаточно короткий срок.

Литература

1. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. М.: Машиностроение, 1989. — 280 с.
2. Информационные материалы фирм Scheuerle, Kamag, Nicolas.

УДК 621.436

ОБ ИЗМЕНЕНИИ СВОЙСТВ МОДЕРНИЗИРОВАННОЙ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ ДИЗЕЛЯ

Д-р техн. наук **В.М. СЛАВУЦКИЙ,** канд. техн. наук **Е.А. САЛЫКИН, А.А. СКОРОБОГАТОВ, З.Х. ХАРСОВ, О.Л. ХУРАНОВ**

Волгоградский ГТУ (844. 224-84-56),

Северо-Кавказский филиал МАДИ (ГТУ)

Исследованы методы воздействия на конструктивные параметры модернизированной топливной системы дизеля с использованием скоростного форсирования топливного насоса высокого давления.

Ключевые слова: *скоростное форсирование, система топливоподачи непосредственного действия, дизель, скоростная характеристика, цикловая подача.*

Slavutsky V.M., Salikin E.A., Skorobogatov A.A., Harsov Z.H., Huranov O.L. ABOUT CHANGES OF FEATURES OF MODERNIZED FUEL FEEDING SYSTEM OF DIESEL ENGINE

Methods of impact on constructional parameters of diesel engine modernized fuel feeding system due to speed forcing of high speed fuel pump were researched.

Keywords: *speed forcing, direct action fuel feeding system, diesel engine, speed characteristic, cyclic feed.*

Скоростное форсирование ТНВД — один из хорошо зарекомендовавших себя методов интенсификации процесса подачи топлива в дизель, оснащенный системой топливоподачи непосредственного действия разделенного типа (пат. № 2187688, РФ). Его сущность — удвоение частоты вращения вала ТНВД. При этом одному рабочему циклу в цилиндре четырехтактного дизеля соответствует два хода плунжера соответствующей секции ТНВД — основной и дополнительный. На первом из них за счет увеличения скорости движения плунжера возрастает давление впрыскивания топлива, второй (осуществляется с перепуском части топлива через клапан с электронным управлением) позволяет регулировать начальное давление в системе, что также способствует увеличению давлений впрыскивания топлива. В итоге максимальное давление впрыскивания возрастает почти в 2 раза. Повышается и среднее давление впрыскивания.

Важной особенностью этого способа подачи топлива является скоростная характеристика ТНВД с положи-

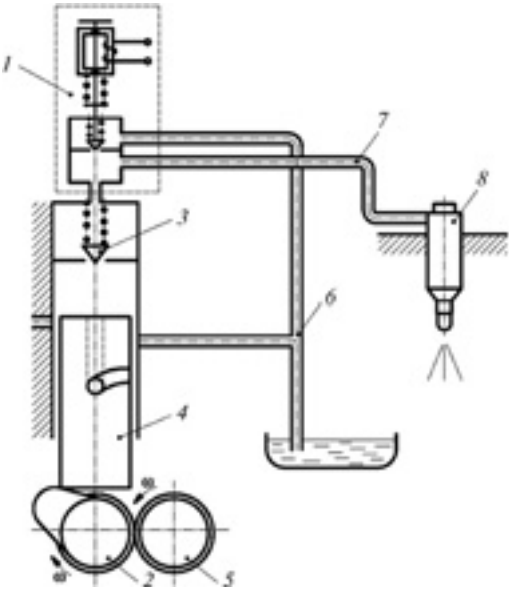


Рис. 1. Схема модернизированной, со скоростным форсированием ТНВД, системы топливоподачи дизеля:

1 — перепускной клапан с электронным управлением; *2* — вал ТНВД; *3* — нагнетательный клапан; *4* — плунжер; *5* — коленчатый вал; *6* — линия низкого давления; *7* — нагнетательная магистраль; *8* — форсунка

тельной коррекцией, что означает увеличение цикловой подачи топлива при уменьшении частоты вращения вала ТНВД. В штатной же системе ТНВД обеспечивает скоростную характеристику с отрицательной коррекцией.

Эта особенность весьма привлекательна. Особенно если положительную коррекцию применить в системе, способной развивать высокие давления впрыскивания. (Такую систему авторы называют системой с восстановленной цикловой подачей топлива.) В связи с этим рассматриваемые ниже результаты исследований, связанных с изучением возможностей увеличения цикловой подачи топлива в системе с форсированным по частоте ТНВД, должны представлять интерес для читателей.

Схема модернизированной системы приведена на рис. 1.

В ходе ее исследования авторы решали задачу увеличения подачи топлива двумя способами — уменьшением диаметра $\delta_{от}$ отсечного отверстия гильзы плунжера и объема $V_ш$ штуцера ТНВД типа УТН-5. При этом в качестве метода исследований были взяты численные эксперименты с применением программного комплекса, разработанного на кафедре "Автотракторные двигатели" ВолгГТУ.

В ходе этих экспериментов было установлено следующее (рис. 2).

При увеличении от 1000 до 3000 мин$^{-1}$ частоты $n_в$ вращения вала серийного ТНВД цикловая подача $Q_ц$ топлива уменьшается с 72,8 до 58,9 мм^3 (кривая *4*). При этом в период отсечки заметно растет количество $Q_{от}$ топлива, перепускаемого из надплунжерной полости ТНВД в отсечную полость (рис. 3). Начиная с частоты $n_в$ = 1300 мин$^{-1}$, сокращается количество топлива $Q_к$, подаваемого от ТНВД в нагнетательную магистраль за весь период процесса впрыскивания.

Наиболее логичным для увеличения (восстановления) цикловой подачи без изменения геометрического активного хода плунжера представляются воздействия на конструктивные параметры системы, направленные на уменьшение расхода $Q_{от}$ топлива в отсечную полость. Для чего, например, можно уменьшить диаметр $d_{от}$ отсечного отверстия, что позволяет повысить

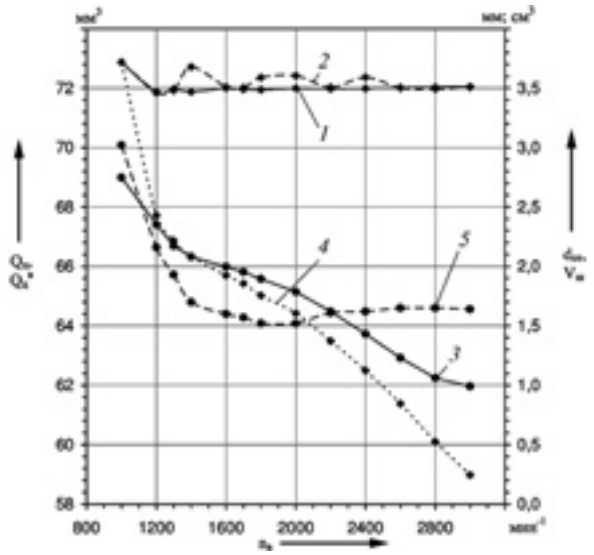


Рис. 2. Зависимость цикловой подачи топлива от частоты вращения вала ТНВД, объема штуцера и диаметра отсечного отверстия:

1 — подача, восстановленная изменением объема штуцера; *2* — подача, восстановленная изменением диаметра отсечного отверстия; *3* — $V_ш = f(n_в)$; *4* — подача серийного ТНВД; *5* — $d_{от} = f(n_в)$

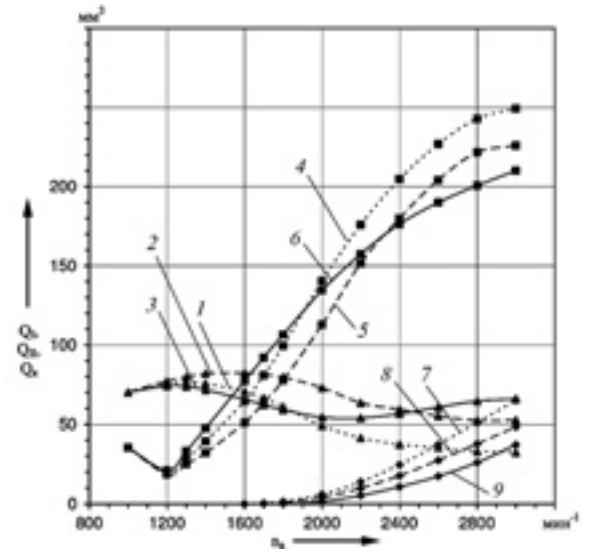


Рис. 3. Зависимость расходов топлива от частоты вращения вала ТНВД:

1 — через нагнетательный клапан серийного ТНВД; *2* — через этот клапан при восстановлении цикловой подачи уменьшением диаметра отсечного отверстия; *3* — через этот клапан при восстановлении цикловой подачи уменьшением объема штуцера; *4* — через отсечное отверстие за весь процесс топливоподачи серийного ТНВД; *5* — через это отверстие за весь процесс подачи при ее восстановлении уменьшением диаметра отсечного отверстия; *6* — через это отверстие за весь процесс подачи при ее восстановлении уменьшением объема штуцера; *7* — через отсечное отверстие за время до начала впрыскивания серийного ТНВД; *8* — через это отверстие за то же время при восстановлении цикловой подачи уменьшением диаметра отсечного отверстия; *9* — через это отверстие за то же время при восстановлении цикловой подачи уменьшением объема штуцера

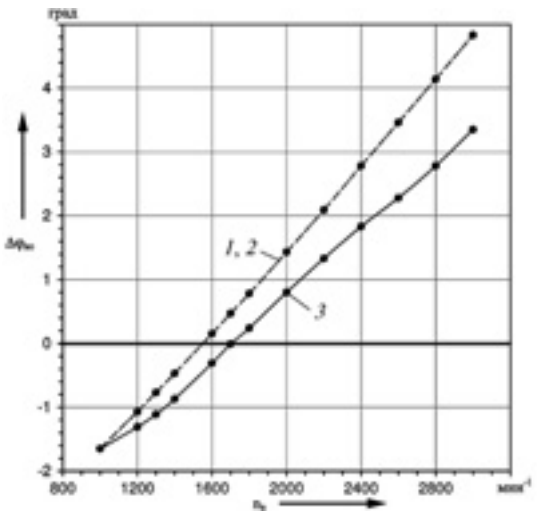


Рис. 4. Зависимость задержки начала впрыскивания топлива относительно отсечки от частоты вращения вала ТНВД:

1 — серийный ТНВД; *2* — цикловая подача, восстановленная уменьшением диаметра отсечного отверстия; *3* — цикловая подача восстановленная уменьшением объема штуцера

степень дросселирования топлива в отсечном отверстии после начала отсечки. Расчетная величина диаметра $d_{от}$ отверстия, необходимая для восстановления цикловой подачи топлива, для каждой частоты $n_в$ вращения своя (см. рис. 2). Однако, начиная с $n_в$ = 1600 мин$^{-1}$, уменьшать этот диаметр практически не требуется. Причем величина $d_{от}$ составляет ~1,6 мм, т. е. она вдвое меньше, чем в штатной системе.

Это обстоятельство позволяет утверждать, что при $n_в$ = 1600 мин$^{-1}$ характер влияния дросселирования топлива в отсечном отверстии на уменьшение цикловой подачи меняется, протекание процесса отсечки топлива перестает быть превалирующим фактором при формировании скоростной характеристики системы.

Тот же результат получается и при уменьшении объема $V_ш$ штуцера.

Важнейшая особенность процесса подачи топлива при скоростном форсировании ТНВД заключается и в том, что при высоких частотах $n_в$ вращения вала насоса отсечка топлива может предшествовать подаче. Для ТНВД УТН-5 и относительно длинного (702 мм) нагнетательного трубопровода это явление наблюдается при $n_в$ > 1600 мин$^{-1}$, а при $n_в$ = 3000 мин$^{-1}$ задержка $\Delta\varphi$ между началом отсечки и началом подачи топлива достигает 4,8° (рис. 4). При частотах же $n_в$ = 1000...1600 мин$^{-1}$ отсечка происходит после начала подачи топлива, поэтому $\Delta\varphi$ принимает отрицательные значения.

Таким образом, при $n_в$ > 1600 мин$^{-1}$ промежуток времени, в течение которого нагнетательная магистраль имеет возможность разгружаться через отсечное отверстие (от начала открытия этого отверстия до закрытия нагнетательного клапана), возрастает. При этом увеличивается и количество топлива, перетекающего в отсечную полость за период до начала подачи Q_1 (кривая *7* на рис. 3).

Восстановить цикловую подачу можно путем уменьшения диаметра $d_{от}$ или объема $V_ш$ штуцера. Например, при $n_в$ = 2600 мин$^{-1}$ снижение расхода Q_1 составляет 10 мм^3. При этом уменьшается и общий расход $Q_{от}$ топлива в отсечную полость за весь период отсечки, что увеличивает количество $Q_к$ топлива, подаваемого в нагнетательную магистраль, и восстанавливает цикловую подачу.

Количество $Q_к$ топлива, перетекающего через нагнетательный клапан, при восстановлении цикловой подачи возрастает только до 1600 мин$^{-1}$, затем — уменьшается (кривая *2* на рис. 3). Однако цикловая подача топлива остается практически неизменной (см. рис. 2). Это можно объяснить тем, что для обеспечения определенной цикловой подачи достаточно иметь соответствующее количество сжатого топлива в полостях нагнетательной магистрали и, прежде всего, в полости распылителя форсунки. А именно это и обеспечивает скоростное форсирование ТНВД: при нем пределы изменения количества сжатого топлива в нагнетательной магистрали к окончанию процесса впрыскивания расширены, поскольку предусмотрено регулирование начального давления. Поэтому среднее давление в магистрали после окончания впрыскивания (остаточное давление) и количество сжатого в ней топлива могут принимать отрицательные значения, т. е. допустимо наличие остаточных свободных объемов.

В подтверждении этого рассмотрим состояние системы, характеризуемое количеством сжатого топлива в полостях нагнетательной магистрали в определенные, характерные моменты цикла — в начале подачи, начале отсечки и при окончании отсечки (закрытие нагнетательного клапана).

При восстановлении подачи путем уменьшения диаметра $d_{от}$ отсечного отверстия после начала отсечки количество сжатого топлива в полостях штуцера ($Q_ш$) и трубопровода ($Q_т$) в моменты начала подачи (рис. 5) и окончания отсечки (рис. 6) увеличивается,

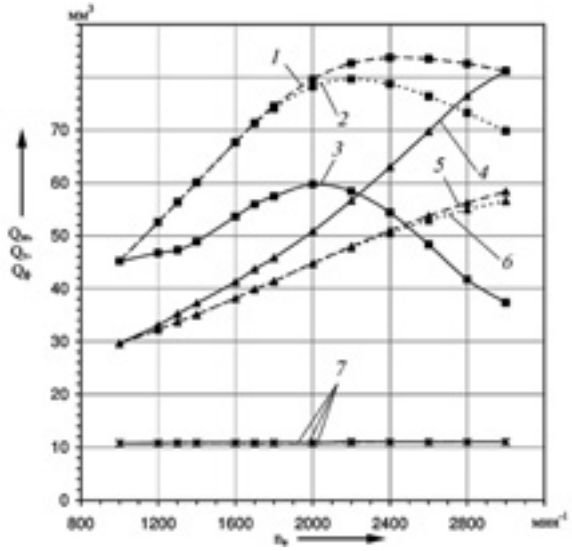


Рис. 5. Зависимость количества топлива, сжимаемого в штуцере, трубопроводе и форсунке в начале подачи от частоты вращения вала ТНВД:

1 — штуцер, подача восстановлена уменьшением диаметра отсечного отверстия; *2* — штуцер, серийная подача; *3* — штуцер, подача восстановлена уменьшением его объема; *4* — трубопровод, подача восстановлена уменьшением объема штуцера; *5* — трубопровод, подача восстановлена уменьшением диаметра отсечного отверстия; *6* — трубопровод, серийная подача; *7* — форсунка, подача серийная и восстановленная уменьшением диаметра отсечного отверстия и объема штуцера

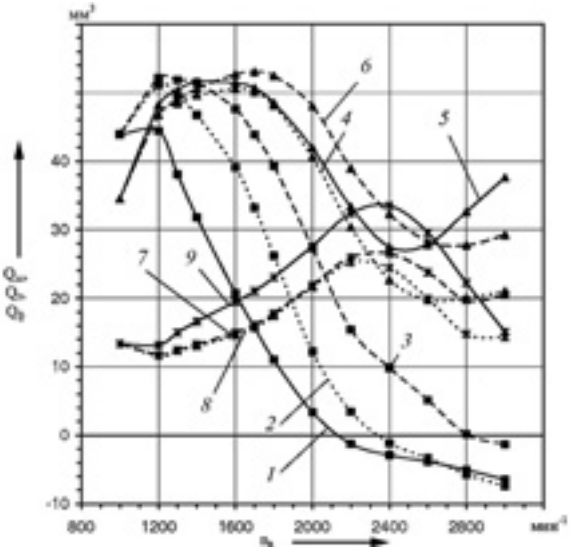


Рис. 6. Зависимость количества топлива, сжимаемого в штуцере, трубопроводе и форсунке, в конце отсечки (закрытие нагнетательного клапана ТНВД) от частоты вращения вала ТНВД:

1 — штуцер, подача восстановлена уменьшением его объема; *2* — штуцер, подача серийная; *3* — штуцер, подача восстановлена уменьшением диаметра отсечного отверстия; *4* — трубопровод, подача серийная; *5* — трубопровод, подача восстановлена уменьшением объема штуцера; *6* — трубопровод, подача восстановлена уменьшением диаметра отсечного отверстия; *7* — форсунка, подача восстановлена уменьшением диаметра отсечного отверстия; *8* — форсунка, подача серийная; *9* — форсунка, подача восстановлена уменьшением объема штуцера

что особенно заметно к моменту окончания отсечки, т. е. при завершении впрыскивания. Например, при $n_в$ = 2000 мин$^{-1}$ это увеличение для полости штуцера составило 15 мм^3, а для полости трубопровода — 6 мм^3 (см. рис. 6). Они, естественно, после закрытия нагнетательного клапана подпитывают форсунку топливом. Правда, объем $Q_ф$ сжатого топлива в полости форсунки к моменту окончания отсечки возрастает не столь существенно. Например, на 7 мм^3 при $n_в$ = 3000 мин$^{-1}$.

Объем сжатого в системе топлива можно изменить и непосредственно, корректируя конструктивные объемы полостей нагнетательной магистрали. Наиболее действенным является изменение наибольшего объема системы — штуцера ТНВД ($V_ш$): цикловая подача при $n_в$ = 3000 мин$^{-1}$ восстанавливается (см. рис. 2) при уменьшении этого объема с 2,75 до 1,00 см^3. При этом, в отличие от систем с невосстановленной и восстановленной уменьшением диаметра отсечного отверстия $d_{от}$ цикловыми подачами, происходит перераспределение объемов сжатого топлива во все характерные моменты цикла: значительно уменьшается количество топлива, сжимаемого в полости штуцера ТНВД, а в трубопроводе и форсунке для большинства скоростных режимов его количество увеличивается. Такое перераспределение уменьшает задержку $\Delta\varphi$ между началом отсечки (она при $n_в \geq$ 1700 мин$^{-1}$ предшествует подаче топлива) и началом подачи топлива (см. рис. 4). Уменьшение $\Delta\varphi$, например, при $n_в$ = 2000 мин$^{-1}$ составляет 0,6°, что приводит к сокращению площади открывающегося отсечного отверстия и способствует снижению расхода топлива в отсечную полость в период до начала подачи. Однако общий расход топлива в отсечную полость $Q_{от}$ в диапазоне $n_в$ = 1200...1800 мин$^{-1}$ превышает его даже для системы с невосстановленной подачей (см. рис. 3). Количество топлива, подаваемого в нагнетательную магистраль, при этом незначительно отличается (в меньшую сторону) от количества для системы с невосстановленной подачей.

Таким образом, восстановление цикловой подачи топлива путем корректирования объема штуцера $V_ш$ обеспечивается за счет оптимального, с точки зрения подпитки распылителя форсунки, распределения по полостям системы объемов сжатого топлива.

Рассмотренные методы воздействия на конструктивные параметры системы топливоподачи непосредственного действия позволяют расширить возможности модернизации таких систем, т. е. форсировать дизели, не прибегая к сложной их доработке.

УДК 629.113

К ВОПРОСУ О ВЫБОРЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ ШЕСТЕРЕНЧАТЫХ МРМ

Р.А. ДИДИКОВ, канд. техн. наук **Р.Ю. ДОБРЕЦОВ**
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет (812. 534-14-31)

Рассмотрены методики определения параметров механизма распределения мощности в трансмиссии автомобиля и выбора его кинематических схем.

Ключевые слова: *автомобиль, механизм распределения мощности, трансмиссия автомобиля, кинематическая схема, межбортовое передаточное отношение.*

Didikov R.A., Dobretsov R.Yu.

BY QUESTION ABOUT CHOICE OF KINEMATIC SCHEMES FOR THE GEAR TYPE POWER DISTRIBUTION MECHANISMS

The methodology for determining of parameters for a power distribution mechanism of the drivetrain and selection of the kinematic schemes are proposed.

Keywords: *automobile, power distribution mechanism, drivetrain, kinematic scheme, interside transfer ratio.*

Распределение мощности двигателя автомобиля между его ведущими колесами осуществляется, как известно, с помощью специальных механизмов распределения мощности (МРМ), которые в значительной степени определяют такие эксплуатационно-технические свойства автомобиля, как проходимость, устойчивость, управляемость. Простейший МРМ — конический дифференциал. Применяются и другие устройства — вискомуфта, дисковые муфты с электрогидравлическим управлением, гидромеханические и кулачковые механизмы. Однако с точки зрения простоты конструкции, ее надежности, ресурса, стоимости все они, как правило, уступают коническому дифференциалу. Поэтому он еще долго будет оставаться самым распространенным МРМ, применяемым на массовых автомобилях.

Конечно, конический дифференциал не лишен и недостатков. Поэтому специалисты постоянно ищут ему замену. В частности, за последние десятилетия предложено доста-

точно много технических решений, связанных с применением так называемых дифференциалов с повышенным внутренним трением. Но у таких дифференциалов есть существенные недостатки — повышенные внутренние потери, низкий ресурс, невозможность контролировать распределение мощности во всем диапазоне изменений условий движения автомобиля.

Очевидно, что радикальным решением были бы МРМ, работающие под контролем электронной системы. Можно заметить, что подобных разработок становится все больше. Это, например, муфта "Хальдекс", "векторный дифференциал" системы "Вектор Драйв" фирмы "Цанрадфабрик" и МРМ типа "AYC" (последние из которых можно отнести к двухпоточным: при включении такого механизма часть мощности забирается с коробки дифференциала и параллельно основному потоку передается на одну из полуосей автомобиля).

Все эти типы МРМ достаточно активно используются на зарубежных автомобилях повышенной проходимости, т. е. они вполне конкурентоспособны. Но в отечественном автомобилестроении, тем не менее, их не применяют. Не в последнюю очередь, видимо, потому, что в специальной литературе до сих пор нет публикаций, касающихся теории вопроса, которая позволяла бы формализовать процесс выбора параметров, характеризующих МРМ, обеспечить синтез и отбраковку кинематических схем и определить параметры системы управления шестеренчатыми МРМ. Проблемой является и многообразие схем МРМ, часто полученных опытным путем, различия в подходах к теоретическому описанию их работы, пробелы в математических моделях работы МРМ, которые приходится заполнять "эмпирическими коэффициентами".

Все это привело к тому, что в распоряжении конструктора сейчас нет единой системы параметров, позволяющей сравнивать между собой различные конструкции МРМ. Более того, не формализованы подходы к определению физического смысла и величин параметров, которые можно было бы заложить в основу методики синтеза схем новых МРМ.

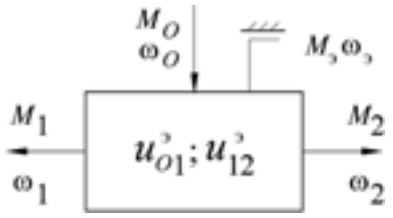


Рис. 1. Схема МРМ с фрикционным регулированием радиуса поворота:

O — ведущее звено; *1* и *2* — ведомые звенья, э — элемент управления, ω_O, ω_1, ω_2 и $\omega_э$ — угловые скорости ведущего и ведомых звеньев и элемента управления; M_O, M_1, M_2 и $M_э$ — моменты на ведущем и ведомых звеньях элемента управления; $u^э_{O1}$ и $u^э_{12}$ — передаточные числа

Решением этих проблем может являться предлагаемая авторами методика.

Возьмем шестеренчатый (необязательно — планетарный) МРМ. Схематически его можно представить как "черный ящик" (рис. 1), имеющий одно ведущее (характеризуется подводимым моментом M_O и угловой скоростью ω_O), два ведомых звена (соответственно — моменты M_1 и M_2, угловые скорости ω_1 и ω_2), элемент управления (в общем случае — буксующий, характеризуется моментом $M_э$ и угловой скоростью $\omega_э$). Входные и выходные параметры будут при включенном элементе управления связаны через передаточные отношения $u^э_{O1}$ и $u^э_{12}$ (такой подход был предложен В.Б. Шеломовым для анализа потоков мощностей в трансмиссии транспортной гусеничной машины [1], но его можно адаптировать к МРМ трансмиссии автомобиля).

Ведущее звено МРМ связано с главной передачей (т. е. опосредованно — с ДВС), а ведомые звенья — с ведущими колесами автомобиля. МРМ же, в принципе, может иметь несколько элементов управления, но буксующим окажется только один из них (обычно тот, у которого коэффициент запаса по передаваемому моменту меньше). При этом составляющие МРМ механизмы хотя и связаны кинематической схемой, но их передаточные отношения от скоростей вращения звеньев не зависят. Иначе говоря, используемые параметры являются внешними, т. е. не зависят от конкретной кинематической схемы механизма. Значит и мощность, рассеиваемая на буксующем элементе управления, не зависит от конкретной кинематической схемы механизма, а определяется только условиями сопротивления движению, геометрией ходовой части и внешними параметрами МРМ.

Отсюда следует, что если определить передаточные отношения, характеризующие МРМ, то можно перейти к выбору его кинематической схемы.

При этом очевидно, что если автомобиль перемещается по прямой, т. е. все его колеса за одинаковое время проходят одинаковые пути, то необходимости в перераспределении мощностных потоков между ними нет, значит МРМ должен обеспечить $u_{21} = -1$. То есть при отключенных элементах управления МРМ выполняет функцию простого дифференциала.

Перераспределение мощностей в МРМ начинается при включении элемента управления. В этом случае МРМ ведет себя так же, как механизм поворота гусеничной машины (перераспределение мощностей будет сопровождаться изменением радиуса кривизны траектории автомобиля). Это дает основания предположить: минимальный радиус поворота автомобиля, получаемый при полном включении элемента управления МРМ, не должен превышать то значение, которое обеспечивает кинематика рулевой трапеции управляемых колес. Радиусы же больше минимального будут получаться за счет пробуксовки элемента управления в МРМ.

При перераспределении мощности между ведущими колесами изменение значения u_{21} передаточного отношения МРМ должно быть плавным. С гидравлическими приводами элементов управления это может быть обеспечено за счет широтно-импульсной модуляции давления в магистрали нужного элемента, а с электромеханическими приводами — изменением тока.

Эквивалентная расчетная схема движения автомобиля на повороте показана на рис. 2. Использованы следующие обозначения: $O_п$ — центр поворота; *O* — точка на оси симметрии заднего моста; O_1 — точка отстающего (внутреннего) борта, отстоящая на расстоянии $B/2$ от точки *O*; *R* — радиус поворота; *B* — ширина

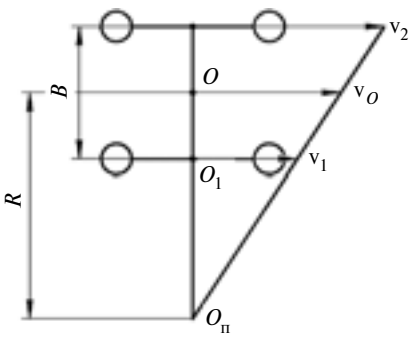


Рис. 2. Схема поворота автомобиля (задний мост) с двухпоточным МРМ:

O — центр моста, O_1 — точка отстающего (внутреннего) борта, отстоящая на расстоянии *B*/2 от точки *O*, $O_п$ — полюс поворота; *B* — ширина колеи; *R* — радиус поворота; v_1 — скорость отстающего борта; v_2 — скорость забегающего борта; v_0 — скорость центра моста

колеи заднего моста; v_2, v_1 и v_O — линейные скорости забегающего (наружного), отстающего (внутреннего) бортов и центра заднего моста.

Приняты следующие допущения: поворот считается равномерным, выполняется он с малой скоростью и на горизонтальной опорной поверхности, дополнительных внешних сил нет; проскальзывание колес и различия в величине радиусов их качения пренебрежимо малы.

Таким образом, работу МРМ можно характеризовать величиной передаточного отношения u_{21} между бортами, т. е. отношением угловых скоростей ω колес бортов: $u_{21} = \omega_2/\omega_1$.

Очевидно, что есть функция относительного радиуса ρ поворота ($\rho = R/B$) автомобиля, т. е. $u_{21} = f(\rho)$, а сам этот радиус может изменяться от ρ_{min} до бесконечности, т. е. $\rho \in [\rho_{min}, \infty]$. Его минимальное значение в простейшем случае оказывается связанным с межбортовым передаточным отношением u_{21} следующей зависимостью:

$$u_{21} = (2\rho_{min} + 1)/(2\rho_{min} - 1) = \left(\frac{2R_{min}}{B} + 1\right)/\left(\frac{2R_{min}}{B} - 1\right),$$

где ρ_{min}, R_{min} — относительное и абсолютное значения минимального радиуса поворота, *B* — колея автомобиля.

При синтезе кинематической схемы планетарного МРМ удобнее воспользоваться другими передаточными числами: $u_{O1} = \omega_O/\omega_1$, $u_{O2} = \omega_O/\omega_2$ и $u_{12} = u_{21}^{-1} = u_{O2}/u_{O1}$. При этом определить значение передаточного отношения на ось отстающего (u_{O1}) и забегающего (u_{O2}) бортов можно из подобия прямоугольных треугольников $\Delta O_п O v_O$ и $\Delta O_п O_1 v_1$ на рис. 2: при $\rho \in [\rho_{min}, \infty]$ $u_{O1} = v_O/v_1 = \rho/(\rho - 0{,}5)$ и $u_{O2} = v_O/v_2 = \rho/(\rho + 0{,}5)$. Тогда, по аналогии с гусеничной машиной [1] работа МРМ (см. рис. 1) в общем виде опишется следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} \omega_0 = u_{O1}\omega_1 + (1 - u_{O1})\omega_э \\ \omega_1 = u_{12}\omega_2 \end{cases}.$$

Для $\rho = \rho_{min}$ имеем: $u_{12} = u_{21}^{-1}$ и $\omega_э = 0$. Например, если $R_{min} = 5$ м и $B = 1{,}8$ м, то $u_{21}\big|_{\rho_{min} = 1{,}8} = 1{,}44$; $u_{O1} = 1{,}22$ и $u_{O2} = 0{,}84$.

Таким образом, расчет по приведенным выше формулам дает исходные данные для синтеза схем МРМ. Для готовых же схем можно определить кинематические параметры планетарных механизмов, провести их кинематический и силовой анализы, а затем перейти к определению чисел зубьев и к прочностным расчетам.

В заключение отметим, что рассмотренный выше метод позволяет получить требуемые передаточные отношения с помощью самых различных шестеренчатых механизмов. Например, разработчик может воспользоваться методом синтеза планетарных редукторов с двумя степенями свободы, методом перебора возможных вариантов структур (их число счетно) и др.

И с этой точки зрения упомянутые выше схемы механизмов "Вектор драйв" и AYC — лишь частные случаи. Например, предлагаемый подход позволяет сделать вывод, что, во-первых, спроектировать МРМ на основе схемы "Вектор драйв" оказывается возможным только при соблюдении ряда ограничений, связанных с выбором чисел зубьев колес планетарных механизмов, и, во-вторых, общим недостатком схем, использованных в обоих МРМ. И та и другая схема предусматривают обязательное наличие ступенчатых сателлитов.

Вариант кинематической схемы (рис. 3) этих недостатков лишен. В нем применяются только дисковые тормоза, что упрощает реализацию принципа широтно-импульсной модуляции давления для установления контроля над процессом буксования дисков, а следовательно — над текущим значением передаточного числа. Кроме того, вместо традиционного дифференциала в данном случае целесообразно использовать трехзвенный планетарный механизм с входным звеном *O* и кинематическим параметром $k_0 = 2$. В этом случае кинематические параметры следующие: $k_1 = -4{,}545$ и $k_2 = -5{,}25$. Правда, учитывая что параметр *k* определяется как отношение чисел зубьев эпициклической и солнечной шестерен, а числа зубьев, в свою очередь, определяют габариты передачи, применение такой схемы может вызвать трудности с компоновкой МРМ (габаритный размер может ограничивать дорожный просвет автомобиля), однако они вполне преодолимы.

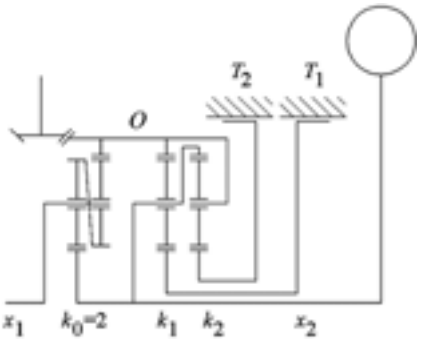


Рис. 3. Схема МРМ бесступенчатого сателлита:

O — входное звено; x_1 и x_2 — выходные звенья; T_1 и T_2 — элементы управления; k_0, k_1 и k_2 — кинематические параметры рядов

В целом можно сказать, что использование МРМ с более высоким КПД, реализующих близкий к оптимальному закон распределения мощности по ведущим мостам и колесам, безусловно, позволит существенно улучшить показатели подвижности и экономичности автотранспортных средств

Литература

1. Шеломов В.Б., Добрецов Р.Ю. Мощности двигателя и буксования фрикционного элемента управления поворотом гусеничной машины // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Сер. Наука и образование. 2010. № 2. Т. 2. С. 87—91.
2. Добрецов Р.Ю. Учет энергетических параметров механизмов поворота при комплексной оценке потерь мощности в шасси транспортных гусеничных машин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Сер. Наука и образование. 2011 № 1. С. 122—128.

УДК 629.331

УНИФИКАЦИЯ РУЛЕВЫХ УПРАВЛЕНИЙ МОДЕЛЬНОГО РЯДА АВТОМОБИЛЕЙ

Д-р техн. наук **Г.Д. ДРАГУНОВ, О.Р. ЯКУПОВ**
ЮурГУ (НИУ), ОАО "Автомобильный завод "УРАЛ"
(912. 774-44-49)

Рассматривается методика унификации рулевых управлений автомобилей изменением давления рабочей жидкости в гидроусилителе автомобилей "Урал".

Ключевые слова: *автомобиль, рулевые управления, гидроусилитель, унификация.*

Dragunov G.D., Yakupov O.R.
UNIFICATION OF STEERING CONTROLS FOR RANGE OF VEHICLES

The methodic of unification steering controls of vehicles by changing fluid pressure in the hydraulic booster of vehicles URAL is considered.

Keywords: *vehicle, steering controls, hydraulic booster, unification.*

При проектировании и производстве нового автомобиля всегда стремятся к тому, чтобы на его основе как базовой модели создать модельный ряд (семейство) автомобилей, каждый из которых отличается от базовой модели лучшей приспособленностью к предназначенным именно для нее условиям работы. Эти отличия могут быть связаны с грузоподъемностью, скоростью движения, мощностью ДВС, характеристиками подвески, применяемых шин, колесной схемой и другими параметрами, влияющими на эксплуатационные свойства АТС.

Такой подход нашел самое широкое распространение, потому что он очень рационален — заметно упрощает и удешевляет производство, техническое обслуживание и ремонт таких автомобилей. Эти преимущества тем весомее, чем выше степень унификации агрегатов, узлов и деталей в автомобилях модельного ряда.

Таким образом, практика убедительно доказала: унификация — принцип, имеющий несомненное право на его реализацию в конструкциях АТС. Однако с теорией этого вопроса дело обстоит хуже. Анализ литературных источников и тот факт, что практически каждая автомобилестроительная фирма выбирает свой путь унификации продукции, говорят о недостаточной изученности вопроса, а значит, — об отсутствии готовых рекомендаций и методик выбора параметров унифицированных изделий.

Данный пробел нужно устранять. Тем более что такая возможность есть: знаний в этой области накопилось достаточно много. Что это именно так, покажем на примере рулевого управления классического модельного ряда АТС — грузовых автомобилей "Урал".

Этот ряд включает (табл. 1) пять моделей, которые имеют очень высокую степень унификации узлов и агрегатов (табл. 2). В частности, рулевое управление у них одно и то же, МАЗ-64229, оснащенное гидравлическим усилителем.

Чтобы этого добиться, при проектировании рулевого управления необходимо было обеспечить оптимальные характеристики управляемости автомобиля, используя системы регулирования, соответствующие широкому диапазону изменения условий движения колесных машин, и согласовать параметры рулевого механизма с характеристиками практически всех систем автомобиля. Для этого, в свою очередь, нужно было выбрать критерий оценки оптимальности принимаемых решений.

Однако такой выбор — задача многокритериальная, поскольку параметры, характеризующие устойчивость и управляемость автомобиля, многообразны и для них не всегда удается найти обобщенный критерий. Хотя предложения есть. Например, С.В. Бахмутов [1] рассматривает управляемость и устойчивость автомобиля совместно и одновременно, а критерии устойчивости и управляемости не разделяет, так как считает, что проведение независимой оптимизации отдельных подсистем автомобиля не имеет практического смысла. То есть он предлагает многокритериальную задачу решать в комплексе, в несколько (как минимум в два) этапов. При этом на первом этапе число критериев и их значимость не ограничиваются и не оцениваются, а на последующих выявляется их чувствительность к каждому из варьируемых параметров и возможность сокращения их числа с учетом выявленной коррекции на уровне "критерий—параметр" и "критерий—критерий".

Если следовать этим рекомендациям, то основными критериями в нашем случае будут следующие: чувствительность автомобиля к управлению и уводу; эффективность управления и стабилизации; запасы управляющего и стабилизирующего моментов; угол крена подрессоренных масс и угол реакции; время 90%-й реакции; пиковое время реакции; эквивалентное время запаздывания; фазовый сдвиг по частоте 0,75; коэффициент усиления на типовом режиме; показатель колебательности; резонансная частота; полоса пропускания; градиент недостаточной поворачиваемости; индекс устойчивости. И совершенно очевидно, что при таком высоком уровне многокритериальности оптимизация невозможна. Значит, здесь не обойтись без какого-то компромиссного решения. И попытку найти такие решения сделал В.Б. Держанский [2], который рассмат-

Таблица 1

Модель и модификация автомобиля	Колесная формула	Назначение и особенности автомобиля
Урал-43206-0111-41	4×4	Перевозка различных грузов, людей и буксирование прицепов по всем видам дорог и местности
Урал-4320-0111-41	6×6	То же
Урал-4320-0911-40	6×6	Автомобиль с удлиненной базой, предназначенный для перевозки различных грузов, людей и буксирования прицепов по всем видам дорог и местности
Урал-55571-0121-040	6×6	Автомобиль-самосвал с задней разгрузкой, предназначенный для перевозки навалочных и насыпных грузов (кроме скального грунта) в условиях промышленного и гражданского строительства
Урал-532301-0011-10	8×8	Автомобиль с двухместной откидной кабиной, предназначенный для перевозки различных грузов, людей и буксирования прицепов по всем видам дорог и местности

ривает критерий управляемости как условие устойчивости движения автомобиля с переменной скоростью, полученное на основе теории Ляпунова. При этом он рассматривает две причины ограничения скорости движения.

Во-первых, реализация потенциальных скоростных качеств автомобиля ограничена динамическими явлениями, возникающими при криволинейном его движении и приводящими к нарушению зависимости изменения траектории движения от управляющего воздействия водителя и в итоге к отклонению траектории движения от заданной водителем. (В большинстве известных работ в качестве характерной траектории криволинейного движения принимают извилистую дорогу, называемую змейкой.) Основным показателем такого ограничения скорости является боковой занос.

Во-вторых, условие вписываемости автомобиля в заданный коридор движения. Она, эта вписываемость, может быть нарушена по целому ряду причин — инерционности автомобиля, юз его колес, их буксования, особенностей профиля опорной поверхности, характеристик шин, подвески, аэродинамического воздействия и т. п. В результате между продольной осью автомобиля и вектором абсолютной скорости центра его масс возникает отклонение курсового угла от заданного. Максимально допустимое значение этого отклонения, естественно, определяется очевидным условием: максимально удаленная от центра масс точка автомобиля не должна выйти за пределы заданного коридора движения.

Отсюда вывод: чтобы оценить, выполняется ли это условие, необходимо задать количественно характе-

Таблица 2

Параметр	Модель автомобиля "Урал"				
	43206-0111-41	4320-0111-41	4320-0911-40	55571-0121-40	532301-0011-10
Масса, кг: снаряженная полная полная буксируемого прицепа	 7955 12 380 7000/5000	 8940 15 165 11 500/7000	 9640 19 975 11 500/7000	 10 410 20 635 11 500	 12 060 22 210 12 000
Максимальная скорость движения, км/ч	80	85	80	72	80
Максимальный угол подъема, % (град.)	58 (30)	60 (31)	27 (15)	27 (15)	58 (30)
Двигатель	ЯМЗ-236НЕ2				ЯМЗ-7601.10
Предпусковой подогреватель	ПЖД-30				
Сцепление	ЯМЗ-182-10 фрикционное, сухое, однодисковое				MFZ-430, фрикционное, сухое однодисковое
Коробка передач	ЯМЗ-2361-50, механическая				ЯМЗ-2391, механическая
Раздаточная коробка *i*-высшая/*i*-низшая	Механическая двухступенчатая с цилиндрическим дифференциалом, *i*-1,21/*i*-2,15				Механическая двухступенчатая с цилиндрическим дифференциалом *i*-0,995/*i*-1,48
Ведущие мосты	Передний управляемый; шарниры равных угловых скоростей дискового типа; угол поворота внутреннего колеса — 32°; поперечный наклон шкворня — 6°; продольный — 2°11′; средний и задний — неуправляемые				Передний первый и передний второй управляемые; шарниры равных угловых скоростей дискового типа; угол поворота внутреннего колеса переднего первого моста — 29°; второго моста — 22°30′; шкворня — 6°; продольный — 2°11′, средний, задний — неуправляемые
Главная передача	Двухступенчатая, односкоростная, состоит из пары конических шестерен со спиральным зубом и пары косозубых цилиндрических шестерен; *i*-6,77	Проходная, двухступенчатая, односкоростная, состоит из пары конических шестерен со спиральным зубом и пары косозубых цилиндрических шестерен: *i*-7,49			
Рулевой механизм	МАЗ-64229. Рулевое управление с гидравлическим усилителем				
Шины	500/70-508 ИД-П284 156F	14,00-20 ОИ-25 146G	500/70-508 ИД-П284 156F	500/70-508 ИД-П284 156F	425/85R, 156G КАМА-1260
Компоновка	Капотная				Бескапотная
Контрольный расход топлива, л/100 км	23	31	33	29	32
Запас хода по контрольному расходу топлива, км	1540	1110	900	985	1550

ристику коридора движения, применительно к которому оценивается управляемость АТС.

Рассматриваемая задача адаптации рулевого управления к автомобилям модельного ряда — специфическая. Она отличается от других известных (в частности, рассмотренных в работах С.В. Бахмутова, В.Б. Держанского и других исследователей) задач следующими особенностями: параметры рулевого управления базовой модели автомобиля уже прошли все стадии разработки, доводки, исследований и гарантированно отвечают всем перечисленным выше критериям; автомобили модельного ряда унифицированы по многим конструктивным решениям, близки по назначению и условиям эксплуатации. Поэтому параметры рулевого управления можно обосновывать по отдельным критериям. Например, по усилию на рулевом колесе.

Исходя из перечисленных соображений, авторы для оценки особенностей работы рулевого управления в различных автомобилях рассматриваемого модельного ряда применили математическую модель, представленную в работе [3]. Ее выбор обусловлен тем, что она адаптирована для базового автомобиля "Урал-4320", апробирована авторами для решения задач модернизации автомобиля, близких по методологии к задаче унификации рулевых управлений для модельного ряда. В этой модели показано, что изменение усилия $P_{рк}$ на рулевом колесе, обеспечиваемое гидроусилителем, можно условно разделить на три этапа.

1. Увеличение $P_{рк}$ до включения усилителя в работу. Данный этап выполняется при условии, записанном в виде формулы № 1 (табл. 3).

2. Увеличение $P_{рк}$ за счет реактивных элементов. Условие выполнения этапа — формула № 2.

3. Увеличение $P_{рк}$ за счет суммирования физического усилия водителя и усилия, развиваемого реактивными элементами. Условие выполнения этапа — формула № 3. Само же усилие $P_{рк}$ для каждого этапа можно рассчитать по формулам № 4—6.

Из трех последних видно, что усилие на рулевом колесе определяется двумя группами факторов. Во-первых, характеристиками собственно рулевого управления, к которым относятся усилие $P_{св}$ сжатия центрирующих элементов, площадь $F_р$ реактивных плунжеров, левая площадь $F_{с1}$ поршня гидроцилиндра; коэффициент $\eta_{тр}$ полезного действия рулевого привода; жесткость c_1 центрирующих элементов распределителя; радиус r_r рулевого колеса; момент J инерции рулевого колеса; радиус $r_с$ сектора рулевого механизма; передаточное число u_{rp} рулевого привода и силы P_{fr} трения в приводе распределителя. Во-вторых, особенностями характеристик автомобиля, на котором установлено рулевое управление. Они учитываются значением момента $M_с$ сопротивления повороту управляемых колес,

Таблица 3

№ формулы	Формула	Примечания
1	$P_{св} + F_р p_в + P_{fr} > \frac{\eta_{rp} M_с}{r_с u_{yp}}$	$P_{св}$ — усилие сжатия центрирующих элементов; $F_р$ — площадь реактивных плунжеров; $p_в$ — давление рабочей жидкости в системе; P_{fr} — сила трения в приводе распределения; η_{rp} — КПД рулевого привода; $M_с$ — момент сопротивления управляемых колес; $r_с$ — радиус сектора рулевого механизма; u_{rp} — передаточное число этого механизма
2	$P_{св} + F_р p_1 + P_{fr} < \frac{\eta_{rp} M_с}{r_с u_{rp}} < F_{с1} P_р - P_{св} - F_р p_1 + P_{fr}$	p_1 — давление рабочей жидкости в левой полости гидроцилиндра; $F_{с1}$ — левая площадь поршня гидроцилиндра
3	$F_{с1} P_р - P_{св} - F_р P_1 + P_{fr} < \frac{\eta_{rp} M_с}{r_с u_{rp}}$	—
4	$P_{к1} = \left[\frac{J_r d^2 \alpha_r}{dt^2} + K_a \left(P_{св} + P_{fr} + F_р P_в + c_1 \alpha_r + \frac{M_с}{r_с u_{rp}} \right) \right] / r_r$	J_r — момент инерции рулевого колеса; α_r — угол поворота рулевого колеса; K_a — коэффициент передачи по углу поворота рулевого колеса; c_1 — жесткость центрирующих элементов распределителя; $r_с$ — радиус рулевого колеса; $P_{к1}$ — усилие на рулевом колесе на первом этапе работы
5	$P_{к2} = \left[\frac{J_r d^2 \alpha_r}{dt^2} + K_a (P_{св} + P_{fr} + F_р p_в + c_1 \alpha_r) \right] / r_r$	$P_{к2}$ — усилие на рулевом колесе на втором этапе работы
6	$P_{к3} = \left\{ \frac{J_r d^2 \alpha_r}{dt^2} + K_a \left[P_{св} + P_{fr} - p_{max}(F_{с1} - F_р) + c_1 x_1 + \frac{M_с}{r_r u_{rp}} \right] \right\} / r_r$	x_1 — перемещение центрирующих элементов; p_{max} — максимальное давление рабочей жидкости; $F_{с1}$ — левая площадь поршня гидроцилиндра; $P_{к3}$ — усилие на рулевом колесе на третьем этапе работы
7	$M_с = M_x + M_z + M_ш + M_п$	M_x, M_z — соответственно моменты, обусловленные продольным и поперечным наклоном шкворня; $M_ш$ — момент, обусловленный упругими свойствами шин; $M_п$ — момент, обусловленный продольным действием сил
8	$p_{0max} - p_{1max} = A(M_{0с} - M_{1с}) = \frac{1}{u_{rp} r_с (F_{с1} - F_р)}$	—

которое рассчитывается как сумма его составляющих, т. е. по формуле № 7.

Одним из наиболее простых по практическому применению и эффективных по достижению необходимого соответствия унифицированного управления требованиям управления автомобилем по усилию на рулевом колесе и по реактивному действию способов является выбор необходимого давления $p_в$ рабочей жидкости в системе гидроусилителя. Для определения этого давления надо воспользоваться формулой № 6, т. е. формулой для наиболее общего (третьего) этапа работы рулевого управления с усилителем гидравлического типа. Для этого запишем усилие на рулевом колесе базовой модели автомобиля, обозначив характерные для него значения давления рабочей жидкости и момент сопротивления повороту управляемых колес индексом "0", те же величины для первого автомобиля модельного ряда — индексом "1", затем второго — индексом "2" и т. д. Тогда, приравняв, по условию унификации, усилия $P_{рк}$ и $P_{рк1}$ на рулевом колесе и проведя преобразования с учетом одинаковости характеристик рулевого управления, получим уравнение связи давления в гидроусилителе и моментов сопротивления повороту управляемых колес (формула № 8).

Таким образом, необходимое при использовании унифицированного рулевого управления давление в гидросистеме линейно зависит от момента $M_с$ сопротивления повороту управляемых колес и коэффициента A пропорциональности, т. е. от характеристик r_c, u_{rp}, $F_{с1}$ и $F_р$, которые при унификации необходимо сохранить неизменными.

Для автомобилей "Урал" радиус $r_с$ рулевого механизма был принят в двух вариантах: $r_с = 0{,}045$ и $r_с = 0{,}07$, передаточное число u_{rp} тоже в двух ($u_{rp} = 21{,}5$ и $u_{rp} = 18{,}0$), площади $F_р$ и $F_{с1}$ — в одном ($F_р = 0{,}0003$ м^2, $F_{c1} = 0{,}00385$ м^2).

Для этих условий постоянная A может быть обеспечена четырьмя различными сборками: $A = 187{,}17$; 233,56; 291,20; 347,80. Поскольку эта постоянная существенно больше единицы, увеличение момента сопротивления повороту управляемых колес для сохранения неизменным усилия на рулевом колесе требует значительного увеличения давления $p_в$ рабочей жидкости в гидросистеме. Что, в общем-то, особого труда не представляет.

Таким образом, при унификации рулевых управлений для модельного ряда автомобилей можно использовать принцип сохранения усилия на рулевом колесе. При этом все другие критерии можно учесть методом парной корреляции или другими известными способами. Второе: корректирование усилия на рулевом колесе наиболее просто и эффективно достигается изменением давления рабочей жидкости в гидроусилителе. Третье: между изменением момента сопротивления повороту управляемых колес и давлением рабочей жидкости в гидроцилиндре существует линейная зависимость. Четвертое: коэффициент пропорциональности в зависимости от давления рабочей жидкости в гидроусилителе и момента сопротивления повороту управляемых колес больше единицы, что свидетельствует о невысокой чувствительности усилия на рулевом колесе к давлению рабочей жидкости.

Литература

1. Бахмутов С.В. Научные основы параметрической оптимизации автомобиля по критериям управляемости и устойчивости: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 / Бахмутов Сергей Васильевич. — М., 2001. — 48 с.
2. Держанский В.Б. Критерии управляемости транспортной гусеничной машины и синтез оптимального управления: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 / Держанский Виктор Борисович. — Курган, 1997. — 34 с.
3. Мурог И.А. Математическая модель рулевого управления с усилителем гидравлического типа / И.А. Мурог // Вестник ЮУрГУ. Серия "Машиностроение". — 2009. — № 33 (166). — С. 45—50.

УДК 629.488.27

КОЛЕБАНИЯ ПОДВЕСКИ АТС ПРИ ПЕРЕЕЗДЕ "ЛЕЖАЧЕГО ПОЛИЦЕЙСКОГО"

Кандидаты техн. наук **А.Г. ОСИПОВ** и **П.В. КОРОЛЕВ**
Иркутский ГТУ (3952. 52-59-81)

Приводятся результаты исследования колебаний подвески АТС при переезде искусственных неровностей.

Ключевые слова: *автотранспортное средство, безопасность движения, вибрационный стенд, искусственная неровность, колебания подвески при торможении, амплитудно-частотная характеристика.*

Osipov A.G., Korolev P.V.

VIBRATION OF THE VEHICLES SUSPENSION BY CROSS OF LYING POLICEMAN

The paper contains results research of vibration of the motor vehicles suspension by artificial roughness of the road are considered.

Keywords: *motor vehicle, safety traffic, vibrating test bad, artificial roughness of the road, check-up suspension bracket clip systems braking, amplitude-frequency characteristic.*

Практика показывает, что при торможении АТС, особенно на дороге с искусственными неровностями (например, с "лежачими полицейскими"), возникают вынужденные его колебания, которые существенно уменьшают нормальные силы в контактах колес с опорной поверхностью, а также изменяют форму и размеры пятен этих контактов. Причем всегда ухудшают сцепление колес с ней и снижают величины тангенциальных сил, определяющих эффективность торможения. Более того, если вынужденные колебания очень большие, то возможен даже отрыв колес от опорной поверхности, что ведет к сбоям в работе систем активной безопасности АТС. В частности, при торможении — к его заносу и, как свидетельствуют европейские статистические данные, с вероятностью 0,35...0,50 к ДТП. И результаты экспериментальных исследований [2], проведенных в Центре испытаний НАМИ, тоже говорят о том же: при торможении АТС с блокировкой колес на неровной булыжной дороге выходные показате-

ли его тормозной динамики заметно ухудшаются. Например, время и путь торможения увеличиваются, по сравнению с выходными характеристиками торможения на ровной дороге, соответственно на 13 и 30 %.

Причина значительной интенсификации колебательного процесса при торможении давно известна. Это резонанс (совпадение частот вынужденных колебаний с частотой колебаний колес и неподрессоренных масс АТС). Однако его конкретные проявления изучены далеко не полностью. К примеру, в настоящее время действует ГОСТ Р52605—2006, в котором оговорены требования к установке на дорогах "лежачих полицейских", т. е. к элементам принудительного снижения скорости АТС. И дорожники его выполняют, причем каждый по-своему: эти "полицейские" могут иметь различную форму, высоту и т. д. Поэтому рассматриваемые ниже результаты исследований вынужденных колебаний колес АТС при переезде через различные искусственные неровности должны, по мнению авторов, представлять интерес для читателей. Тем более что данные исследования выполнялись довольно тщательно, поэтому их результаты отличаются высокой степенью достоверности.

Чтобы оценить влияние искусственных неровностей на контакт колеса с опорной поверхностью и, следовательно, на эффективность торможения АТС на этих неровностях, специалисты ИрГТУ разработали специальный вибрационный стенд (рис. 1). В его состав входят: электромотор *1* постоянного тока (мод. П-42-У4 с электромагнитным пускателем АП50-2НТ и шкивом привода барабана); двухскатный беговой барабан *2* диаметром 927 мм; искусственные сменные неровности *3*, устанавливаемые на внешнем скате бегового барабана; колесо *4* с пневматической шиной; устройство *5* преобразования движения; телескопическая вилка *6* с гидравлическими амортизаторами, жестко закрепленная на конце качающейся стрелы; нагрузочное устройство *7*, позволяющее с помощью снимаемых грузов варьировать нормальную силу на колесе; качающаяся стрела *8*, шарнирно соединенная с вертикальной стойкой рамы; вертикальная стойка *9*, жестко соединенная с основанием рамы; стойка *10* крепления датчика вертикальных перемещений; датчик *11* вертикальных перемещений; датчик *12* частоты вращения бегового барабана. Примененная на нем измерительная аппаратура позволяет получать достаточно точные результаты, поскольку случайные погрешности, вычисленные по рекомендациям авторов работы [3], не превышают предельных систематических ошибок.

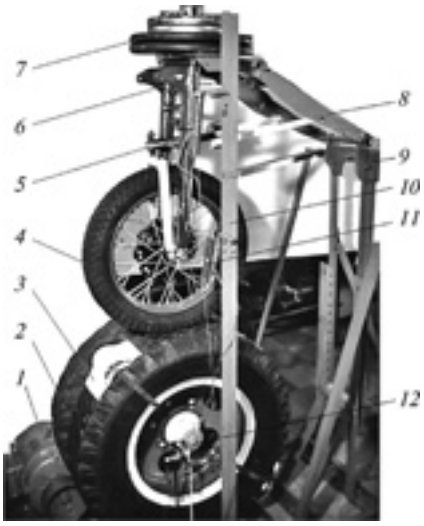


Рис. 1. Экспериментальный вибрационный стенд с устройством преобразования движения:

1 — электромотор со шкивом; *2* — беговой барабан; *3* — искусственная неровность; *4* — колесо с пневматической шиной; *5* — устройство преобразования движения; *6* — телескопическая вилка; *7* — нагрузочное устройство; *8* — качающаяся стрела; *9* — вертикальная стойка; *10* — стойка крепления датчика вертикальных перемещений; *11* — датчик вертикальных перемещений; *12* — датчик частоты вращения бегового барабана

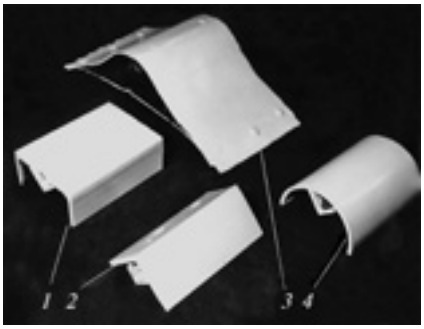


Рис. 2. Форма сменных искусственных неровностей:

1 — прямоугольная; *2* — треугольная; *3* — синусоидальная; *4* — полукруглая

Была разработана и методика экспериментальных исследований. Она предусматривает оценку влияния различных искусственных неровностей, эксплуатационных и конструктивных факторов АТС на контакт колеса с дорогой, а следовательно, на стабильность его сцепления с опорной поверхностью. Другими словами, на эффективность торможения АТС. Конечной целью исследований было получение амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) приведенных к оси колеса неподрессоренных, а также подрессоренных масс, т. е. колебательной системы, эквивалентной подвеске АТС. При изучении влияния искусственных неровностей на АХЧ подвески варьировались их форма, высота и число: прямоугольной, треугольной, полукруглой и синусоидальной форм (рис. 2), а также высота (30, 50 и 70 мм) и число (1—3). В качестве эксплуатационных факторов, влияющих на АЧХ, были взяты давление воздуха в шине и вязкость амортизационной жидкости, а в качестве конструктивных — варианты неподрессоренных и подрессоренных масс. При этом для изменения величин подрессоренных масс использовался набор съемных грузов, позволяющий изменять значения этих масс в диапазоне 50...180 кг с шагом 10 кг. Кроме того, исследуемая на стенде подвеска дополнительно оборудовалась устройством преобразования движения, схема которого представлена на рис. 3. Наконец, приведенная масса этого устройства варьировалась в пределах от 50 до 120 кг за счет дополнительных грузов и длины маятника. Величина же неподрессоренных масс, приведенных к оси колеса за счет установки дополнительных грузов, изменялась в пределах от 20 до 60 кг. То есть смогли получить все варианты движения АТС, которые встречаются в эксплуатации.

Результаты экспериментальных исследований позволяют сказать следующее.

Наибольшее влияние на амплитуду колебаний подвески АТС оказывает высота искусственных неровностей и их число на пути качения (рис. 4). Причем с увеличением высоты амплитуда прогрессивно

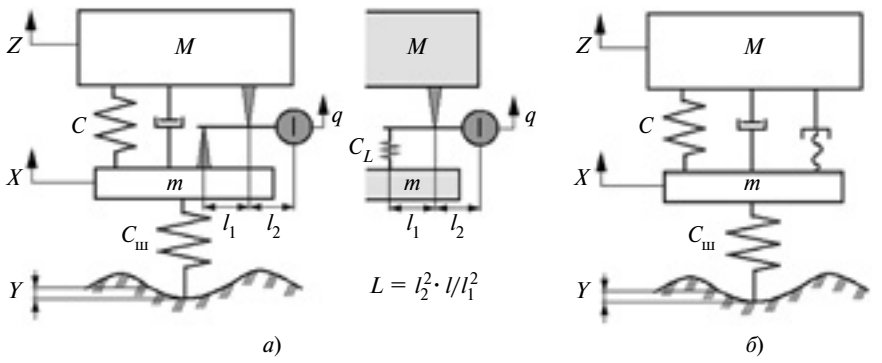


Рис. 3. Рычажная (а) и типа "винт—гайка" (б) схемы подвески АТС с инерционными устройствами преобразования движения

растет. Но устройство преобразования движения заметно снижает абсолютные значения амплитуд.

При увеличении же числа искусственных неровностей на пути качения колеса наблюдается следующая картина.

При одной искусственной синусоидальной неровности высотой 50 мм амплитуда равна 30, при двух — 40, а при трех последовательно расположенных неровностях — 50 мм. Налицо — прямо пропорциональный ее рост. Форма же искусственных неровностей влияет в меньшей степени, потому что "срабатывает" сглаживающая способность шины. Однако ширина неровностей, особенно прямоугольной формы (см. рис. 2), наоборот, оказывает заметное влияние на амплитуду колебаний.

Анализируя АЧХ подвески при разных формах искусственных неровностей (рис. 5), нельзя не отметить, что при практически сопоставимых (одинаковых) амплитудах в зоне первого резонанса АЧХ подвески, полученная при прохождении колесом неровности треугольной формы, в зоне второго резонанса и далее имеет значительно меньшие, по сравнению с колебаниями подвески при других формах искусственных неровностей, амплитуды колебаний. И это обстоятельство может быть использовано при разработке "лежачих полицейских", поскольку при наезде на искусственную неровность треугольной формы высотой ~50 мм, особенно на повышенной скорости, первоначальное воздействие будет аналогичным наезду колеса на искусственную неровность синусоидальной формы. После переезда искусственной неровности треугольной формы колебания подвески за счет сглаживающей способности шины будут менее интенсивными, а их амплитуды — значительно меньше. Это, в свою очередь, обеспечит лучшую устойчивость и управляемость АТС при переезде именно через "лежачих полицейских". Отсюда вывод: если разработчик "лежачих полицейских" ставит своей целью "испугать" водителя АТС, то он должен отказаться от их треугольной формы.

Далее. Поскольку при торможении АТС колебания его подвески интенсифицируются, то целесообразно сопоставить АЧХ подвески, полученные при переезде "лежачего полицейского" заторможенным и незаторможенным колесами. Результаты такого сопоставления для неровностей синусоидальной формы высотой 50 мм приведены на рис. 6, из которого можно сделать вывод: амплитуда колебаний заторможенного колеса и приведенных к его оси неподрессоренных масс при переезде через искусственную неровность на 25 % выше, чем у колеса незаторможенного. Кроме того, на 30 % повышается величина ускорений, а на АЧХ появляются новые резонансные частоты. Значит, водитель АТС, чтобы не испытывать чрезмерно неприятных ощущений, должен тормозить АТС, не доезжая до "лежачего полицейского". А это — существенное повышение безопасности для пешеходов.

Из эксплуатационных факторов, в большей степени влияющих на АЧХ подвески, следует отметить нагрузку АТС: от нее зависят и амплитуда, и частота колебаний. Причем чем больше подрессоренная масса, а следовательно, значительнее нагрузка, тем плавнее протекает кривая АЧХ и существеннее снижается амплитуда колебаний этой массы.

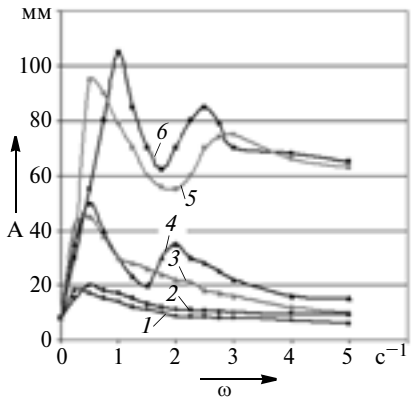


Рис. 4. Зависимость амплитуды вынужденных колебаний подвески от частоты и высоты искусственных неровностей синусоидальной формы на амплитудно-частотную характеристику подвески:

1, 2 — h = 30 мм; *3, 4 — h* = 50 мм; *5, 6 — h* = 70 мм; *1, 3, 5* — АЧХ подвески с устройством преобразования движения

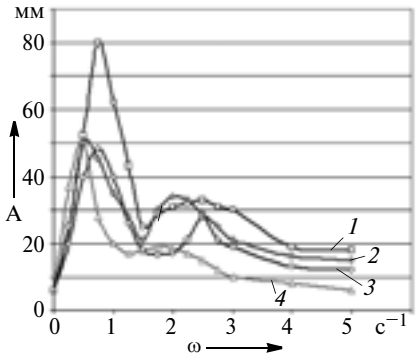


Рис. 5. Зависимость амплитуды колебаний подвески от частоты ее колебаний и формы искусственных неровностей:

1 — прямоугольная; *2* — синусоидальная; *3* — полукруглая; *4* — треугольная

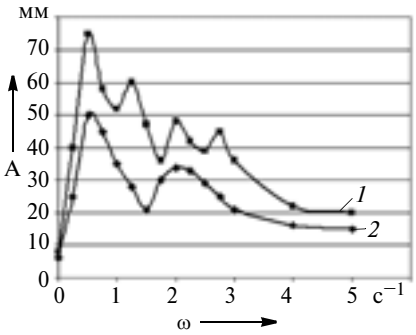


Рис. 6. Влияние торможения колеса на АЧХ подвески при переезде искусственной неровности синусоидальной формы:

1 — заторможенное колесо; *2* — незаторможенное колесо

Вязкость амортизационной жидкости влияет на АЧХ подвески значительно меньше. Однако ее снижение изменяет коэффициент демпфирования, что смещает кривую АЧХ в зону более высоких частот. Иначе говоря, водитель АТС меньше ощущает на себе влияние "лежачего полицейского", чем при неработающих амортизаторах.

Снижение давления воздуха в шине сказывается на АЧХ подвески положительно: чем шина мягче, тем лучше ее поглощающая способность и меньше передаваемое от искусственной неровности возмущение. Немаловажное влияние на АЧХ подвески оказывает и такой конструктивный фактор, как соотношение подрессоренной и неподрессоренной масс: чем оно больше, тем меньше амплитуда.

В целом результаты исследований доказали, что при торможении АТС даже на ровной опорной поверхности возникают вынужденные колебания, снижающие эффективность торможения. Причем наиболее существенно значения тормозных сил уменьшаются на "пиках" амплитуд колебаний: здесь колеса сильно разгружаются, а следовательно, нарушается их сцепление с опорной поверхностью. Иначе говоря, на неровных дорогах, а также при наличии на них искусственных неровностей ("лежачий полицейский") колебательный процесс при торможении интенсифицируется, и амплитуды колебаний могут возрасти на 25 %, в результате чего эффективность торможения снижается более чем на 40 %. Так что торможение непосредственно на "лежачем полицейском" любой формы — способ создания аварийной ситуации на дороге. Поэтому авторы считают, что для оценки колебаний колес АТС при его торможении, устранения негативных последствий резонанса и повышения эффективности торможения при переезде через искусственные неровности при диагностировании тормозных систем целесообразно оценивать не только выходные параметры тормозной динамики АТС, но и анализировать АЧХ его подвески. Для этого удобно использовать наиболее соответствующие дорожным условиям силовые площадочные тормозные стенды [4], поскольку они меньше отягощены недостатками, характерными для роликовых и платформенных (инерционных) стендов. При этом неподвижные площадки таких стендов несложны и с небольшими финансовыми затратами можно оборудовать искусственными неровностями, приподнимающими АТС на определенную высоту над горизонтальными опорными поверхностями этих площадок.

Литература

1. Петров М.А. Пути повышения эффективности экстренного торможения автомобиля / М.А. Петров. // Исследование торможения автомобиля и работы пневматических шин. — Омск: Зап.-Сиб. книжн. изд-во, 1973. — С. 3—15.
2. Яценко Н.Н. Колебания автомобиля при торможении / Н.Н. Яценко, А.А. Енаев — Иркутск: изд-во "Вос.-Сиб. Правда", 1989. — 246 с.
3. Зайдель А.Н. Погрешности измерений физических величин. — Л.: Наука, 1985. — 112 с.
4. Патент 2391237 Российская Федерация, МПК 7 B60T 17/22, G01L 5/28. Испытательный стенд Осипова для диагностирования тормозов автотранспортного средства [Текст] / А.Г. Осипов; Заявитель и патентообладатель он же. — Заявка 2008139838/11.; заявл. от 07.10.2008; опубл. 10.06. 2010. Бюл. № 16. — 6 с., ил. 1.

УДК 629.113

РАСЧЕТ φ—*S*-ДИАГРАММ ДЛЯ ШИПОВАННЫХ ШИН

А.А. БАРАШКОВ, д-р техн. наук **Е.В. БАЛАКИНА,** канд. техн. наук **С.Р. КРИСТАЛЬНЫЙ, Н.В. ПОПОВ, В.А. ФОМИЧЕВ**

Центр испытаний НАМИ, МАДИ (ГТУ), Волгоградский ГТУ (8.902. 311-78-47)

Приводятся результаты расчета φ—S-диаграмм для шипованных шин, полученные на основе обработки результатов отечественных экспериментов.

Ключевые слова: *шины, пятно контакта, коэффициент сцепления, расчет φ—S-диаграмм для шипованных шин.*

Barashkov A.A., Balakina E.V., Kristalny S.R., Popov N.V., Fomichev V.A.

CALCULATION φ—*S*-DIAGRAMS FOR TYRES WITH THORNS ON THE BASIS OF GENERALIZATION OF RESULTS EXPERIMENTS

Results of calculation φ—S-diagrams for tyres with thorns, received on the basis of processing results of the Russian experiments are stated.

Keywords: *tyres, zone of contact, coefficient of coupling, calculation φ—S-diagrams for tyres with thorns.*

При необходимости расчетной оценки устойчивости движения и тормозной динамики автотранспортного средства, а также при оценке нагрузок на дорожные одежды необходимы его аналитические φ—*S*-диаграммы, т. е. зависимости коэффициента φ продольного сцепления от коэффициента *S* продольного скольжения колеса. Простейшая возможность получить их — аппроксимирование аналогичной экспериментальной зависимости. Но для этого такие диаграммы нужно построить, что весьма трудоемко. Да и нецелесообразно, поскольку в настоящее время широко применяется хорошо известный метод расчета φ—*S*-диаграмм, основанный на использовании коэффициента $f_{ип}$ трения

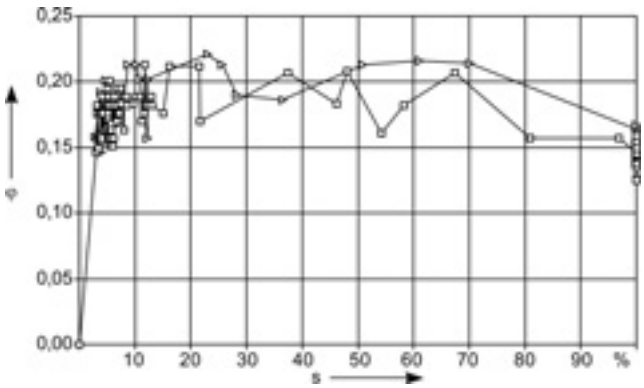


Рис. 1. Экспериментальные точки φ—S-диаграмм для четырех шипованных шин при движении автомобиля категории M1 по льду:

□ — экспериментальные точки для шин передних колес; ▷ — экспериментальные точки для шин задних колес

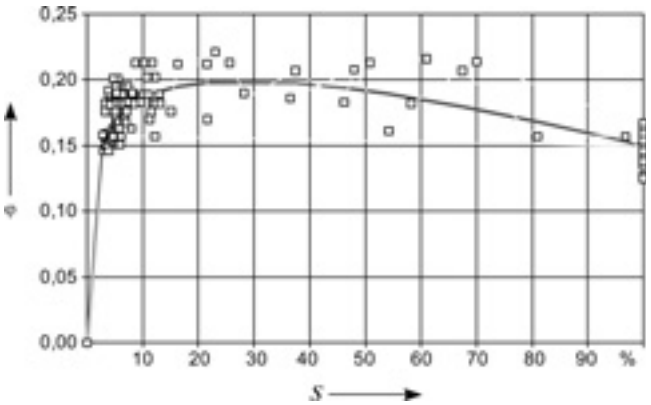


Рис. 2. Расчетные точки $f_{ип} = f(S)$, полученные на основе обработки экспериментальных точек рис. 1 и их совместная аппроксимация

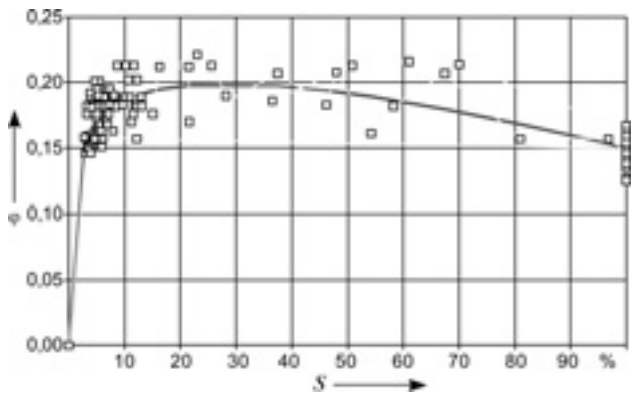


Рис. 3. Расчетная φ—S-диаграмма для шипованной шины и льда с заданными значениями коэффициентов трения покоя и скольжения

№ формулы	Формула	Примечания
1	$f_{ип} = \frac{\varphi_п}{\varphi_{\Sigma п}} = \frac{\varphi(S) - f_{ск}S}{f_п(1-S)}$	$\varphi_п$ — доля трения покоя в пятне контакта, используемого для реализации продольной реакции опорной поверхности; $\varphi_{\Sigma п}$ — общая доля трения покоя в пятне контакта при заданном скольжении; $\varphi(S)$ — коэффициент сцепления при заданном S; $f_{ск}$ — коэффициент трения скольжения (φ при $S = 100$ %); ($f_{ск}S$) — общая доля трения скольжения в пятне контакта при заданном S; $f_п(1 - S)$ — общая доля трения покоя в пятне контакта при заданном S
2	$f_{ип} = \frac{ab + cs^d}{b + s^d}$	$A = 0{,}0006$; $b = 0{,}5654$; $c = 1{,}5740$; $d = 0{,}2766$ — постоянные коэффициенты
3	$\varphi(S) = f_{ск}S + f_{ип}f_п(1 - S)$	—

покоя [1] и дающий, как показывает практика, неплохие результаты. Например, авторы, в свое время с помощью данного метода, используя результаты зарубежных экспериментов, получили расчетные φ—*S*-диаграммы для нешипованных шин, а ниже приводят расчетные φ—*S*-диаграммы для шипованных шин, полученные на основе обобщения результатов отечественных экспериментов, проведенных в 2013 г. в Центре испытаний НАМИ. При этом в качестве исходных данных были взяты экспериментальные точки φ—*S*-диаграмм для четырех шипованных шин при движении оснащенных ими автомобиля категории М1 по льду (рис. 1).

Эти данные были соответствующим образом обработаны, а затем по формуле № 1 (см. таблицу) было рассчитано среднее значение коэффициента $f_{ип}$, т. е. отношение доли трения покоя в пятне контакта, используемого для реализации продольной реакции опорной поверхности, к общей доле трения покоя при том же *S*. Расчетные точки $f_{ип} = f(S)$, полученные на основе обработки соответствующих экспериментальных точек рис. 1, приведены на рис. 2.

Как оказалось, зависимости $f_{ип} = f(S)$ имеют примерно одинаковый вид для льда всех типов и состояний. Поэтому точки рис. 2 аппроксимированы одной общей универсальной зависимостью (кривая на этом рисунке), которая соответствует формуле № 2, при $S > 0{,}1$ справедливой с погрешностью ≤15 % для всех шипованных шин, типов и состояний льда.

Решая обратную задачу по формуле № 3, можно получить расчетные φ—*S*-диаграммы для льда с заданными значениями коэффициентов $f_п$ трения покоя и скольжения ($f_{ск}$). Например, для льда с $f_{ск} = 0{,}15$ и $f_п = 0{,}25$ такая диаграмма имеет вид, показанный на рис. 3.

Рассчитывать φ—*S*-диаграммы для шипованных шин на льду по рассмотренной выше методике можно и целесообразно при отсутствии боковой силы, действующей на АТС, а также при небольших (не более 15...20 % от силы веса транспортного средства) боковых силах.

Литература

1. Зотов Н.М. и др. Устойчивость движения колесных машин. Волгоград: РПК "Политехник", 2011. — 464 с.
2. Задорнов В.Н. и др. Шинный тестер для исследования характеристик шипованных шин // Вестник МАДИ. 2013. № 3 (34). С. 11—18.
3. Задорнов В.Н. и др. Шинные тестеры. Перспектива и альтернатива // Автотранспортное предприятие. 2013. № 9. С. 37—44.

УДК 629.083

ИССЛЕДОВАНИЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОБЪЕМОВ РЕМОНТНЫХ РАБОТ В РЕГЛАМЕНТНОМ ТЕХНИЧЕСКОМ ОБСЛУЖИВАНИИ АВТОМОБИЛЕЙ

Канд. техн. наук **К.И. РАЗГОВОРОВ**
МГИУ (495. 276-32-93)

Представлены результаты дополнительных объемов работ, возникающих при выполнении регламентных технических обслуживаний АТС на дилерских СТОА.

Ключевые слова: *регламент технического обслуживания, объемы ремонтных работ, станции технического обслуживания автомобилей, производственная программа.*

Razgovorov K.I.

RESEARCH OF ADDITIONAL VOLUMES REPAIR WORKS IN ROUTINE MAINTANCE OF VEHICLES

Results of research additional volumes of repair work, during schedules maintance ATS on dealer service are presented.

Keywords: *mainetance regulation, amount of repair work, autoservice station, production program.*

Главная задача системы автотехобслуживания — своевременное, качественное и полное удовлетворение потребностей владельцев автомобильной техники при ее обслуживании и ремонте; инструмент — регламентное техническое обслуживание, т. е. выполнение обязательного перечня технических воздействий, направленных на поддержание АТС в работоспособном состоянии; цель — профилактика и устранение отказов и неисправностей, выявленных в процессе выполнения этих технических воздействий и тем самым — обеспечение безопасной эксплуатации АТС.

Как известно, система автотехобслуживания в основном занимается двумя видами РТО — РТО-1 и РТО-2 (в обиходе ТО-1 и ТО-2). Каждый из этих видов имеет свой перечень обязательных работ. Причем работы перечня РТО-1 (замена масла и масляного фильтра (ДВС), салонного и воздушного фильтров, проверка уровня технических жидкостей, визуальный осмотр тормозных шлангов, колодок, приборов освещения, рулевого управления и т. д.), как правило, входит и в перечень РТО-2. Поэтому трудоемкость РТО-2 (его в технической литературе называют инспекционным серийным обслуживанием) в 2 раза выше трудоемкости РТО-1 (для легковых автомобилей — в среднем соответственно 2,4 и 1,2 н/ч).

Однако при выполнении обязательных работ всегда выявляются неисправности, которые могут быть как мелкими, так и крупными. И их, естественно, приходится устранять. А это — дополнительные объемы работ. При этом мелкий ремонт, как правило, на СТОА выполняют сразу, крупный — по дополнительному согласованию с владельцами АТС и в сроки, зафиксированные в специальном журнале записи на СТОА (особенно, если восстанавливаемое АТС требует доставки запасных частей). Но каким бы не был объем ремонтных работ, их трудоемкость должна нормироваться либо заводом-изготовителем АТС, либо СТОА (в зависимости от ее технической оснащенности, квалификации работников и т. д.).

В качестве примера исследования дополнительных объемов работ рассмотрим статистические данные, полученные на ЗАО "ТПК "Трейдинвест" — расположенном в Москве, дилерском предприятии фирмы "Дженерал Моторс". (Продажа легковых автомобилей и запасных частей к ним, все виды их РТО — предпродажное, гарантийное, послегарантийное.) При этом в качестве объекта исследования возьмем легковые автомобили "СААБ", у которых пробег между очередными РТО составляет 20 тыс. км. Кроме того, ограничимся рассмотрением одного варианта дополнительных работ — мелким ремонтом.

Мелкий ремонт, выполненный при проведении РТО, складывается из таких дополнительных регулировочных, диагностических и ремонтных операций, как углубленное диагностирование с помощью специальных оборудования и стендов; регулирование углов установки колес, их балансировка; замена тормозных колодок и дисков, наконечников рулевых тяг и самих тяг, стоек и втулок стабилизаторов, а также ламп освещения и сигнализации; очистка суппортов; дезинфекция системы кондиционирования; промывка топливных форсунок (инжекторов) и т. д. Таких операций в нашем случае оказалось 13, и каждая из них, естественно, имеет свою трудоемкость (табл. 1).

Однако различия перечисленным в табл. 1 не исчерпываются. Более того, по мере нарастания пробега АТС число операций и их трудоемкости тоже возрастают. И чтобы правильно спланировать работу СТОА, нужно все это рассчитать. Что автор статьи и сделал, воспользовавшись статистикой рассматриваемого ЗАО с 2005 по 2012 г., т. е. за семь лет.

Таблица 1

№ операции	Содержание операции	Трудоемкость операции, н/ч
1	Проверка и регулировка углов установки колес	1,2
2	Замена передних тормозных колодок	0,6
3	Замена задних тормозных колодок	0,8
4	Очистка суппортов	0,2
5	Замена рулевого наконечника	0,5
6	Диагностирование АТС на тормозном стенде	0,3
7	Промывка инжекторов	1,5
8	Замена лампы	0,2
9	Замена амортизатора	0,5
10	Замена стойки стабилизатора	0,3
11	Балансировка колеса	0,2
12	Диагностирование ДВС прибором "Трионикс"	0,4
13	Защита отсека ДВС (снять/поставить)	0,2

Объем выборки составил 7756 заездов АТС, что обеспечивает достаточно высокую точность (табл. 2), полученную после обработки этой выборки. Информация о заездах регистрировалась с помощью локального программного обеспечения предприятия, отчет формировался автоматически.

В табл. 2, как видим, входят плановая трудоемкость обязательных операций РТО, средневзвешенная трудоемкость дополнительных работ и коэффициент увеличения общего объема работ. Первый из этих показателей ($T_{пл}$) задан изготовителем АТС, второй ($T_{доп}$) подсчитывается по формуле:

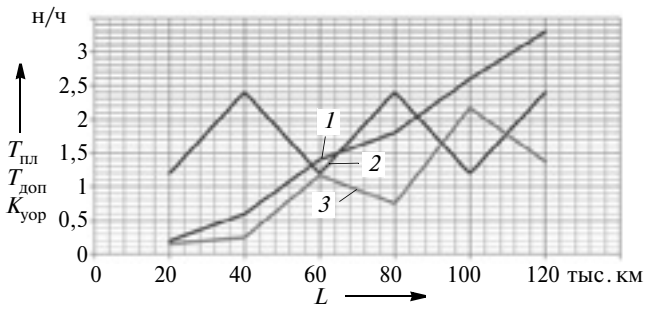
$$T_{доп} = \Sigma E_{РТО}^{доп} / Q_{РТО},$$

где $\Sigma T_{РТО}^{доп}$ — сумма дополнительных трудоемкостей работ, выявленных при очередном РТО, и $Q_{РТО}$ — число заездов на очередное РТО; третий — по формуле $K_{УОР} = T_{доп} / T_{РТО}^{н}$, где $T_{доп}$ — средневзвешенный объем дополнительных работ и $T_{РТО}^{н}$ — нормативная трудоемкость РТО.

На основе данных, приведенных в табл. 2, автор построил зависимость (см. рисунок) от пробега L плановой и дополнительной трудоемкостей рассматриваемых ДВС (соответственно кривые *1*, *2*) и коэффициента $K_{уор}$ (кривая *3*) от пробега этих АТС. Из него, а также табл. 2 видно, что дополнительные объемы (трудоемкости) ремонтных работ, выявленных при РТО,

Таблица 2

№ РТО	Пробег, км	Плановая трудоемкость РТО, н/ч	Средневзвешенная трудоемкость дополнительных работ, н/ч	Коэффициент увеличения объема работ
1	20 000	1,2	0,2	0,2
2	40 000	2,4	0,6	0,3
3	60 000	1,2	1,4	1,2
4	80 000	2,4	1,8	0,8
5	100 000	1,2	2,6	2,2
6	120 000	2,4	3,3	1,4



Зависимость трудоемкости и коэффициента увеличения объемов работ по пробегу АТС:

1 — плановая трудоемкость; *2* — средневзвешенный объем дополнительных работ; *3* — коэффициент, учитывающий увеличение объема работ

увеличиваются от 0,2 н/ч при L = 20 тыс. км (РТО-1) до 3,3 н/ч при L = 120 тыс. км (ТО-6), а коэффициенты $K_{уор}$ при L = 100 тыс. км (ТО-5) — от 0,20 до 0,22, что связано с естественным износом АТС и выработкой ресурса элементов, требующих замены по фактическому техническому состоянию.

Результаты расчета трудоемкостей показывают: изменение объемов работ по РТО по мере роста пробега АТС позволяет потребителям АТС точно учитывать, насколько объективны выставляемые им счета; а СТОА — прогнозировать сроки выполнения РТО каждого конкретного АТС; ликвидировать очереди АТС, поступающих по предварительной записи на РТО; устранить неритмичность производства и повторные заезды АТС на СТОА; уменьшить материальные, энергетические, трудовые затраты на перегоны АТС, а также себестоимость предоставляемых сервисных услуг; повысить культуру. Главное же, у владельцев АТС появляется доверие к профессионализму сотрудников СТОА, каждый из них будет знать, что на этой СТОА неоправданных потерь личного времени не будет.

УДК 629.353.027.45

СИСТЕМЫ ПОДДЕРЖАНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ЗАРУБЕЖНОГО И РОССИЙСКОГО ПРОИЗВОДСТВА, РЕАЛИЗУЕМЫЕ В ДАЛЬНЕВОСТОЧНОМ ФЕДЕРАЛЬНОМ ОКРУГЕ

Канд. техн. наук **С.Г. ПАВЛИШИН**
ТОГУ, Хабаровск (4212. 37-51-99)

Сравниваются применяемые в условиях Дальневосточного федерального округа (ДФО) системы технического обслуживания (ТО) и ремонта (Р) легковых автомобилей фирм Южной Кореи, Франции и России.

Ключевые слова: *система технического обслуживания и ремонта, работоспособность, техническое обслуживание, ступени и режимы обслуживания, трудоемкость.*

Pavlishin S.G.

THE SYSTEMS MAINTENANCE WORK FOR CAPACITY ESTIMATED BY FOREIGN AND RUSSIAN VEHICLE MANUFACTURING COMPANIES IN THE FAR EASTERN FEDERAL OKRUG

The systems of technical maintenance regimes (TM) and repairing (R) realized by vehicle manufacturing companies from South Korea, France and Russia have been compared.

Keywords: *maintenance and repair system, efficiency, stages, maintenance regimes, regulated unit man-hours.*

За российский рынок сбыта на Дальнем Востоке борются европейские, азиатские и американские производители автомобильной техники. И одним из инструментов этой борьбы является качество ее сервисного сопровождения — принятая в фирме система ТО и Р, объемы предлагаемых в регионе сервисных услуг, гарантийные обязательства и т. д. Ведь именно от этого зависят время простоя автомобиля в ТО и Р, его безопасность, экологичность и экономичность, а значит, и лояльность потребителей к продукции фирмы.

Изготовители АТС, конечно же, все это хорошо знают и поэтому делают все возможное, чтобы привлечь внимание потребителей к своей продукции. Причем на всех стадиях ее жизненного цикла — начиная от предпродажной подготовки и заканчивая утилизацией АТС. Но особое внимание уделяется именно ТО и Р. Поэтому специалисты кафедры "Техническая эксплуатация и сервис транспортно-технологических машин" Тихоокеанского ГУ и провели сравнительную оценку систем поддержания работоспособности легковых ав-

томобилей производителей Франции ("Рено"), Южной Кореи ("Киа Моторс") и России (ОАО "АВТОВАЗ" и "Ульяновский автомобильный завод"), т. е. продукции фирм, которые наиболее активно осваивают в Дальневосточном регионе.

Анализ реализуемых систем ТО и Р проводился по шести основным элементам: стратегия обеспечения работоспособности АТС в эксплуатации; методы поддержания работоспособности АТС, виды (ступени) работ; режимы и содержание работ, нормативы их периодичности и трудоемкости; система обеспечения, снабжения и резервирования; методы корректирования режимов ТО и Р, а также гарантийные обязательства указанных фирм-производителей. И вот что было установлено.

Первый элемент — стратегия обеспечения работоспособности АТС в эксплуатации — у всех фирм-производителей примерно идентичен. Все они реализуют планово-предупредительные системы ТО и Р, которые предусматривают периодическую плановую постановку автомобилей на диагностирование (Д) и ТО, в процессе которых выполняется определенный перечень операций, а выявленные при этом неисправности устраняются по потребности посредством ремонта. То есть системы ТО и Р предусматривают две основные части операций — контрольную (Д) и исполнительскую (ТО или Р). Планово-предупредительный характер системы определяется плановым и принудительным (через установленные пробеги или промежутки времени) выполнением контрольной части операции с последующим выполнением (по потребности) исполнительской ее части. Но некоторые операции (смазочные, замены фильтроэлементов, масел, отдельных деталей, имеющих ограничительный ресурс, например, резинотехнических изделий, приводных ремней, свечей зажигания и т. п.) могут выполняться в плановом порядке без предварительного контроля. В связи с этим производители АТС вводят понятия "периодически заменяемые части" и "интервал их замены".

У всех производителей отмечается, что владелец АТС несет ответственность за выполнение ТО и хранение документов, подтверждающих его надлежащее проведение, а также содержатся рекомендации по его проведению у авторизованных дилеров фирм. Однако некоторые зарубежные фирмы не только рекомендуют, но и требуют, чтобы определенные виды работ по ТО и Р выполнялись только авторизованными дилерскими центрами — фирменными станциями технического обслуживания автомобилей (СТОА).

Второй элемент, — методы поддержания работоспособности АТС, виды (ступени) работ Д, ТО (Р) — у разных фирм несколько отличается. Хотя под техническим воздействием у всех понимается одно и то же — любая операция, приводящая к сохранению или восстановлению параметров АТС в процессе ТО или ремонта, а также любая операция, осуществляемая в процессе контроля (Д) соответствия его технического состояния предъявляемым требованиям.

Так, у фирм "Киа" и "Рено" предусмотрены перечни проверяемых параметров при предпродажной подготовке и, на весь период эксплуатации, графики проведения плановых периодических ТО в тыс. км или месяцах (что наступит первым). Периодические ТО включают контрольно-осмотровые и диагностические работы; замену масел, технических жидкостей и сопутствующие им работы по замене фильтроэлементов; очистительные операции, а также ограниченное число регулировочных, крепежных и операций по замене некоторых элементов конструкции АТС (табл. 1 и 2).

Однако между ними есть и различия. Например, фирмой "Киа" дополнительно предусмотрены ТО, проводимые не реже 1 раза в месяц, 2 раза (весной и осенью) и 1 раза в год. Они включают такие работы, как проверки уровней технических жидкостей, работоспособности (исправности) приборов освещения и сигнализации, давления в шинах, состояния гибких шлангов, отсутствия нарушений герметичности различных систем (агрегатов), величин моментов затяжки гаек крепления колес, прочистку дренажных отверстий в кузове и дверях, смазку отдельных элементов дверей и т. п. Кроме того, фирма рекомендует для своих автомобилей, эксплуатирующихся в России, применение определенных присадок к топливу через каждые 5 тыс. км пробега.

В технической документации ВАЗа и УАЗа имеются перечни работ по предпродажной подготовке автомобилей и предусмотрены регулярные ТО, проводимые по талонам сервисной книжки. Но число талонов у каждой фирмы свое: для автомобилей "Лада Калина" предусмотрены операции ТО по восьми (до пробега ав-

Таблица 1

Операция	Периодичность, тыс. км, ТО автомобилей				Периодичность, мес., ТО автомобилей			
	"Киа Рио"	"Рено Логан"	"Лада Калина"	"УАЗ Хантер"	"Киа Рио"	"Рено Логан"	"Лада Калина"	"УАЗ Хантер"
Замена охлаждающей жидкости	30	90	75	60	24	36	36	36
Замена масла в двигателе и масляного фильтра	15	15	15	10	12	12	12	—
Замена жидкости в тормозной системе:								
обязательная	—	90	45	—	—	36	60	24
при необходимости	15	—	—	—	12	—	—	—
Замена масла в картере механической коробки передач:								
обязательная	—	—	75	40	—	—	—	—
в тяжелых условиях эксплуатации	120	—	—	—	—	—	—	—

томобиля 104,5...105,5 тыс. км), а для "УАЗ Хантер" — по 13 талонам сервисной книжки (до наработки автомобиля 130 тыс. км). Однако операции ТО и так, и так включают одни и те же три группы работ — контрольно-осмотровые; регламентные профилактические; диагностические и регулировочные. Кроме того, у автомобилей ВАЗ предусмотрены талоны по выявлению дефектов лакокрасочного и антикоррозионного покрытий кузова, а также документ [1], позволяющий оценивать качество выполнения ТО (Р) предприятиями автотехобслуживания (СТОА). Для автомобилей УАЗ помимо регулярных ТО предусмотрены ежедневные и сезонные, проводимые 2 раза в год обслуживания, а также ТО законсервированных автомобилей с периодичностью 1 раз в 2 месяца. Причем следует отметить, что у российских производителей объемы регулировочных, смазочных и крепежных работ больше, чем у зарубежных.

Третий элемент — режимы и содержание Д, ТО и Р. По нему особых отличий между фирмами нет. Правда, потребители отмечают, что трудоемкости выполнения отдельных операций и ТО в целом у зарубежных автомобилей меньше, чем у российских аналогов. Причем не в последнюю очередь — благодаря более удобному доступу к элементам конструкции АТС и меньшему числу операций ТО.

В "Руководствах по эксплуатации" автомобилей все фирмы приводят сводные таблицы для поиска и устранения неисправностей, включающие описание характера проявления, причин и способов их устранения; списки рекомендуемых производителей смазочных и других материалов, одобренных торговых марок; моменты затяжки основных резьбовых соединений при ТО и Р; а также схемы смазки или химмотологические карты. Но зарубежные фирмы, в отличие от отечественных [2, 3], не предоставляют производственникам и индивидуальным владельцам АТС такой важной для планирования деятельности технических служб СТОА информации, как трудоемкости в целом и отдельных операций Д и ТО, а также технологии выполнения и трудоемкости ремонтных работ. Эти данные некоторые из них считают коммерческой тайной.

Четвертый элемент — система обеспечения, снабжения и резервирования. По нему в лучшую сторону выделяются отечественные фирмы. Производственно-техническая база их фирменных (авторизованных) СТОА (наличие необходимых производственных зон, постов, работников и технологического оборудования) в большей степени отвечает сложившемуся в регионе уровню продаж автотехники, чем у зарубежных производителей, которые до сих пор не наладили в полном объеме стабильное, плановое и оперативное снабжение запасными частями и оборотными агрегатами.

Так, в регионе имеется восемь авторизованных СТОА, выполняющих гарантийное обслуживание автомобилей УАЗ, и четыре официальных дилера по поставке оригинальных запасных частей; у ВАЗа здесь шесть авторизованных СТОА и два официальных дилера. Что касается автомобилей фирм "Киа" и "Рено", то у них есть лишь по 2 сервисных центра гарантийного обслуживания автомобилей, которые являются и официальными дилерами по поставке оригинальных запасных частей. Отсюда — бóльшие простои зарубежной техники в ремонте.

Следует также отметить и то, что зарубежные запасные части дороже отечественных, а некоторые из них приходится приобретать под заказ из-за рубежа или центральных регионов Российской Федерации.

В технической (технологической) документации зарубежных производителей отсутствуют перечни технологического оборудования, контрольно-измерительных приборов, приспособлений и инструментов, рекомендуемых для выполнения операций ТО, сопутствующего и текущего ремонта их АТС.

Пятый элемент — методы корректирования режимов Д, ТО, Р и элементов системы обеспечения снабжения и резервирования. Он неплохо освоен и отечественными, и зарубежными фирмами: все они предусматривают корректировку нормативов периодичностей ТО, замен масел и специальных жидкостей в зависимости от "тяжести" условий эксплуатации. Однако понимание термина "тяжелые условия" у каждой фирмы свое. Например, "Киа" к таким условиям относит регулярные поездки на небольшие расстояния; поездки в запыленном воздухе или в песчаных районах; частое торможение; эксплуатацию в районах, где применяют соль и другие вещества, вызывающие коррозию; движение по неровным или грязным дорогам; эксплуатацию в горных районах; продолжительную работу двигателя в режиме холостого хода или движение ав-

Таблица 2

Операция	Периодичность, тыс. км (мес.)			
	"Киа Рио"	"Рено Логан"	"Лада Калина"	"УАЗ Хантер"
Замена свечей зажигания	60 (48)	30 (—)	30 (—)	20 (—)
Подтяжка крепления агрегатов, узлов и деталей			30 (—)	20 (—)
Регулировка тепловых зазоров клапанов:				
обязательная	—		30 (—)	10 (—)
при необходимости	90 (72)	—	—	—
Замена воздушного фильтра или его фильтрующего элемента	45 (36)	15 (24)	30 (—)	30 (—)
Замена топливного фильтра или фильтра тонкой очистки	60 (48)	120 (—)	30 (—)	20 (—)
Замена ремня привода газораспределительного механизма	—	60 (48)	75 (—)	40 (—)

томобиля с малой скоростью; эксплуатацию в климатических зонах с низкой температурой воздуха и/или повышенной влажностью; работу более 50 % общего времени в напряженном городском цикле при температуре воздуха выше 305 К (32 °С). Если автомобиль эксплуатируется хотя бы при одном из перечисленных условий, проверку его технического состояния, замену или долив рабочих жидкостей фирма рекомендует проводить чаще, чем указано в графике технического обслуживания для эксплуатации в обычных условиях.

Фирма "Рено" к тяжелым условиям (она называет их особыми) относит такие: двигатель более 50 % времени работает на холостом ходу; более 50 % эксплуатационного пробега выполняется со средней скоростью менее 30 км/ч (движение преимущественно в городском цикле, такси, учебные, развозные автомобили и т. п.); не менее 30 % общего пробега выполняется с буксировкой прицепа, жилого фургона и т. д. массой более 500 кг; эксплуатация в запыленной атмосфере (на строительных площадках, при пробеге более 1000 км в год по дорогам без покрытия и т. п.); продолжительная (более 3000 км в год) эксплуатация двигателя на моторных маслах или топливе, не соответствующих предписаниям фирмы; длительная (более 5000 км в год) эксплуатация при постоянной температуре наружного воздуха ниже 258 К (−15 °С). При наличии хотя бы одного из перечисленных условий фирма рекомендует в 2 раза уменьшать периодичность замены масел и специальных жидкостей, а свечи зажигания и фильтроэлемент воздухоочистителя — заменять чаще.

Как видим, большинство условий, которые зарубежные фирмы считают тяжелыми, наши производители даже не оговаривают. Кстати, такая же картина и по продолжительности эксплуатации шин: первые устанавливают ее не более 6 лет с момента производства.

Однако следует отметить, что для условий эксплуатации в ДФО более корректен документ [4], который учитывает большее число внешних факторов, условия движения, организацию работы и возрастную структуру парка при корректировании режимов Д, ТО и Р. И хотя он в настоящее время носит рекомендательный характер, тем не менее отечественные производители при разработке инструкций по эксплуатации своих автомобилей его обязательно учитывают.

И последнее — о гарантиях, предоставляемых производителями на свои АТС.

Все фирмы устанавливают гарантийный период по одному принципу — по времени и (или) пробегу (какое событие наступит первым) и исчисляют со дня продажи автомобиля. Гарантийные обязательства реализуются через ТО продукции в течение всего гарантийного периода и предусматривают хранение нового автомобиля до продажи; выполнение предпродажной подготовки; техническое обслуживание и ремонт (замену) отдельных элементов или автомобиля в целом; обеспечение владельцев запасными частями и инструментом, а также необходимой нормативно-технической и технологической документацией; обучение персонала предприятий, выполняющих продажу, обслуживание и ремонт; организацию надзора за соблюдением правил выполнения и качеством ТО; сбор, анализ и использование полученной у дилеров информации о результатах эксплуатации (показателях надежности) автомобилей, в том числе и в различных региональных условиях; совершенствование конструкции автомобилей, технологических процессов их изготовления и обслуживания. В течение гарантийного пробега ТО, как правило, включает регламентные работы, установленные заводом-изготовителем, а также контроль состояния некоторых агрегатов и узлов для предупреждения, выявления и устранения отказов (неисправностей), которые могут привести к рекламациям. Но гарантийные сроки и пробеги у всех фирм разные. Например, если взять гарантию по времени, то у автомобилей "Киа Рио" она составляет 5 лет, у "Рено Логан" и "Лада Калина" — 3 года, а у "УАЗ Хантер" — 1 год.

Та же картина и по пробегу: "Киа Рио" — 150, "Рено Логан" — 100, "Лада Калина" — 50...100 (у разных дилеров) и "УАЗ Хантер" — 30 тыс. км.

Еще больше различий по гарантии на кузов и его лакокрасочное покрытие. Так, у "Киа" и "Рено" она составляет соответственно 5 и 6 лет, у ВАЗ — 3 года, а у УАЗ — 12 мес. или 30 тыс. км.

Думается, что существующие сейчас режимы ТО не совсем рациональны. Например, для используемых в некоммерческих целях легковых автомобилей с низкой интенсивностью эксплуатации (со среднегодовыми пробегами 5...7 тыс. км и менее), которых в ДФО около 30 %, целесообразны более простые стратегии поддержания их работоспособности. Например, стратегия технического обслуживания и ремонта по фактическому состоянию (ее еще называют стратегией ожидания ремонта) или стратегия ТО с периодическим контролем ($ТО_п$), которая, согласно ГОСТ 18322—78 "Система технического обслуживания и ремонта техники. Термины и определения", предусматривает обязательный плановый (по наработке или пробегу) контроль технического состояния, а проведение и объем операций ТО и Р или замену деталей — по потребности. Совместно с $ТО_п$ рекомендуется проведение работ по замене масел и технических жидкостей согласно стикеру периодичности замен или химмотологическим картам заводов-изготовителей, а также сопутствующих им работам по замене фильтроэлементов.

Экспериментально подтверждено, что уровень надежности современных легковых АТС (используемых в некоммерческих целях) и качество применяемых технических жидкостей позволяют планировать проведение $ТО_п$ с периодичностью 1 раз в год, например, при подготовке АТС к зимним условиям эксплуатации или прохождению обязательного технического осмотра.

По нашему мнению, фирменные системы ТО и Р должны включать минимальное число видов (ступеней) ТО — от одного (без учета ЕО) для нормальных условий эксплуатации (категории I—II [4]), до двух — для сложных условий (категории III—V). Это позволит сократить общее время простоев АТС в ТО. А с целью упрощения организации их проведения предлагается для отечественной техники более широко применять так называемое календарное планирование выполнения отдельных операций для узлов и деталей, техническое состояние которых в большей степени зависит

от общего (календарного) срока службы, чем от фактической наработки АТС. Но обязательно — с учетом региональных условий эксплуатации.

Литература

1. ТУ 37.101.0167—97. Приемка в ремонт, ремонт и выпуск из ремонта автомобилей ВАЗ предприятиями автотехобслуживания. Технические условия.
2. Руководство по эксплуатации РЭ 05808600.105—2006. Автомобили УАЗ-31519, УАЗ-315194, УАЗ-315195, УАЗ-3151143, УАЗ-315148, УАЗ-3153 и их модификации. ОАО "Ульяновский автомобильный завод", 2008. — 160 с.
3. Автомобили LADA 1117, 1118, 1119. Трудоемкости работ (услуг) по техническому обслуживанию и ремонту / А.В. Куликов, П.Н. Христов и др. — Тольятти, 2006. — 146 с.
4. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. — М.: Транспорт, 1986. — 72 с.

УДК 05.22.10

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПЕРЕРАСЧЕТ ПРИВОДА СТЕНДА РУНА-5221 ДЛЯ РЕМОНТА ДВС АВТОМОБИЛЯ ЗИЛ

Е.А. ДУБОВИК

Донской ГТУ (+7.863.273-85-11)

Рассматривается алгоритм перерасчета параметров привода гидравлического стенда РУНА-5221 с целью его использования при ремонте ДВС любых грузовых автомобилей.

Ключевые слова: *гидравлика, привод, гидроцилиндр, шток, мультипликатор, гидронасос.*

Dubovik E.A.

HYDRAULIC CALCULATION DRIVE STAND RUNA-5221 FOR REPAIRS OF DVS TRUCK ZIL

Algorithm calculation of parameters drive a hydraulic stand RUNA-5221 for its used in repair of DVS truck ZIL is considered.

Keywords*: hydraulics, drive, hydraulic cylinder, the rod, the multiplier, hydraulic pump.*

Ремонт поршневой группы — один из самых трудоемких технологических процессов восстановления ДВС грузовых (и не только) автомобилей. Потому что он основан на ручной разборке и сборке. Но у нас в стране есть исключение: для механизации и улучшения качества работ, связанных с разборкой и сборкой шатунно-поршневой группы двигателей автомобилей ЗИЛ, разработан и применяется стенд РУНА-5221: с его помощью выполняются операции выпрессовки поршневого пальца из поршня и втулки из шатуна. Технические характеристики этого стенда следующие [1]:

Производительность, шт./ч	8
Число одновременно разбираемых поршней с шатуном	1
Силовой агрегат	гидравлическая станция 029.3425А
Максимальное рабочее давление, МПа (кгс/см^2)	35 (350)
Тип и модель гидравлического насоса станции	пластинчатый, БГ 12-41
Номинальное давление нагнетания, МПа (кгс/см^2)	10 (100)
Подача, л/мин	10,4
Установленная мощность, кВт	2,2
Электродвигатель:	
модель	4АМ90L4
частота вращения ротора, мин$^{-1}$	25 (1500)
напряжение, В	380
Рабочая жидкость, используемая в гидроприводе	масло индустриальное И20 (ГОСТ 20799 75)
Вместимость масляного бака, л	50
Габаритные размеры стенда, мм	
длина	1360
ширина	1000
высота	1700
Масса, кг	1000

Стенд, по отзывам специалистов предприятий автосервиса, зарекомендовал себя очень хорошо. Однако он — узкоспециализированный, поэтому использовать его при ремонте ДВС других АТС нельзя. Автор статьи считает, что этот стенд можно приспособить и к другим ДВС. Для этого достаточно изменить, в зависимости от потребности, параметры его гидравлического привода. Как именно — в каждом конкретном случае покажет их расчет.

Рассмотрим, что и как нужно при этом рассчитывать.

Первый из параметров — это, очевидно, давление $p_у$ в рабочей полости гидроцилиндра стенда и развиваемое данным давлением максимальное усилие $F_ц$ на штоке цилиндра, т. е. можно ли на стенде разобрать и собрать шатунно-поршневую группу нужного ДВС.

Очевидно, что значение $F_н$ перед перенастройкой стенда легко определить экспериментально по формуле № 1 (см. таблицу).

Зная значения $F_н$ и $p_ц$ в цилиндре стенда, находим эффективную площадь $S_ц$ и диаметр $D_ц$ поршня (формулы № 2 и 3 соответственно). И поскольку в технических условиях соотношение скоростей прямого и обратного хода поршня не регламентируется, то для мощных систем диаметр штока $D_ш$ штока цилиндра можно брать равным $0{,}4...0{,}5D_ц$.

Второй этап — расчет мультипликатора. На этом этапе определяются отношения площадей большого ($S_б$) и малого ($S_м$) поршней мультипликатора и их ходов. Первое из отношений, очевидно, обратно пропорционально действующим на них давлениям $p_б$ и $p_м$ и дает его формула № 5. У мультипликатора стенда РУНА-522 d = 50 мм, $h_м = 1{,}4d$, но, как показывают расчеты, значение $h_м$ можно принимать в пределах $h_м = (1...3)d$.

Следующий этап — определение параметров гидропривода и выбор гидронасоса. Здесь, приняв скорость $v_ц$ рабочего перемещения поршня гидроцилиндра той же, что у поршня стенда РУНА-5221, т. е. равной 0,03 м/с, определяются требуемые расходы в нагнетательной и сливной линиях гидроцилиндра. И особых сложностей при этом нет: расход $Q_{наг}$ рабочей жидкости через бесштоковую полость одноштокового цилиндра (нагнетательную линию) дает формула № 6, а через сливную ($Q_{сл}$) — формула № 7. Подачу же $Q_н$ нерегулируемого насоса можно рассчитать по формуле № 8.

Что касается объемных потерь $\Sigma Q_{га}$ в гидроаппаратах, то их можно найти по формуле № 9, потребное наибольшее давление, развиваемое гидравлическим на-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$F_н = F_{вып} + F_{тр}$	$F_{вып}$ — необходимое усилие для выпрессовки, совпадающее с направление подачи; $F_{тр}$ = (0,15...0,20) — сила трения
2	$S_ц = F_н/p_ц$	$p_ц$ — допустимое давление в рабочей полости гидроцилиндра
3	$D_ц = \sqrt{\frac{4}{\pi D^2}}$	—
4	$\frac{S_б}{S_м} = \frac{p_м}{p_б} = \frac{d_п}{D_п}$; $\frac{D}{d} = 2$; $S_м = \frac{(\pi d^2)}{4}$	$S_б$, $S_м$ — площади большого и малого поршней мультипликатора; $p_м$ — малое давление мультипликатора; $p_б$ — большое давление мультипликатора
5	$\frac{h_м}{h_б} = \frac{S_ц}{S_б}$	$h_б$, $h_м$ — ходы большого и малого поршней мультипликатора
6	$Q_{наг} = \frac{(\pi D_ц)^2 v}{4}$	v — скорость движения рабочей жидкости по трубопроводу
7	$Q_{сл} = \frac{\pi(D_ц - D_ш)^2 v}{4}$	—
8	$Q_н = Q_{max} + \Sigma Q_{га} + Q_{кл}$	Q_{max} — максимальный расход рабочего тела; $\Sigma Q_{га}$ — суммарные потери рабочего тела в гидроаппаратуре; $Q_{кл}$ = 3 л/мин — расход рабочего тела через предохранительный клапан, необходимый для обеспечения устойчивой работы привода
9	$\Sigma Q_{га} = m q_{га} p_ц$	m — масса рабочего тела; $q_{га}$ — удельные потери (утечка) в гидроаппаратуре
10	$p_{нас}^{max} = p_н + \Sigma\Delta p_{га} + \Sigma\Delta p_{тр} + p_{пр}$	$\Sigma\Delta p_{га}$ и $\Sigma\Delta p_{тр}$ — соответственно суммарные потери давления в гидроаппаратуре и напорной гидромагистрали при максимальном расчетном давлении $p_н$ на входе мультипликатора; $p_{пр}$ = (0,3...0,8) МПа — противодавление в сливной полости гидроцилиндра, обеспечивающее равномерное движение его выходного звена при изменяющемся усилии $F_н$
11	$p_{пр} = \Sigma\Delta(p_{га})^{сл} + \Sigma\Delta(p_{тр})^{сл}$	$\Sigma\Delta(p_{га})^{сл}$ и $\Sigma\Delta(p_{тр})^{сл}$ — суммарные потери давления в гидроаппаратуре и сливной гидролинии
12	$N_н = P_н Q_н$	$p_н$ — давление, развиваемое насосом; $Q_н$ — расход рабочего тела в системе
13	$p_{гц} = K\frac{mg}{\Sigma S_ц}$	K — число гидроцилиндров; m — масса рабочей жидкости, проходящей через гидроцилиндры
14	$Q_{гц} = Kv S_ц = Kv\frac{\pi D_ц^2}{4}$	—
15	$H_{гц} = K\frac{p_{гц}}{\rho g}$	ρ — плотность рабочей жидкости, используемой в гидросистеме; g — ускорение свободного падения
16	$d_i = K\sqrt{\frac{Q_{гц}}{\pi v_{max}}}$	$Q_{гц}$ — расход жидкости на рассматриваемом участке гидролиний; v_{max} — допустимая скорость течения жидкости в гидролиниях
17	$\delta = \frac{k_з p d_{тр}}{2[\delta_р]}$	$k_з$ = 1,3 — коэффициент запаса, учитывающий пульсации давления; $[\delta_р]$ = 50 МПа — допускаемые напряжения на разрыв стальных трубопроводов
18	$W = 2700\sqrt{\left(\frac{\Delta N_н}{\Delta T}\right)^3}$	—
19	$z + \frac{p_1}{v} + \alpha\frac{dv_1^2}{2g} = z + \frac{p_2}{v} + \alpha\frac{dv_2^2}{2g} + \Sigma H_i$	z — потенциальная энергия положения; p_1, p_2 — давление на входе и выходе участка соответственно; α — коэффициент Кориолиса; $dv_1^2/2g$ — кинетическая энергия потока на входе участка; $dv_2^2/2g$ — кинетическая энергия на выходе участка; v_1, v_2 — скорость потока на входе и выходе участка; H_i — суммарный полный напор i-го участка
20	$z + \frac{p}{v} + \alpha\frac{dv^2}{2g} = H$	H — полный напор, т.е. полный запас удельной механической энергии жидкости в данном сечении потока, равной сумме трех удельных энергий потока потенциальной энергии положения z и давления (p/v) и удельной кинетической энергии ($dv^2/2g$)
21	$\Delta H = \Delta H_л + \Delta H_м$	ΔH — суммарные потери напора по длине; $\Delta H_л$ — линейные потери; $\Delta H_м$ — местные потери
22	$\Delta H_м = z + \frac{P}{v}$	—
23	$H_D = H_d - H_S + \frac{v_d^2}{2g} - \frac{v^2}{2g}$	H_d, H_s — гидростатические давления на входе в насос и выходе из него, отнесенное к оси его вала; v_d — гидростатическая скорость на выходе из насоса
24	$H_{N_i} = H_{N-1} - H_{(N-1)-1}$	N — номер гидравлического участка

сосом, — по формуле № 10, а противодавление в гидроцилиндре — по формуле № 11.

Зная расход $Q_н$ рабочего тела в системе и давление $p_н$ в ней, можно определить мощность $N_н$ гидравлического насоса (формула № 12). Давление же $p_{гц}$ в гидроцилиндрах дает формула № 13, расход $Q_{гц}$ рабочей жидкости через них — формула № 14, а динамический напор $H_{гц}$ гидроцилиндров — формула № 15.

Выполнив приведенные выше расчеты, не представляет труда (по справочнику ТУ 2-053-1342—78) выбрать типоразмер насоса.

Следующий этап — расчет параметров гидролиний. Их внутренний диаметр d_i дает формула № 16, а максимальную скорость v_{max} рабочей жидкости в них — следующие данные [2]: для всасывающей линии v_{max} — 1,2 м/с, для сливной — 2 м/с. Для нагнетательной же линии эта скорость зависит от давления: при давлении до 2,5 МПа она не должна превышать 3 м/с, до 5 МПа — 4, до 10 МПа — 5 и свыше 15 МПа — 8...10 м/с.

Толщину δ стенок всех трубопроводов можно подсчитать по формуле № 17.

Еще один этап — расчет объема рабочей жидкости в гидробаке. Он нужен обязательно: может оказаться, что при переналадке стенда РУНА-5221 под другой ДВС потери ΔN мощности в его гидросистеме станут очень большими. Проще говоря, перегрев ΔT жидкости превысит допустимые 35 К. Дело в том, что охлаждается эта жидкость только за счет того, что поверхность бака излучает теплоту в окружающую среду. Поэтому, чтобы теплообмен был приемлемым, объем W масла в баке нужно определять по формуле № 18.

В заключение — о динамическом напоре $H_д$ гидравлического насоса. Для двух сечений потока, соответствующих началу и концу участка любого трубопровода, уравнение Д. Бернулли имеет, как известно, вид формулы № 19. Но сумму трех первых членов этой формулы можно представить и в виде формулы № 20. Тогда уравнение Бернулли приобретает вид формулы № 21.

С другой стороны, известно, что статический напор $H_{ст}$ в потоке отличается от динамического (полного) $H_д$ напора на величину $dv^2/2g$, т. е. может быть подсчитан по формуле № 22. Динамический же напор $H_д$ гидравлического насоса дает формула № 23, а полный динамический напор H_{N_i} в конце любого участка — формула № 24.

Литература

1. Краткий автомобильный справочник. М.: Транспорт, 1995. — 129 с.
2. Брюханов О.Н., Коробко В.И., Мелик-Аркелян А.Т. Основы гидравлики, теплотехники и аэродинамики. М.: ИНФРА-М, 2010. — 254 с.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 629.488.27

УЛУЧШЕНИЕ МЕТРОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СИЛОВЫХ ПЛОЩАДОЧНЫХ СТЕНДОВ ДЛЯ ПРОВЕРКИ ТОРМОЗОВ АТС

Канд. техн. наук **А.Г. ОСИПОВ**

Иркутский ГТУ (3952. 52-59-81)

Рассматривается вариант улучшения метрологических характеристик силового площадочного стенда.

Ключевые слова: *автотранспортное средство, безопасность движения, проверка тормозов, силовой площадочный стенд, площадочная опора, метрологическая характеристика.*

Osipov A.G.

THE IMPROVEMENT METROLOGICAL CHARACTERISTICS OF FORCE PLATFORM TEST BAD FOR CHECK-UP BRAKE SYSTEMS IN ATS

The way for improvement metrological characteristics of force platform test bad is considered.

Keywords: *motor vehicle, safety traffic, check-up brake systems, force platform test bad, platform bearing, metrological characteristics.*

С увеличением плотности транспортных потоков на существующих и новых российских дорогах значительно повышается роль технических мероприятий, направленных на обеспечение безопасности движения. Это совершенно очевидно: статистика ДТП свидетельствует, что ежегодно на дорогах страны погибают и получают ранения различной тяжести более 270 тыс. человек, а экономике наносится социально-экономический ущерб, превышающий 720 млрд руб. Более того, комплексные мероприятия, включающие такие федеральные целевые программы, как "Повышение безопасности дорожного движения в 2006—2012 годах", "Повышение безопасности дорожного движения в 2013—2020 годах" и др., пока что ощутимых результатов не дали: в 2011—2012 гг. наблюдался хотя и несколько замедлившийся, но все-таки рост числа ДТП. То есть проблема как была, так и остается в числе острейших. И решать ее нужно как можно быстрее. Причем по всем направлениям — законодательном, организационном, финансовом и инженерном. В частности, значительную роль должны сыграть меры,

направленные прежде всего на совершенствование тормозных систем, а также периодические проверки тормозов с целью оценки эффективности торможения и соответствия параметров процесса нормативным документам [1, 2].

Инструментом такой оценки служат, как известно, тормозные стенды с цилиндрическими (роликовые) или плоскими (площадочные) опорными поверхностями для установки колес тестируемых осей АТС. С ужесточением требований к этой оценке (ее надежности и точности) и те и другие, естественно, подвергаются модернизации.

Например, специалистами Иркутского ГТУ в последние годы разработаны новые модификации инерционных роликовых (см. "АП", 2007, № 5) и силовых площадочных стендов ("АП", 2010, № 4), имеющие улучшенные, по сравнению с параметрами и характеристиками серийных силовых роликовых и инерционных платформенных стендов, конструктивные параметры. При этом их создатели исходили из следующих соображений.

Так, занимаясь силовым площадочным стендом (пат. № 2391237, РФ) они приняли во внимание результаты анализа метрологических параметров таких стендов, приведенные в работе [3] и говорящие о том, что эти стенды имеют несколько недостатков.

Во-первых, колеса тестируемой оси АТС довольно сложно установить точно на продольных осях симметрии их площадочных опор. В результате при торможении возникает момент сил, разворачивающий опору и создающий боковые реакции, способствующие появлению дополнительных сил трения, которые препятствуют перемещению опор в продольном направлении и вносят в измерения тормозной силы $P_т$ погрешность, достигающую 20...25 %.

Во-вторых, в шаровые направляющие площадочных опор стенда в процессе его эксплуатации всегда попадают различные загрязнения, из-за которых возникают дополнительные силы и моменты трения, препятствующие продольному перемещению опор. Их вклад (погрешность) в измеренные тормозные силы — до 15 %.

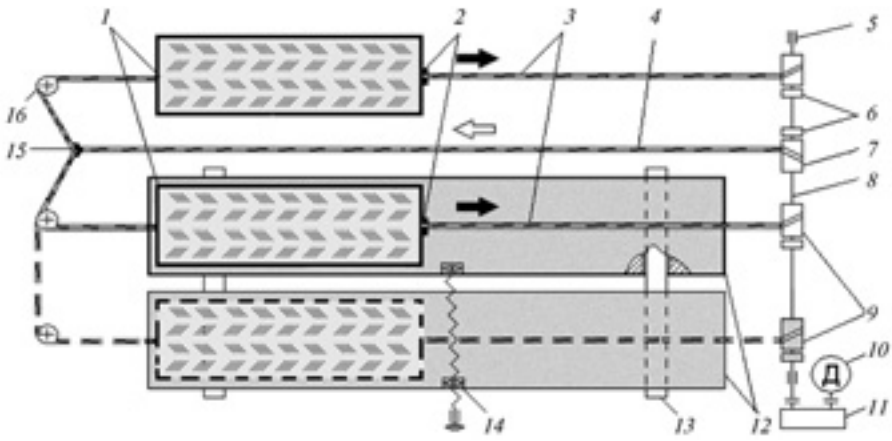


Рис. 1. Принципиальная схема привода площадочных опор модернизированного силового площадочного стенда:

1 — площадочная опора; *2* — датчик тормозной силы; *3* — тяговый стальной канат; *4* — стальной канат возврата опор в рабочее положение; *5* — установочный подшипник; *6* — сцепная управляемая муфта; *7* — барабан возврата опор в рабочее положение; *8* — приводной вал; *9* — тяговые барабаны; *10* — электродвигатель; *11* — вариатор; *12* — подвижная платформа; *13* — направляющая скольжения; *14* — ходовая винтовая передача; *15* — уравнитель стальных канатов; *16* — направляющий блок

В-третьих, точность измеряемых на стендах параметров торможения зависит от стабильности усилия и скорости нажатия на тормозную педаль: при изменении этих усилия и скорости в случае появления на площадочных опорах продольных колебаний погрешность измерения может доходить до 50 %. (Правда, данный недостаток в основном относится к инерционным платформенным, а не силовым площадочным стендам, поскольку на площадочных опорах последних продольные колебания отсутствуют до конца проверки тормозов, т. е. до момента блокирования колес.) Отсюда был сделан вполне логичный вывод: если устранить перечисленные выше недостатки, т. е. колеса тестируемой оси АТС при проверке тормозов устанавливать на продольных осях симметрии площадочных опор так, чтобы сами опоры перемещались в продольном направлении синхронно и прямолинейно, а нажатие на тормозную педаль осуществлять автоматически и с постоянными усилием и скоростью, то тормозные силы будут действовать на продольных осях симметрии площадочных опор и поэтому не будут создавать разворачивающих моментов, боковых реакций и дополнительных сил трения, препятствующих перемещению опор в продольном направлении. Следовательно, погрешности измерения тормозных сил будут сведены к минимуму. Синхронное же движение опор строго прямолинейно позволит реализовать на стенде принцип обратимости движения, а постоянные усилия и скорость нажатия на тормозную педаль сделают разброс измерений параметров торможения незначительным.

Все перечисленное — инженерные задачи, которые и были решены на кафедре конструирования и стандартизации в машиностроении Иркутского ГТУ (см. "АП", 2009, № 9). Для этого (рис. 1), во-первых, одну из подвижных в продольном направлении площадочных опор *1* установили на подвижную платформу *12,* имеющую ходовую винтовую передачу *14*, что позволяет перемещать платформу *12* по направляющей скольжения *13* в поперечном направлении вместе с площадочной опорой *1.* Во-вторых, вместо силовых гидравлических (пневматических) цилиндров привода площадочных опор применили тяговые стальные канаты *3*, которые наматываются на расположенные на одном приводном валу *8* и одинаковые по размерам тяговые барабаны *9.* Приводной вал *8* через ва-

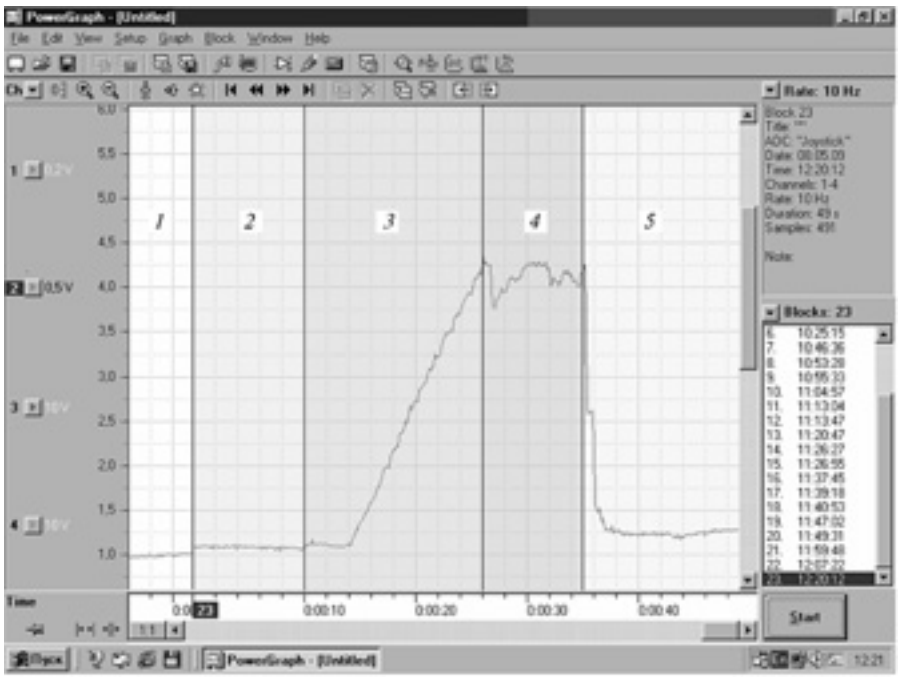


Рис. 2. Тормозная диаграмма, снятая с помощью модернизированного площадочного стенда

риатор *11* соединен с электродвигателем *10*.

Проверка тормозов АТС на таком модернизированном стенде осуществляется по следующей технологии.

1. Подвижные опоры *1* с помощью ходовой винтовой передачи *14*, перемещающей платформу *12* в поперечном направлении по направляющим *13* скольжения, устанавливаются по колее колес тестируемой оси АТС так, чтобы колеса оказались строго на продольных осях симметрии этих опор.

2. Тяговые барабаны *9* выставляются на приводном валу *8* так, чтобы крепления тяговых стальных канатов *3* к барабанам находились на продолжении оси симметрии соответствующих площадочных опор *1*. В таком положении они жестко фиксируются с помощью сцепных управляемых муфт *6*, что обеспечивает синхронное прямолинейное движение опор.

3. АТС своими свободно вращающимися колесами тестируемой оси медленно наезжает на опоры *1*, не вызывая продольных колебаний этих опор (участок *1* тормозной диаграммы, показанной на рис. 2), и данные колеса размещаются на продольных осях симметрии опор.

4. АТС фиксируется с помощью двух упоров (башмаков), устанавливаемых под колеса нетестируемой оси. (При проверке тормозов полноприводных АТС колеса нетестируемых осей устанавливаются на роликовые опоры, и АТС фиксируется от продольного перемещения дополнительными техническими средствами.)

5. На педаль тормоза крепится устройство ее автоматического привода.

6. Вариатором *11* в системе приводного вала *8* задается требуемый скоростной режим протяжки площадочных опор.

7. Оператор или автомат включает в работу электродвигатель *10*, в результате чего тяговые барабаны *9*, жестко соединенные с приводным валом *8* посредством сцепных управляемых муфт *6*, начинают наматывать на себя тяговые стальные канаты *3*, приводя тем самым в движение площадочные опоры *1* навстречу АТС (участок *2* тормозной диаграммы).

8. При движении площадочных опор *1* срабатывают расположенные на них датчики начала движения. Они включают сигнальное световое устройство, автоматический привод тормозной педали (участок *3* тормозной диаграммы). Сигналы датчиков после усиления и преобразования поступают на обработку в компьютер.

9. При блокировании колес тестируемой оси (участок *4* тормозной диаграммы) предоставляется возможность, в случае необходимости, исследовать колебательные процессы, вызванные взаимодействием тормозящего колеса с опорной поверхностью.

10. Тормозные механизмы растормаживаются, АТС съезжает со стенда (участок *5* тормозной диаграммы), проверка тормозов оси заканчивается, управляемые муфты отключают тяговые барабаны *9* от приводного вала *8* и соединяют с этим валом барабан *7* возврата.

11. Включается двигатель *10*, и на центральный барабан 7 возврата наматывается стальной канат *4*, который с помощью уравнителя *15* и блоков *16* возвращает подвижные опоры *1* в исходное рабочее положение.

Такая технология позволяет зафиксировать абсолютные значения как сил сопротивления движению, созданных работой тормозных механизмов (участки *3* и *4* тормозной диаграммы), так и сил сопротивления качению площадочных опор и колес АТС (участок *2* тормозной диаграммы), т. е. оценить, причем с высокой точностью, фактические тормозные качества АТС, что исключает вероятность ошибок при выполнении как ТО, так и государственных технических осмотров АТС.

Литература

1. Технический регламент. О безопасности колесных транспортных средств: от 10 сентября 2010 г., утвержд. ППРФ № 706. 2010. URL: //http://www.minprom.gov.ru/ministry/dep/autoprom/does/project/0.
2. ГОСТ Р 51709—2001. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки. М.: ИПК Изд-во стандартов, 2001.
3. Федотов А.И. Анализ метрологических параметров площадочных стендов для контроля тормозных систем АТС // Особенности эксплуатации автотранспортных средств в дорожно-климатических условиях Сибири и Крайнего Севера, проблемы сертификации, диагностики, контроля технического состояния: матер. 83-й междунар. науч.-техн. конф. "Ассоциации автомобильных инженеров" (Россия. Иркутск 18—20 сентября 2013 г.). Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2013. С. 3—19.

УДК 629.11.012.25

ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ СБОРКИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ В РЕДУКТОРАХ АВТОМОБИЛЕЙ

Кандидаты техн. наук **Б.В. ШАНДРОВ** и **И.А. БУЛАВИН, А.Ю. ГРУЗДЕВ**

Университет машиностроения (МАМИ) (8.985. 926-68-34)

Приведены конструктивные варианты технологической оснастки, предназначенной для выполнения прессовых соединений наружных колец подшипников с корпусом редукторов ведущих колес автомобиля.

Ключевые слова: *технологическая оснастка, подшипники, редуктор, гарантированный радиальный натяг, погрешности взаимного положения колец.*

Shandrov B.V., Bulavin I.A., Gruzdev A.Yu.

ACCESSORIES FOR THE ASSEMBLY BEARING ARRANGEMENTS IN GEARS OF CARS

Constructive options of industrial equipment for performance of pressovy connections of external and internal rings of bearings are considered.

Keywords: *industrial equipment, bearings, the reducer, the guaranteed radial tightness, errors of mutual provision of rings.*

Подшипники ведущей и ведомой шестерен редукторов ведущих мостов АТС при сборке устанавливают, как известно, с гарантированным диаметральным натягом. При этом для наружных колец этот натяг в месте соединения кольца с корпусом может составлять, в зависимости от применяемой посадки, 0,03...0,09 мм, а для внутренних колец с валом — 0,02...0,04 мм.

Чтобы получить такие натяги, усилие на пиноли пресса должно находиться, в зависимости от геометрии, шероховатости и материала охватывающей и охватываемой деталей, в диапазоне 0,5...2,5 кН (500...2500 кгс). Но если кольцо подшипника в процессе выполнения продольно-прессового соединения имеет перекос, то это усилие возрастает на порядок — до 5...8 кН (5000...8000 кгс). Причем опыт показывает: у наружных колец подшипников склонность к перекосу при выполнении прессовых соединений больше, чем у внутренних. Причин тому две. Во-первых, у наружного кольца соотношение его высоты к диаметру меньше, во-вторых, при его запрессовке в корпус стенки последнего — не такие хорошие направляющие, как вал для внутреннего кольца.

Однако названные выше обстоятельства, к сожалению, в технических условиях на сборку редукторов не регламентируются: считается, что точность установки наружного кольца гарантированно обеспечивается точностью расточки отверстия, а установка внутреннего кольца — точностью изготовления вала. Чего на самом деле в первом случае нет: например, исследования качества и точности неподвижных соединений наружных колец подшипников после их запрессовки в корпус показывают, что погрешности в технологических процессах сборки редукторов являются систематическими. Это хорошо видно из рис. 1, на котором приведены пять вариантов переноса наружного кольца подшипника при его запрессовке в корпус редуктора и влияние этих перекосов на форму поверхности качения колеса. Любой из вариантов, как видим, дает существенную деформацию кольца и, как следствие, погрешность формы его поверхности качения. Эта погрешность может превышать исходную (в состоянии поставки в 20...40 и 1...2 мкм соответственно). Ее форма имеет характерный профиль в виде кольца ("почки", направленной наружу или внутрь, величина которой пропорциональна действительному перекосу ΔT после запрессовки).

Для контроля биения торца и отклонения колец подшипников от круглости авторы разработали схему

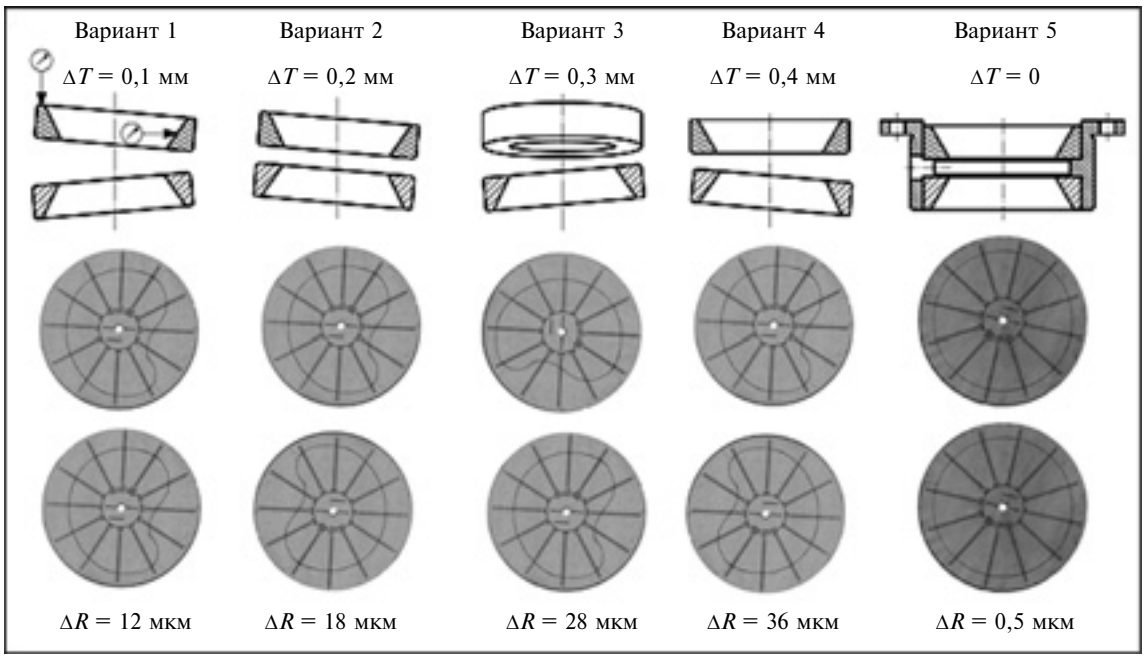


Рис. 1. Влияние перекоса наружных колец подшипников на точность формы их поверхности качения

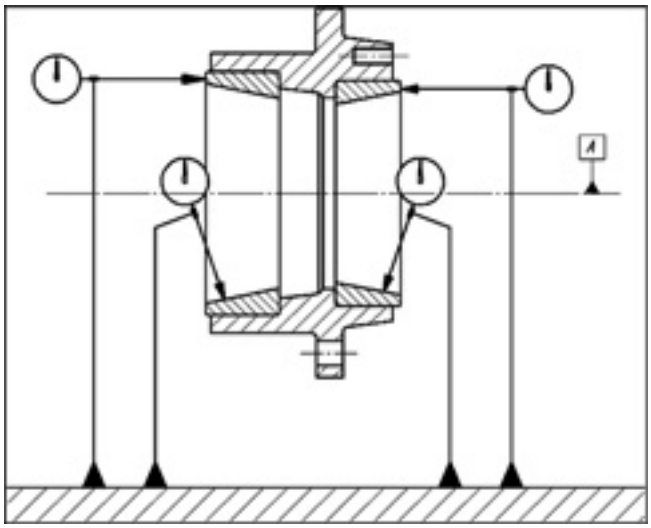


Рис. 2. Кинематическая схема контроля точности запрессовки колец подшипников в корпус

контроля точности запрессовки колец (рис. 2). Технология измерений довольно проста: контролируемый узел подшипника устанавливается на оправке, которую проворачивают с остановками через каждые 10...15° и в определенных точках по шкалам измерительных устройств считывают действительные отклонения от перпендикулярности торцев колец относительно оси их вращения.

Пример реализации предлагаемой схемы в конструкции контрольного приспособления для проверки точности расположения наружных колец подшипников после их запрессовки в корпус показан на рис. 3. В этой конструкции предусмотрены четыре индикатора часового типа с ценой деления 0,01 мм и четыре индуктивных датчика с диапазоном измерения 0...0,5 мм (*2*, *8*, *11 19*). Контролируемый узел устанавливается на двух вращающихся (*15*, *16*) на шарикоподшипниках (*14*, *17*) второго класса точности конусах. Верхняя часть контрольного приспособления устанавливается на съемной центральной скалке *10*. Измерительная часть индикатора через угловые равноплечие рычаги *5* и его аналоги, связана с контролируемой поверхностью наружных колец. Чтобы измерить контролируемые параметры, корпус приходится поворачивать на 3...5 оборотов.

Конструкция этого приспособления имеет центральную скалку *6*, жестко связанную с основанием *1*. Для устранения люфтов и зазоров на хвостовике скалки предусмотрено резьбовое соединение, гайка *9* заворачивается от руки. Индикаторы на кронштейнах *3* и *7* контролируют отклонения от круглости, а индикаторы на кронштейнах *12* и *18* — биение торца.

В МАМИ для непосредственного измерения погрешностей формы поверхностей наружных колец подшипников после их запрессовки в корпус редуктора используется кругломер "Калибр-290" (рис. 4). С его помощью, в частности, было установлено, что даже при перекосе, равном 0,1 мм, погрешность ΔR формы поверхностей качения наружного кольца может превышать исходную погрешность на подшипниках в состоянии поставки в 10...12 раз, а при запрессовке с перекосом 0,4 мм — в 30...40 раз. И совершенно очевид-

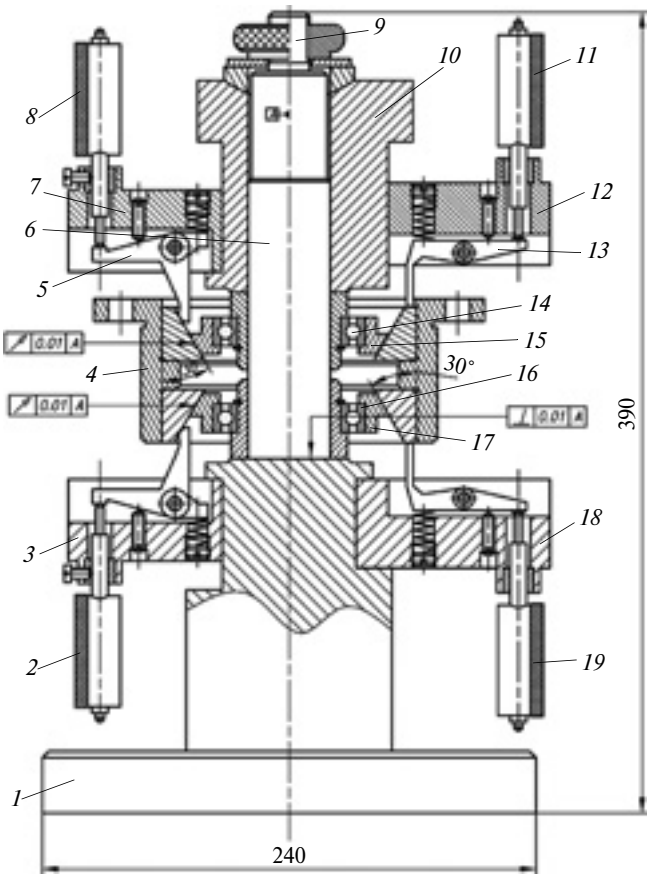


Рис. 3. Приспособление для проверки точности запрессовки наружных колец подшипников в корпус редуктора:

1 — основание; *2*, *8*, *11*, *19* — индикатор; *3*, *7*, *12*, *18* — кронштейн; *4* — корпус редуктора; *5*, *13* — рычаг; *6* — центральная скалка; *7* — упор рычага; *9* — гайка; *10* — съемная скалка; *14*, *17* — шарикоподшипник; *15*, *16* — конус

Рис. 4. Исследование точности формы поверхности качения после запрессовки колец в корпус на кругломере "Калибр-290"

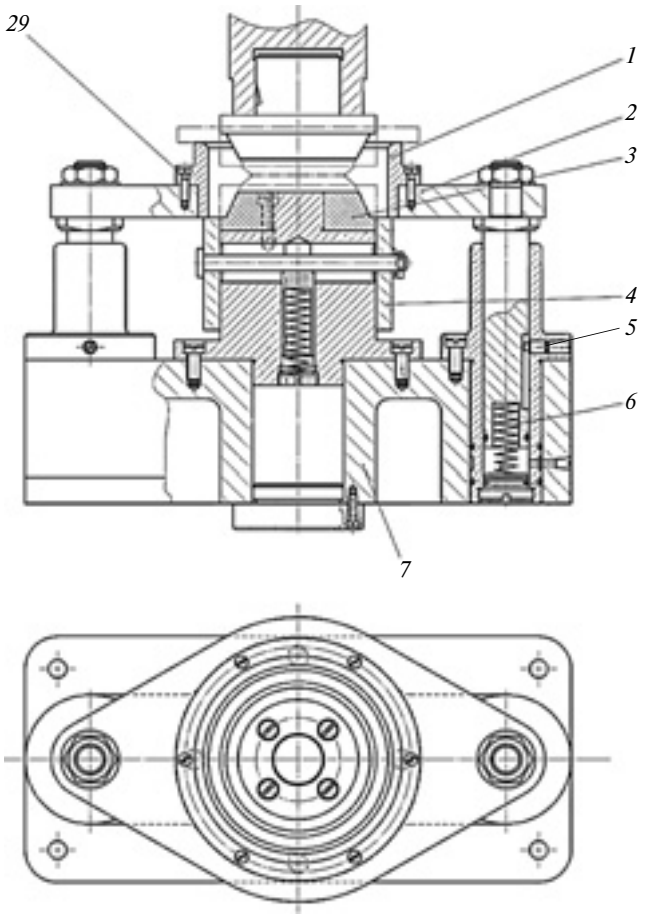


Рис. 5. Технологическая оснастка для запрессовки наружных колец подшипников в стакан ведущей шестерни редуктора заднего моста автомобиля ЗИЛ-133ГЯ:

1 — установочная втулка; *2* — плита; *3* — конус; *4* — подпружиненная втулка; *5* — направляющая втулка; *6* — подпружиненная скалка; *7* — корпус

но, что такие погрешности сборки ("фальш-напряг") неизбежно приведут к нарушению работы самих подшипников и работоспособности редукторов в целом. Потому что из-за них резко возрастает момент трения в редукторе, что нарушает работу конической передачи, ведет к появлению шума, вибраций и перегреву редуктора.

Понятно, что разработка контрольных приспособлений — не самоцель. Для специалистов МАМИ они, во-первых, стали инструментом, позволившим выявить закономерности, связанные со сборкой подшипниковых узлов редукторов, и, во-вторых, основой для создания технологической оснастки для выполнения прессовых соединений с гарантированным натягом (А.с. № 1733944 и 1157286). Например, на рис. 5 показана технологическая оснастка для запрессовки одновременно двух наружных колец подшипников в стакан ведущей шестерни редуктора заднего моста автомобиля ЗИЛ-133ГЯ. Эти кольца устанавливаются на базовых конусах *3* с небольшим (0,2...0,3 мм) зазором, а стакан подшипников базируется на плавающей плите *2*, установленной на двух подпружиненных скалках *6*. Для базирования стакана подшипников на этой плите предусмотрена специальная съемная установочная втулка *1*; верхнее кольцо на верхнем установочном конусе *3*, закрепленном в пиноли пресса, удерживаются магнитами.

Две скалки *6* перемещаются в направляющих втулках *5*, жестко связанных с корпусом *7*. Для выталкивания стакана с запрессованными кольцами после отвода пиноли пресса вверх предусмотрена подпружиненная втулка *4*. Главное техническое требование: непараллельность торцев на центрирующих конусах *3*, через которые передается сила запрессовки, не должна превышать 0,02 мм.

Аналогичные оснастки созданы и для сборки подшипниковых узлов редукторов других АТС. Так, на рис. 6 показана оснастка для запрессовки наружных колец в стакан подшипников ведущей шестерни редуктора автомобиля ЗИЛ-131. При работе с ней кольца перед их запрессовкой также устанавливаются на базовых неподвижных конусах *3* с небольшим зазором. Через них и передается усилие пресса на противобазовые их торцы. Для более точного центрирования в конструкции предусмотрена центральная скалка *7*, соединяющая верхнюю и нижнюю части приспособле-

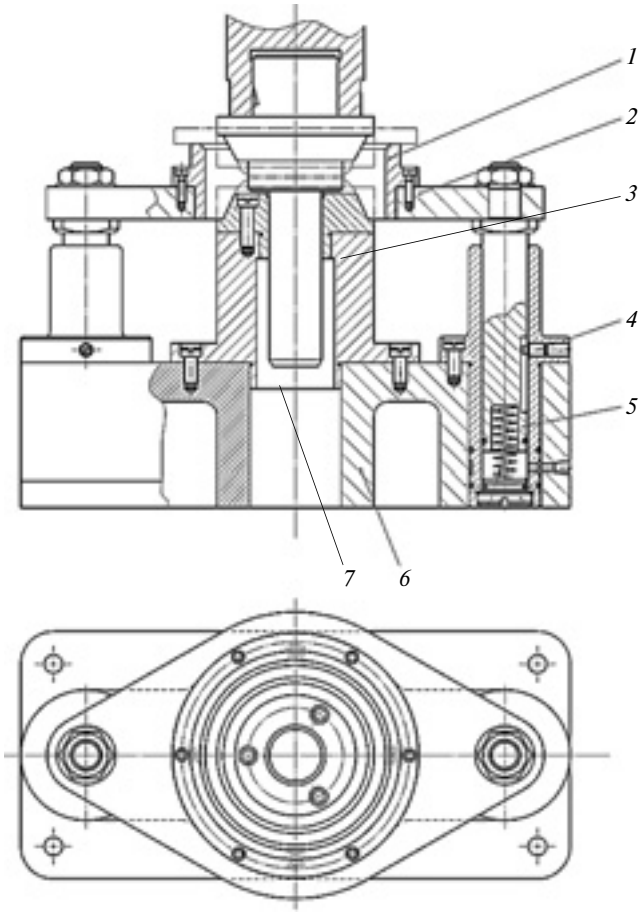


Рис. 6. Приспособление для запрессовки колец подшипников с направляющей скалкой для сборки подшипникового узла редуктора автомобиля ЗИЛ-131:

1 — установочная втулка; *2* — плавающая плита; *3* — конус; *4* — направляющая втулка; *5* — скалка; *6* — корпус; *7* — центральная скалка

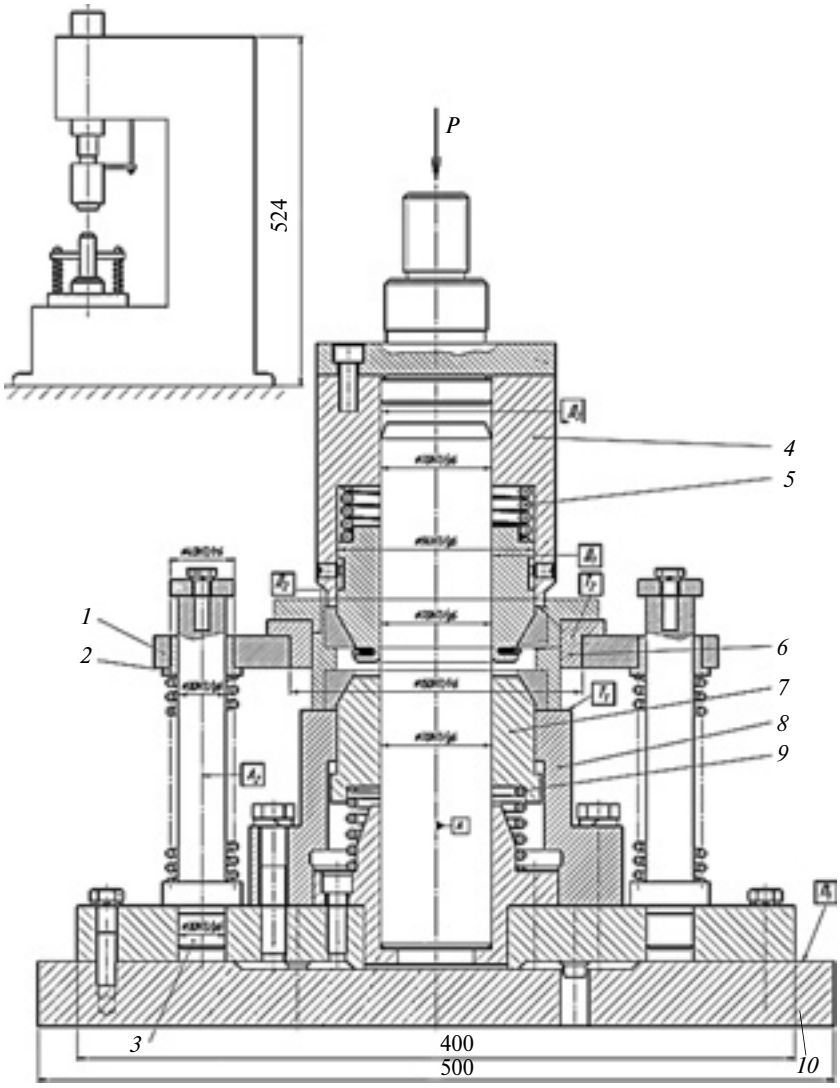


Рис. 7. Приспособление для запрессовки колец подшипников с плавающими конусами при сборке редукторов автомобилей КамАЗ и ведущих мостов автобусов ЛиАЗ, собираемых на ОАО "КамАЗ":
1 — плавающая плита; *2* — направляющая втулка; *3* — скалка; *4* — корпус; *5* — пружина; *6* — установочная втулка; *7* — плавающий конус; *8* — неподвижный конус; *9* — пружина; *10* — плита-основание

ния, что исключает перекос колец из-за несоосности пиноли и нижней части приспособления, установленной на столе пресса.

Корпус подшипникового узла размещается в специальной установочной втулке *1*, которая базируется на плавающей плите *2*. Конусы для базирования колец — сменные. Две скалки *5*, поддерживающие плавающую плиту *2*, выполнены на пружинах и перемещаются в направляющих втулках *4*, жестко связанных с корпусом *6*. Центральная скалка *7* позволяет более точно установить приспособление на столе пресса.

В принципе, такая же оснастка сделана (рис. 7) и для запрессовки наружных колец в стакан подшипников ведущей шестерни редуктора автомобиля КамАЗ и автобусов ЛиАЗ (А.с. № 1157286, 1096489 и 1116295, СССР). Плавающая плита *1* этой оснастки установлена на четырех скалках *3*. Кроме того, для более точного центрирования колец используются плавающие конусы *7* и центральная скалка. Стакан подшипников устанавливается в специальной втулке *6*. Плавающий конус *7* вместе с пружиной *9* размещен в специальном неподвижном корпусе *8*, жестко связанным с плитой-основанием *10*. Верхний плавающий конус вместе с пружиной *5* расположен в подвижном корпусе *4*, закрепляемом на пиноли пресса. Плита *1* перемещается по скалкам *3* на специальных направляющих втулках *2*.

Это приспособление работает совместно с 10-тонным гидравлическим прессом.

В числе других приспособлений, выполненных по аналогичной схеме, можно назвать технологическую оснастку для запрессовки колец подшипников в картер редуктора заднего моста автомобиля ГАЗ — "Газель" и редуктора автомобиля ГАЗ-2310 "Волга", а также оснастку, имеющую не одну центральную, а две боковые скалки, плавающие плиту на пневмопружинах для базирования корпуса редуктора (стакана подшипников) и конусы для расположения колец подшипников. Эта оснастка обеспечивает удобный доступ к месту установки колец и корпуса, что упрощает операцию запрессовки колец.

В ряд созданных специалистами МАМИ оснасток входит и оснастка для запрессовки внутренних колец подшипников на шейку вала-шестерни, в которой для более точного центрирования этих колец шестерня перед ее запрессовкой фиксируется в двух плавающих центрах. Есть в данном ряду и оснастка для запрессовки внутренних колец подшипников на чашку дифференциала с одновременной запрессовкой ведомой шестерни. В ее конструкции предусмотрена плавающая оправка — опора для базирования самой чашки и центрирования ведомой шестерни.

В заключение следует подчеркнуть, что все варианты разработанной в МАМИ технологической оснастки выполнены с учетом главного принципа базирования в технологии машиностроения — совмещения конструкторских и технологических баз, что позволяет повысить точность выполнения прессовых соединений, сократить трудоемкость сборки редукторов, связанную с повторными разборками и сборками отдельных их узлов, повысить их качество и эксплуатационную надежность.

УДК 629.066 (510)

КИТАЙСКАЯ ПРОГРАММА РАЗВИТИЯ ПРОИЗВОДСТВА АВТОМОБИЛЕЙ, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ИСТОЧНИКИ ЭНЕРГИИ

Канд. экон. наук **С.Л. САЗОНОВ**
Институт Дальнего Востока РАН (499. 723-35-08)

В 2013 г. эксперты министерства промышленности и информации КНР отметили, что более трети потребляемого в стране объема нефтепродуктов приходится на автомобильный транспорт и что резкий рост производства автомобилей (к 2020 г. их парк превысит 200 млн) неизбежно создаст угрозу энергетической безопасности и приведет к катастрофической зависимости Китая от импорта нефти. И угрозу безопасности экологической: в 2013 г. качество воздушной среды 90 % крупнейших городов КНР уже не соответствует экологическим стандартам, причем 80 % загрязнение создают именно выбросы автомобильного транспорта. В ответ на эти экологические угрозы правительство КНР разработало «План действий по предотвращению загрязнения окружающей среды на период 2013—2017 гг.», главная из задач которого — добиться, чтобы к 2020 г. в структуре энергопотребления доля использования возобновляемых источников энергии, практически исключающих вероятность загрязнения окружающей среды, составила не менее 15 %. К 2030 г. — 28...32 % и к 2050 г. — 30...40 %.

Этому документу предшествовали очень серьезные исследования и сделанные на их основе выводы, касающиеся приоритетных инновационных разработок, которые должны были позволить Китаю в течение 10 лет занять значительный сегмент мировых продаж конкурентоспособных высокотехнологичных АТС и оборудования. Причем в список таких приоритетных разработок не вошли легковые автомобили с традиционными ДВС. По двум причинам: из-за чрезвычайно сильной конкуренции на мировом рынке автомобилей, выпускаемых ведущими западными и азиатскими производителями, и потому что китайское руководство поняло: разрыв в традиционном технологическом уровне между КНР и развитыми странами настолько велик, что в ближайшее время его вряд ли можно сократить. (Глава Государственного комитета по развитию и реформам на состоявшемся в 2012 г. в г. Тяньцзинь международном автосалоне заявил: «И правительство, и руководство автомобильных фирм КНР должны ясно осознать, что в течение еще долгого периода на международном рынке не произойдет бурного роста спроса на традиционные китайские автомобили.) Поэтому для решения задачи, поставленной в названном выше «Плане», было решено использовать ту нишу, где стартовые условия мировых лидеров автомобилестроения практически одинаковы — производство АТС, использующих альтернативные источники энергии.

Так, в 2011 г. Госсовет КНР одобрил «Программу развития автомобилестроения на основе энергосбережения и новой энергетики (2011—2020 гг.)», которая несколько позже (в 2013 г.) была детализирована постановлением правительства «О плане развития производства энергосберегающих автомобилей на период 2013—2020 гг.», учитывающим то, что за 2003...2013 гг. Китай вложил 2 млрд юаней (300 млн амер. дол.) в разработку энергосберегающих автомобилей, результатом чего стали более 500 патентов на новейшие изобретения. Эта программа предусматривала, что инвестирование в развитие производства автомобилей, использующих новые виды энергии, в течение ближайших 10 лет составит более 100 млрд юаней (15 млрд амер. дол.), из которых 50 млрд юаней будет направлено на НИОКР, 20 млрд — на совершенствование технологий и 30 млрд — на рекламу и продвижение новинок на рынок. Кроме того, 15 млрд выделялось на создание соответствующей инфраструктуры электроразрядных станций. В итоге, согласно прогнозу фирмы «Сэсайти оф Аутомотив Инжинир оф Чайна», совокупные инвестиции в НИОКР только по тематике производства электромобилей и автомобилей с комбинированной (гибридной) силовой установкой в 2013—2015 гг. должны превысить 46 млрд юаней. То есть программа была нацелена на превращение Китая в мирового лидера по производству «зеленых автомобилей», увеличение его доли в мировом объеме производства этих автомобилей с 2,7 % в 2015 г. до 35 % — в 2020 г.

Решать эту задачу, по замыслу руководства КНР, будут три ведущие китайские автомобилестроительные фирмы с ежегодным объемом производства в 1 млн и две компании — по 500 тыс. АТС, а еще два-три китайских автомобильных производителя должны стать ведущими мировыми поставщиками комплектующих для автомобилей-гибридов и электромобилей. В результате к 2020 г. выпуск таких АТС должен составить 5 млн в год, в том числе 4 млн электромобилей.

Как видим, программа беспрецедентна по рыночным перспективам и амбициозности. Но и вполне реальна, поскольку предусматривает разработку и массовое производство целой линейки АТС, конкурирующих с обычными автомобилями прежде всего по цене. Объясняется это тем, что совершенствование технологий и налоговые льготы производителям таких

АТС позволит сделать их дешевле автомобилей с бензиновыми двигателями.

И правительство КНР с 2011 г. приступило к льготному финансированию их производства. Но одновременно, оно, веря в успех, зарезервировало за собой право снижать размеры дотаций автомобильным производителям после того, как объем продаж новых типов АТС превысит 50 тыс. ед. Потому что приняли соответствующие меры. В частности, заявлено, что покупатели электромобилей будут полностью освобождаться от налога с продаж, а покупатели гибридов — платить лишь его половину. Кроме того, и те и другие не будут платить дорожные сборы и освобождаются от оплаты муниципальных парковок.

Дополнительные дотации покупателям новых типов АТС должны поступать и от местных властей, причем их размеры могут варьироваться от 10 до 60 тыс. юаней (1500...9000 амер. дол.).

Так и произошло. Например, муниципальные власти пяти городов (Шанхая, Шэньчжэня, Ханчжоу, Хэфэя и Чанчуня) начали реализовать пилотную программу субсидирования покупки автомобилей-гибридов в размере 40 тыс. юаней (6 тыс. дол.), а электромобилей — 60 тыс. юаней (10 тыс. дол.). В 2013 г. эта программа (срок ее действия до 2015 г.) была распространена на 28 городов. Согласно ей, субсидии предоставляются не только покупателям, но и производителям АТС, использующих альтернативные источники энергии. При этом местные власти наделены правом освобождать их владельцев от уплаты транспортного налога.

Эти законодательные решения выполняются. К примеру, мэрия Пекина в 2013 г. приняла план увеличения к концу 2015 г. парка столичных частных автомобилей, использующих альтернативные источники энергии, до 70 тыс., а к 2017 г. — до 170 тыс. ед. Для побуждения пекинцев покупать экологически чистые АТС мэрия ввела в действие субсидирование покупателей электромобилей: муниципалитет доплачивает им до 120 тыс. юаней (20 тыс. долл.) и предоставляет автомобильный номерной знак без участия в городской лотерее по получению бесплатного номерного знака. Кроме того, с 28 января 2014 г. столичные власти приняли дополнительные меры по поддержке производства электромобилей: ввели субсидии, размер которых (10,8...63 тыс. юаней) зависит от пробега электромобиля без перезарядки.

В Программе «2013—2020» определена «дорожная карта» будущего технологического совершенствования электромобилей, которая гласит, что такие АТС по своим параметрам должны превосходить их лучшие мировые образцы. И она реализуется. Например, пробег разработанного фирмой «БАЙД» пятиместного электромобиля Е6 на скорости 120 км/ч составляет 220 км, что считается «революционным» прорывом, поскольку лишь недавно пробег, равный всего лишь 100 км, рассматривался в мире как предельный для электромобилей.

Еще один пример — пятиместный электромобиль-седан А380, разработанный американской фирмой «ЗАП» и китайской «Джейянг Донвэй Аутомобил»: он способен проехать без перезарядки 300 км со скоростью более 110 км/ч, а его стоимость составляет около 45 тыс. юаней (25 тыс. амер. дол.). Кроме того, на улицах Шэньчжэня с 2013 г. эксплуатируются первые 220 городских автобусов, работающих на электрической тяге. Такой автобус с полной загрузкой (120 пассажиров) и работающим кондиционером способен без дополнительной подзарядки в течение 10 ч проехать более 250 км, он потребляет 130 кВт · ч электроэнергии на 100 км пробега, полностью разряженная батарея заряжается за 4 ч, стоимость ее зарядки составляет 211 юаней (32 амер. дол.). В итоге его эксплуатация обходится на 75 % дешевле дизельного автобуса.

Программы субсидирования позволили муниципалитетам приобретать автомобили-такси на электрической тяге по цене, меньшей на 25 % цены легкового такси с ДВС. В результате, например, в Шэньчжэне электромобили постепенно вытесняют обычные такси, проезжающие в среднем ~250 км в день, муниципалитет этого города в 2013 г. довел парк городских электромобилей до 28 тыс. ед. и построил 200 электрозарядных станций.

Муниципалитет Шанхая пошел еще дальше. В 2013 г. он учредил фонд поддержки приобретения электромобилей жителями города: каждый из них на такой покупке сэкономит до 100 тыс. юаней (15 тыс. дол.), т. е. 30...50 % его цены. При этом он освобождается от необходимости участвовать в аукционе по покупке нового автомобильного номера, стоимость которого в Шанхае в 2014 г. доходит до 90 тыс. юаней (3,5 тыс. дол.).

По оценкам китайских специалистов, использование автомобилей с альтернативными источниками энергии позволит сэкономить их владельцам от 9 до 10 тыс. юаней (1,4...1,6 тыс. дол.) на средний пробег в 20 тыс. км и стимулируют продажи энергосберегающих автомобилей. Скажем, в 2013 г. рост продаж таких АТС превысил 38 %, а их общий парк составил 17,642 тыс. ед. Причем предпочтение отдается именно электромобилям: их продано 14 604.

Конечно, объемы этих продаж пока что сравнительно невелики: они не превышают 0,1 % общего объема продаж автомобилей в КНР. И, по всей видимости, в 2014 г. план правительства продать в этом году 160 тыс. электромобилей выполнен не будет: по прогнозам Китайской ассоциации автомобильных производителей (КААП), продажи возрастут только до 60...80 тыс. ед. Однако развитие рынка тихоходных АТС данного типа происходит стремительно: с 2009 по 2013 г. объем их производства вырос с 20 тыс. до 200 тыс. ед., т. е. в 10 раз. Причины — их ценовая привлекательность (630 тыс. юаней или 5 тыс. дол.) для жителей небольших городов и сельской местности, а также то, что большинство этих АТС производится на частных предприятиях без соответствующей государственной лицензии. Правда, эксперты скептически относятся как к их качеству, так, и соответствию экологическим стандартам, поскольку они работают на кислотно-свинцовых аккумуляторах. Но их покупают, и весьма охотно.

В больших городах предпочтение, разумеется, отдается электромобилям с литий-ионными аккумуляторными батареями. Поэтому их выпуск в Китае уже превысил 20 % общемирового, так как технологии их

производства и качество не уступают западным аналогам. И это становится благоприятным фактором в стремлении правительства переориентировать китайский автомобильный рынок с традиционных АТС на электромобили с такими батареями. Достаточно сказать, что в 2013 г. Госсовет КНР в постановлении «О проведении политики укрупнения и дальнейшего развития девяти ключевых отраслей промышленности КНР» определил, что к 2015 г. 90 % национального объема производства литий-ионных аккумуляторных батарей будут сконцентрированы на предприятиях 10 ведущих китайских производителей. Однако многие китайские ученые считают, что литий-ионные аккумуляторы — лишь временное решение: такие батареи емкостью 25 Вт/ч весят 250 кг, их удельная энергоемкость составляет 100 кВт · ч/кг, они обеспечивают около 200 км пробега, что в перспективе будет явно недостаточно. И правительство к этому мнению прислушивается: ведущие отечественные электротехнические фирмы ориентируются на то, чтобы они к 2015 г. довели энергоемкость батарей до 120 Вт · ч/кг, себестоимость — до 2 юаней за Вт · ч/кг, а к 2020 г. — соответственно до 200 Вт · ч/кг и 1,5 юаня за Вт · ч/кг. Кроме того, китайские ученые разрабатывают новые виды батарей — серно-литиевые с удельной энергоемкостью до 300 Вт · ч/кг, а также металлофосфатные, литий-полимерные и цинковоздушные; в более отдаленном будущем планируют создание более экономичных металловоздушных, имеющих удельную емкость 900...1600 Вт · ч/кг. По их прогнозам, к 2025 г. появятся совершенно новые батареи, которые при той же массе, что и нынешние литий-ионные аккумуляторы, позволят электромобилям проезжать без подзарядки до 800 км.

Но какими бы совершенными не были новые типы АТС, они не смогут конкурировать с обычными автомобилями без развитой инфраструктуры электростанций. Поэтому правительство КНР планирует ускорить создание общенациональной сети именно зарядных станций: упоминавшаяся выше «Программа 2011—2020» предусматривает это — к 2020 г. их в стране должно быть построено более 10 тыс. Для этих целей лаборатории фирмы «БАЙД» разрабатывают технологию «Быстрая заправка», которая позволяет обеспечить 50%-ю зарядку батарей электромобиля за 10 мин, 80%-ю — за 20 мин, а полную — за 1 ч. И крупнейшая китайская нефтяная фирма «Чайна Нашионал офшор ойл», а также автомобильная фирма «Черри» планируют создать в стране сеть заправочных станций, где клиенты смогут не только заряжать аккумуляторные батареи своих электромобилей, но и менять разряженные аккумуляторы на заряженные (своего рода мгновенная зарядка).

И дело не ограничивается планами. Государственная электросетевая корпорация Китая (ГЭКК) в 2012 г. начала строительство сети электроразрядных станций в 13 крупных городах КНР, включая Пекин, Шанхай, Тяньцзинь, Гуанчжоу, Хэфэй и Наньчан, и установила к 2014 г. в общей сложности 8107 электрозарядных установок на 174 электрозарядных станциях, расположенных в 27 городах. Например, в Пекине фактически за неполные два года построено 65 электрозарядных станций с 1200 электрозарядными установками, причем крупнейшая из них способна осуществить зарядку 120 автомобилей одновременно. В 2014 г. муниципальные власти Пекина решили установить еще более 1 тыс. электрозарядных установок, а в ближайшей перспективе их станет столько, что в пределах V столичного транспортного кольца они будут располагаться на расстоянии менее 5 км друг от друга.

Реализация одобренной Госсоветом КНР «Программы развития автомобилестроения на основе энергосбережения и новой энергетики (2011—2020)», по мнению специалистов, позволит отрасли перейти от стадии лабораторных исследований и разработок к полномасштабному производству принципиально нового вида АТС — электромобилей, обеспечить стране стабильный экономический рост, стимулировать инновационный прорыв в смежных отраслях, решить проблемы загрязнения окружающей среды и занятости, удовлетворить внутренний спрос, не попадая в зависимость от импорта нефти, и занять значительный сегмент мирового рынка нового поколения АТС.

Коротко о разном

Международный чемпионат по профессиональному мастерству *"WorldSkills International 2019"* может пройти в России, и студенты инженерных специальностей получат все шансы на победу. Одним из центров подготовки участников чемпионата станет московский Университет машиностроения (МАМИ).

"WorldSkills" — это своего рода мировая олимпиада, которая проводится среди специалистов прикладных областей в возрасте до 22 лет. Как и в большом спорте, между собой соревнуются команды разных стран. Соревнования проводятся по 50 направлениям — от сферы услуг и рабочих специальностей до областей, где требуется профессионализм высококвалифицированных инженеров. Самая объемная группа профессий и компетенций *"WorldSkills"* относится к высокотехнологичным видам профессиональной деятельности. Мировой чемпионат проходит раз в два года при партнерской поддержке крупных компаний, которые, как правило, по завершении делают победителям и участникам предложения о сотрудничестве.

24 июля 2014 г. премьер-министр РФ Дмитрий Медведев отметил, что проведение чемпионата в России — хорошая возможность привлечь внимание к рабочим профессиям. Мастера прикладных профессий востребованы в современном обществе, в то время как в традиционном высшем образовании прикладным аспектам профессий и усвоению практических навыков уделяется недостаточно внимания.

Университет машиностроения (МАМИ) с 2014 г. активно включился в гонку за лидерство по различным компетенциям *"WorldSkills"* вместе с другими инженерными вузами России, такими как МГТУ имени Н.Э. Баумана и МГИУ. Вовлечение российских вузов в проект, внедрение в образовательный процесс соответствующих методик и курсов позволит сфокусироваться на всесторонней подготовке будущих инженеров, которые должны владеть не только академическими знаниями, но и необходимыми в высокотехнологичных областях прикладными навыками.

Университет машиностроения традиционно делает особый акцент на прикладные аспекты высшего технического образования, а также является одним из идеологов темы соревновательности в образовательном процессе. В течение последних лет студенты вуза становились участниками международных инженерных соревнований по робототехнике и биотехнологиям; широко известны успехи команды Университета машиностроения — "FDR MAMI", которая вот уже 7 лет принимает участие в международном чемпионате "Формула студент". Университет машиностроения стал одним из первых инженерных университетов страны, который встраивает учебные модули *"WorldSkills"* в свои образовательные программы. Студенты вуза будут участвовать в мероприятиях по многим компетенциям, в том числе по работе в системах автоматизированного проектирования (CAD-системах), компьютеризованных системах управления приводами оборудования (со станками с ЧПУ), в области промышленного дизайна, мехатроники, мобильной робототехники, веб-разработки и многих других. Для наиболее полного развития соответствующих профессиональных качеств в Университете машиностроения будут переработаны многие профильные дисциплины, в том числе и базовые — "Начертательная геометрия", "Инженерная графика", "Компьютерное моделирование в 3D". Качественно новые требования будут включены в зачеты и экзамены. Студенты с первого курса будут выполнять типовые задания чемпионата, и результаты будут оцениваться по самым строгим критериям международного уровня. На старших курсах студенты будут развивать полученные компетенции, дополняя их фундаментальными знаниями и более сложными инженерными навыками, активно участвуя во все более сложных проектах и разработках.

29 июля 2014 г. на совместном совещании руководства вуза с представителями *"WorldSkills-Россия"* достигнута договоренность о создании на базе Университета машиностроения Федерального центра компетенций по САПР-технологиям, начата работа по подготовке дорожной карты.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Козловский В.Н., Панюков Д.И. — Ключевые аспекты внедрения автомобильного стандарта качества ИСО/ТС 16949 1

АСМ-факты 5

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Верещагин С.Б., Гладов Г.И., Демидов Л.В. — Направления развития многоопорных самоходных большегрузных транспортных средств . . . 7

Славуцкий В.М., Салыкин Е.А., Скоробогатов А.А., Харсов З.Х., Хуранов О.Л. — Об изменении свойств модернизированной топливной системы дизеля 9

Дидиков Р.А., Добрецов Р.Ю. — К вопросу о выборе кинематических схем шестеренчатых МРМ 12

Драгунов Г.Д., Якупов О.Р. — Унификация рулевых управлений модельного ряда автомобилей 15

Осипов А.Г., Королев П.В. — Колебания подвески АТС при переезде "лежачего полицейского" 18

Барашков А.А., Балакина Е.В., Кристальный С.Р., Попов Н.В., Фомичев В.А. — Расчет φ-*S*-диаграмм для шипованных шин 21

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Разговоров К.И. — Исследование дополнительных объемов ремонтных работ в регламентном техническом обслуживании автомобилей 23

Павлишин С.Г. — Системы поддержания работоспособности легковых автомобилей зарубежного и российского производства, реализуемые в Дальневосточном федеральном округе 24

Дубовик Е.А. — Гидравлический перерасчет привода стенда РУНА-5221 для ремонта ДВС автомобиля ЗИЛ 28

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ И МАТЕРИАЛЫ

Осипов А.Г. — Улучшение метрологических характеристик силовых площадочных стендов для проверки тормозов АТС 30

Шандров Б.В., Булавин И.А., Груздев А.Ю. — Приспособления для сборки подшипниковых узлов в редукторах автомобилей 33

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом

Сазонов С.Л. — Китайская программа развития производства автомобилей, использующих альтернативные источники энергии. 37

Коротко о разном 39

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И.В. Балабин — д-р техн. наук, **С.В. Бахмутов** — д-р техн. наук, **О.И. Гируцкий** — д-р техн. наук, **В.И. Гладков** — канд. техн. наук, **М.А. Григорьев** — д-р техн. наук, **А.С. Ковригин** — зам. генерального директора АСМ-холдинг, **С.М. Круглов** (МГМУ МАМИ), **Ю.А. Купеев** — д-р техн. наук, **Г.И. Мамити** — д-р техн. наук, **В.А. Марков** — д-р техн. наук, **А.В. Николаенко** — д-р экон. наук, **Э.Н. Никульников** — канд. техн. наук, **В.И. Пашков** (АМО "ЗИЛ"), **В.А. Сеин** — начальник аналитического отдела АСМ-холдинг, **Н.Т. Сорокин** — д-р экон. наук, **А.И. Титков** — канд. техн. наук, **В.Н. Филимонов** — ответственный секретарь

Белорусский региональный редакционный совет:

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

Технический редактор *Шацкая Т.А.*
Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 01.07.2014. Подписано в печать 03.09.2014.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Канцлер".
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.

ООО «Издательство Машиностроение»

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