ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 5 • май • 2013

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 656.09

МОДЕЛЬ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТРАТЕГИЧЕСКИХ ЦЕЛЕЙ РАЗВИТИЯ ПРЕДПРИЯТИЯ И ОТРАСЛИ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Д-р воен. наук, канд. техн. наук В.Н. ГРИГОРЬЕВ
ТОГУ (89653. 80-71-21)

Рассматривается модель определения стратегических целей развития предприятия и отрасли, которая позволяет их органам управления осуществлять стратегическое планирование деятельности в современных условиях.
Ключевые слова: *автотранспортное предприятие, социотехническая система, стратегические цели, стратегическое планирование, модель.*

Grigoriev V.N.

MODEL OF DETERMINING THE STRATEGIC OBJECTIVES OF DEVELOPMENT OF THE COMPANY AND INDUSTRIES

The model for determining the strategic objectives which allows the definition of strategic objectives authorities to carry out strategic planning in modern of conditions is considered.
Keywords: *transportation company, sociotechnical system, strategic objectives, strategic planning model.*

Исторический опыт существования различных социотехнических систем свидетельствует о необходимости своевременной оценки достигнутых ими результатов развития и корректировки их дальнейшего функционирования. Ибо, как гласит восточная мудрость, "отклонившись на шаг в начале пути, в скором времени окажешься на чужой дороге". Поэтому период, прошедший после распада Советского Союза, следует рассматривать как важный этап развития отраслей промышленности России: сформулированные в результате анализа этого распада выводы могут и должны послужить основой для понимания перспектив развития этих отраслей и страны в целом. Например, если взять автомобилестроение России, то по нему к настоящему времени проведено достаточно много исследований, обозначивших положительные и отрицательные моменты его развития, выявлены причины и следствия как удач, так и определенных упущений в его деятельности, сделаны выводы, в соответствии с которыми Правительство РФ уже на протяжении ряда лет принимает практические меры по формированию положительного направления вектора развития отрасли.

Тем не менее решить все проблемы большой, пространственно распределенной социотехнической системы, каковой, по сути, является автомобилестроительная отрасль, пока не удавалось. Хотя определенные успехи, безусловно, есть: невзирая на трудности, отрасль развивается, объемы обеспечиваемых ею перевозок растут, и многие руководители автотранспортных предприятий прогнозируют рост прибыли. Правда, такое оптимистическое прогнозирование базируется на решении двухфакторной оптимизационной задачи – снижением расходов и увеличением доходов предприятия. Что не совсем верно: проблема функционирования и развития отрасли с целью получения ею прибыли вне контекста человеческого фактора, обеспечения безопасности движения, организации работ по техническому обслуживанию и ремонту автотранспортных средств (АТС), состояния дорожной сети, придорожной инфраструктуры и т.д., т.е. внесистемного подхода, просто бессмысленно. Более того, и системный подход должен быть очень четко продуманным, а не только многофакторным. И база для такой продуманности есть. Это, в первую очередь, теория больших систем, создателем которой, по признанию большинства ученых мира, является А.А. Богданов, издавший почти век тому назад свое фундаментальное исследование "Тектология" [1].

Одним из основных законов этой теории является закон "наименьшего", согласно которому состояние системы в целом должно оцениваться состоянием наименее развитого и удовлетворяющего установленным требованиям ее элемента. Например, применительно к автотранспортному предприятию этот закон проявляется в выявлении отстающих структурных подразделений и воздействии руководителей, прежде всего, на них. Причем такая практика особенно эффективна в периоды выживания или кризиса. Однако и при стабилизации общей экономиче-

ской ситуации анализировать, прогнозировать ее развитие и принимать управленческие решения тоже необходимо. Об этом говорят не только исследователи в области теории управления [2], но и практика. Хотя, надо признать, единого понимания термина "управление" сейчас нет.

Так, если в отечественной практике управление это "функция организованных систем различной природы, обеспечивающая сохранение их определенной структуры, поддержание режима деятельности, реализацию их программ и целей" [3], то за рубежом под управлением подразумевают экономическую деятельность предприятия. Другими словами, сама целевая задача существования фирмы основывается на решении задачи минимакса в области экономики. Какой из этих подходов вернее, сказать трудно. Но факт остается фактом: для отечественной промышленности характерно применение термина "управление". Потому что только управленческие подходы позволяют решать проблемы системно, в тесной увязке с социальной, экономической и физико-географической средами функционирования системы.

Общеизвестно, что основу развития как отрасли, так и отдельного предприятия составляет планирование деятельности, которое обычно подразделяют на краткосрочное, среднесрочное и перспективное. Однако в последнее время наметилась [4] тенденция к детализации уровней планирования (см. таблицу).

Уровень планирования		Масштаб системы и горизонт прогнозирования, лет	
		Предприятие	Регион, отрасль промышленности
Краткосрочный	базовый	0,01...0,10	0,1...1,0
	тактический	0,1...1,0	1,0...2,0
Среднесрочный оперативный		1...2	3...5
Перспективный стратегический		3...5	10...30

Например, краткосрочный уровень планирования теперь все чаще делят на базовый и тактический, а среднесрочный и перспективный рассматривают как оперативный и стратегический соответственно. При этом достаточно четко определяются масштабы и горизонты системы. Например, стратегия предприятия может строиться в среднем на период, не превышающий пять лет, в то время как в отрасли этот показатель может составлять треть столетия. Поэтому от четкого и грамотного определения стратегического направления развития автомобильной промышленности в целом будет зависеть функционирование нескольких стратегических циклов каждого автотранспортного предприятия.

И это понимает все большее число производителей автомобильной техники. Например, крупнейшие зарубежные концерны во второй стадии производства той или иной модели АТС (в период ее массового сбыта), как правило, прилагали все усилия, чтобы уйти от жесткого планирования своей деятельности, к началу третьей (постиндустриальной) стадии почти всегда были вынуждены не только вернуться к нему, но и, развивая это направление, выходить на уровень стратегического планирования в целях обеспечения стратегического управления. Поэтому во второй половине прошлого столетия там и стала активно развиваться теория стратегического менеджмента.

Все это свидетельствует о необходимости тесного взаимодействия стратегии с планами развития предприятий различного профиля, а также любой отрасли промышленности страны. Тем более что к настоящему времени в области планирования организации деятельности предприятий накоплен значительный практический опыт, а на его основе созданы и апробированы многие модели экономических систем (системы Ф. Тейлора и А. Файоля, Л. Яккока и А. Морита, матрицы Эйзенхауэра и Бостонской консультативной группы).

Однако следует понимать, что обилие теорий и систем – не благо, а признак нестабильности экономических процессов и их зависимости от большого числа факторов. Так что зарубежный опыт это, конечно, хорошо, но нельзя пренебрегать и отечественным опытом. Скажем, опытом организации работ С.П. Королева при создании космической промышленности СССР, одним из принципов стиля руководства которого стала фраза-алгоритм "Критикуешь – предлагай. Предлагаешь – делай. Делаешь – отвечай".

Как видим, исследование вопросов принятия управленческих решений, планирования деятельности предприятия и организации производственных процессов было актуальным при любой общественно-экономической формации и принятых в ней экономических систем. Очевидно, так будет и впредь. Исходя из этого, была предпринята попытка создания модели принятия стратегических управленческих решений, как для отдельных отраслей промышленности, так и для конкретных предприятий.

В основу такого моделирования положены принципы системности, уравновешенности и динамичности, а замыслом модели стало положение о стремлении любой системы к гармонии, т.е. принцип Ле Шателье–Брауна. Его суть заключается в том, что всякое изменение в системе любого фактора равновесия влечет за собой превращение, стремящееся вызвать в этом факторе изменение, противоположное по знаку тому, которое ему сообщено.

Развивая данное положение, было выдвинуто предположение о том, что система будет находиться в состоянии дисбаланса до тех пор, пока место отсутствующего элемента не будет занято другим или какой-либо иной элемент системы не возьмет на себя его функции.

При анализе функционирования социотехнических систем следует учитывать тот очевидный факт, что изменения, которые происходят в них, могут быть инициированы как самой системой, так и управляющим воздействием на нее извне. Причем оба варианта, которые, по сути, относятся к частным вариантам динамического состояния системы, могут быть с помощью принципа Даламбера для уравнений динамики приведены в форму уравнений статики.

Другими словами, уравнения принципа Даламбера составляются, как и в статике (состоянии стабильности системы) для выбранного объекта – составного элемента системы.

В то же время из теории больших систем (общей теории систем) известно: любое изменение отдельно взятого параметра функционирования элемента системы неизбежно ведет к изменению как минимум другого параметра этого же элемента. На практике же число изменений может быть сколь угодно большим и затрагивать параметры других элементов системы.

Учет последнего обстоятельства обязывает управленца-руководителя решать задачу оптимизации на базе синергизма, помня о том, что нельзя везде и всюду иметь сильные позиции, т.е. что успех достигается на очень узких участках экономического пространства (участках прорыва, или стратегического направления). Значит, оценку сложившейся обстановки, предвидение ситуации, аналитическую основу и отчасти интуицию управленца можно назвать правильными, если они позволяют сосредотачивать максимально возможные силы и средства именно на этом участке.

Технологию определения стратегического направления (участка прорыва) и принятия соответствующего решения можно рассмотреть с помощью модели (рис. 1) стратегических целей развития отрасли промышленности (автотранспортного предприятия). Сегменты a_i круга на этом рисунке характеризуют сферы i-х интересов на рынке товаров и услуг, и a_{ij} – вид деятельности в зависимости от уровня планирования. Сумма же всех интересов предприятия, его «ниша» на рынке есть совокупность A всех этих сфер. Радиальные кольца b_j на рисунке – j-е уровни планирования в соответствующих сферах деятельности, которые от центра к окружности подразделяются, как сказано выше, на базовый, тактический, оперативный и стратегический уровни.

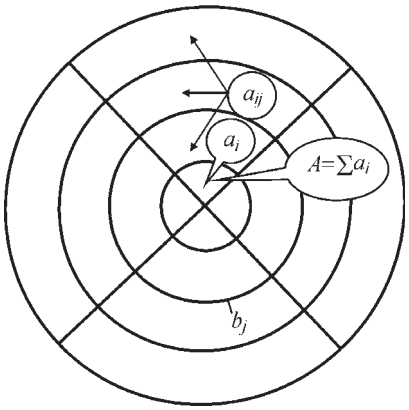


Рис. 1. Модель определения стратегических целей развития отдельного предприятия и отрасли промышленности

При оценке состояния предприятия и выработке предложений по его стратегическому развитию необходимо выявить все сферы интересов предприятия по направлениям производства товаров или оказания услуг. Например, для современного автотранспортного предприятия это могут быть перевозка пассажиров и грузов, в том числе в зависимости от расстояния; работы по техническому обслуживанию и ремонту АТС; ремонт (восстановление) и изготовление агрегатов, узлов и деталей; диверсификационные услуги и т.п. Далее необходимо выявить представленность интересов a_i каждого вида деятельности предприятия во времени в соответствии с уровнями планирования. Причем отсутствие вида деятельности на любом из уровней сферы деятельности предприятия будет свидетельствовать о неустойчивости системы уже в настоящем и, как следствие, при достижении данного временного уровня – в будущем.

Так, допустим, что АТП может ремонтировать карбюраторные двигатели в объеме, большем, чем требуется для собственных нужд. Очевидно, что его ремонтные мощности целесообразно задействовать для выполнения заказов сторонних организаций. Но поскольку оснастка и уровень подготовки специалистов ремонтного участка позволяют работать только с карбюраторными двигателями, то сложившееся положение может соответствовать лишь базисному и тактическому уровням планирования. Это объясняется тем, что уже на оперативном уровне (через два года) потребность в подобном виде работ может значительно сократиться, так как промышленность переходит на выпуск бензиновых двигателей, оснащенных системами впрыска топлива. И если сейчас предприятие стремится сохранить сектор по оказанию этого вида услуг, ему необходимо принимать решение на закупку соответствующего оборудования и обучения специалистов.

Таким же образом должны оцениваться направления развития всех сфер деятельности предприятия, а на базе анализа их оценки – формироваться одна-две стратегические цели.

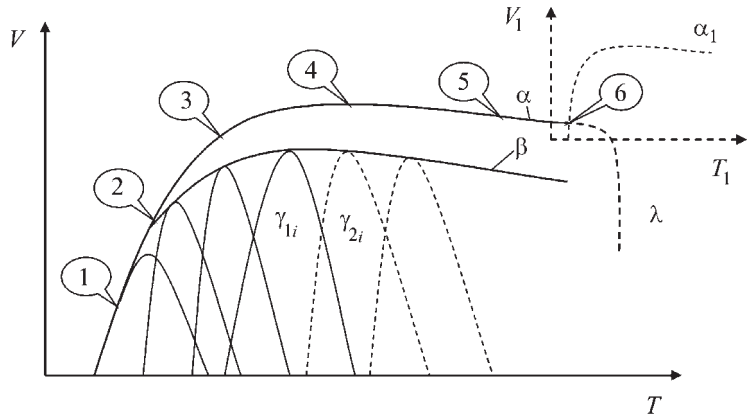


Рис. 2. Жизненные циклы стратегической цели предприятия и отрасли:

1 – зарождение цели; *2* – ее рост; *3* – насыщение; *4* – удовлетворение; *5* – замедление; *6* – ее спад; T – время; V – объем ресурсов (затрат); α – цикл стратегической цели; β – цикл спроса; γ_{1_i} – продукт, удовлетворяющий спросу; γ_{2_i} – продукт, удовлетворяющий спросу не в полном объеме; λ – спад стратегической цели; α_1 – цикл новой цели; T_1 – время новой стратегической цели; V_1 – объем новых ресурсов (затрат)

Жизненный цикл каждой такой цели зависит от условий функционирования системы и влияния на нее внешних, внутренних и пограничных факторов. Но вне зависимости от того, что по сути будет представлять собой данная цель, она неразрывно связана со спросом на нее. Поэтому ее жизненный цикл, как для предприятия, так и для отрасли можно представить в виде кривых Гомпарта (рис. 2). Например, для предприятия, как следует из рисунка, первоочередная задача управляющей системы – принятие управленческого решения в момент, соответствующий точке *б* на кривой α стратегической цели. Именно в этот момент нужно проводить моделирование деятельности предприятия (отрасли) в зависимости от уровней планирования и принятия новой стратегической цели. Если этим правилом пренебречь, то предприятие в ближайшей перспективе ждет потеря данной сферы деятельности ввиду отсутствия спроса в будущем на его продукт. То же можно сказать и об отрасли в целом.

Вывод очевиден: определение стратегических целей в зависимости от уровня планирования в сегментах производства продуктов предприятия по предложенной модели определения стратегических целей развития отрасли промышленности (автотранспортного предприятия) способствует ее стратегическому развитию и повышению конкурентоспособности в любых экономических условиях, в том числе и современных.

Литература

1. Богданов А.А. Тектология. Всеобщая организационная наука. Кн. 1. М.: Экономика, 1989. – 304 с.
2. Васильев Ю.В. и др. Теория управления. М.: Финансы и статистика, 2005. – 608 с.
3. Советский энциклопедический словарь. М.: Наука, 1980.
4. Анисимов О.С. Стратегия и стратегическое мышление. М.: Экономика, 1999.
5. Ансофф И. Стратегическое управление. М.: Экономика, 1989. – 303 с.

УДК 33

ХЕДЖИРОВАНИЕ ФИНАНСОВЫХ РИСКОВ ПРЕДПРИЯТИЙ АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ. ПРАКТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ[1]

Канд. техн. наук К.Ю. КУРИЛОВ
Тольяттинский ГУ

Хеджирование рисков удорожания стоимости сырья и комплектующих также может осуществляться с помощью деривативов. Однако оно, в отличие от хеджирования валютных рисков, на российских биржевых площадках для производителей автомобилей достаточно затруднительно, так как торговля необходимыми финансовыми инструментами (например, контрактами на алюминий и сталь) у них отсутствует. Кроме того, и ликвидность наших рынков невелика. Поэтому хеджирование рассматриваемых рисков более перспективно на зарубежных биржевых площадках, обладающих высокой ликвидностью, а также возможностью покупки фьючерсного контракта или опциона, "привязанного" к значению стоимости товарных ресурсов на одной из биржевых площадок. Например, на бирже LBMA основным товарным активом являются золото и серебро, на бирже LPPM – платина и полладий, на бирже LME – медь, алюминий, цинк, никель, свинец, олово и сталь.

Используя производные финансовые инструменты, которые торгуются на международных биржах, автопроизводитель может хеджировать риски удорожания стоимости сырья путем покупки производных финансовых инструментов аналогично приведенному выше примеру с хеджированием валютных рисков.

Учитывая определенную сложность в организации процесса хеджирования рисков, роста стоимости сырья путем покупки – продажи производных финансовых инструментов на международных финансовых рынках, на начальном этапе российским автомобилестроителям можно рекомендовать заключение внебиржевых контрактов с российскими банками, которые предлагают эффективные схемы хеджирования сырьевых рисков. Для этого между банком и производителем автомобилей должен быть заключен типовой договор ISDA, определяющий права и обязанности сторон в процессе хеджирования рисковых позиций клиента. Значительным преимуществом этого варианта хеджирования является отсутствие фактических сделок на рынке со стороны клиента, т.е. банк осуществляет покупку или продажу биржевого инструмента от своего имени по поручению клиента. Причем банки обычно пред-

Таблица 1

Инструмент	Преимущества	Недостатки
Фиксация цен (своп)	Защита цены приобретаемого актива. Не предполагает премии и комиссионные	Возможные потери в результате падения цены на актив
Покупка гарантии (опцион)	Защита цены приобретаемого актива	Высокая стоимость стратегии за счет уплаты премий и комиссионных
Ограничение колебаний (коллар)	Относительно небольшая стоимость финансового инструмента	Верхняя граница часто выше бюджетной цены, возможные потери в результате падения цены на актив ниже границы коридора

[1]Окончание. Начало см. "АП", 2013. № 4.

лагают три варианта хеджирования рисков изменения стоимости сырья: фиксация цен (своп); гарантирование максимального уровня цен (опцион); ограничение потенциальных колебаний цен (коллар). Их сравнительная характеристика приведена в табл. 1.

Рассмотрим пример хеджирования рисков роста стоимости сырья российских автомобилестроителей на примере алюминия – металла, который завоевывает все большую долю в автомобилях, производимых во всем мире, постепенно вытесняя традиционную сталь.

Российские автопроизводители оплачивают поставщикам за поставляемый алюминий по ценам, соответствующим среднемесячной его котировке на бирже LME (прямая *1* на рис. 2). Как видно из рисунка, цена на алюминий отличается высокой волатильностью: ее среднеквадратическое отклонение за период с 20.08.2007 г. до 28.05.2012 г. составило 421,7 долл., причем ее максимум (3 291 долл.) пришелся на 29.08.2008 г. На момент же формирования графика (28.05.2012) она находилась ниже средневзвешенной (2220,4 долл.) – 2019,5 долл. за 1 т.

Предположим, что в бюджете предприятия заложена средняя цена за период, т.е. 2220,4 долл. Существующая ситуация для предприятия положительна, так как бюджет по данной статье образует экономию в размере 200,9 долл. за 1 т потребяемого им алюминия. Если же цена вырастет, например, на величину среднеквадратического отклонения и достигнет 2441,2 долл., то бюджет по этой статье потеряет 220,8 долл. на каждой тонне потребляемого алюминия. Это вызовет соответствующий рост затрат на производство и, вероятнее всего, приведет к сокращению прибыли или убыткам, так как компенсация потерь с помощью повышения цены на реализуемые автомобили в условиях существующей жесткой конкуренции между производителями будет вряд ли возможна. Но выход из этого положения есть: предприятие может захеджировать риски путем приобретения внебиржевого контракта ISDA.

Теперь рассмотрим экономический эффект от вариантов хеджирования рисков, предлагаемых российскими банками.

Первый из них (см. табл. 1) фиксация цен, т.е. заключение сделки типа своп (swap). Ее цель зафиксировать цену закупаемого продукта (в нашем случае – алюминия) на определенном уровне в течение оговоренного периода, и если рыночная цена на него в течение оговоренного периода окажется ниже зафиксированной, покупатель выплачивает продавцу свопа разницу между фиксированной и рыночной ценами.

Второй вариант – покупка опциона колл (call), т.е. фиксация максимального уровня цен. Приобретая опцион, клиент получает право, но не обязанность осуществить покупку актива в указанную дату по заранее оговоренной цене (страйку). Если сформировавшаяся на дату истечения опциона рыночная цена выгоднее уровня страйка, то клиент отказывается от исполнения опциона и осуществляет сделку по рыночной цене. Покупка опциона клиентом предполагает выплату опционной премии. В отличие от соглашения своп опцион защищает покупателя не только от неблагоприятного изменения цены, но и позволяет "участвовать" в позитивном для клиента развитии рынка.

Третий предлагаемый вариант хеджирования – приобретение опциона колл (call) и продажа опциона пут (put). За счет этого достигается фиксация рыночной цены на закупаемый продукт в определенном гарантированном коридоре в течение оговоренного периода. В момент заключения сделки клиент выплачивает банку единовременную стразовую премию. Но можно подобрать границы коридора таким образом, что страховая премия будет равна нулю.

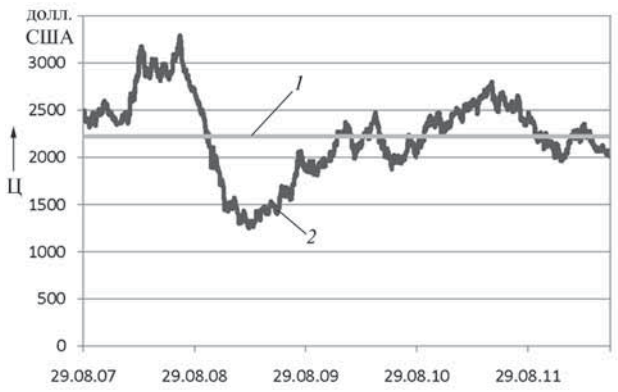


Рис. 2. Динамика изменения цен на алюминий на LME за период с 29.08.2007 по 28.05.2012 гг.:

1 – средняя цена за тонну; *2* – изменение цены

Комбинация пут и колл с минимальной премией позволяет добиться практически идеального для предприятия варианта хеджирования. Так, если рыночная цена окажется выше фиксированной цены (вернее, границы коридора), то банк выплачивает клиенту разницу между фиксированной и рыночной ценами. Если же рыночная цена в течение оговоренного периода окажется в границах коридора, то обязательства по опционам обнулятся без выплат дополнительных премий и комиссий, а если она опустится ниже границы коридора, предприятие будет нести убытки.

Оценим стоимость алюминия при различных вариантах изменения цен, исходя из трех возможных сценариев (бычий тренд, медвежий тренд и боковой тренд) и следующих условий: дата: 28.05.2012 г. Спот: 2019,15 долл. за 1 т алюминия. Соглашение своп может быть заключено по средневзвешенной цене в размере 2220,4 долл. за 1 т. Премия продавцу опциона колл (банку) составляет 35 долл. при цене исполнения (страйка) 2250 долл. Нижняя граница комбинации опционов пут и колл – 2100 долл., верхняя граница – 2300 долл. Стоимость комбинации опционов пут и колл – 0 долл.

В табл. 2 приведено сравнение вариантов хеджирования рисков изменения стоимости сырья в результате заключения внебиржевого договора ISDA. Из нее видно, что ни один из предлагаемых инструментов хеджирования рисков предпочесть нельзя, так как при различных сценариях результат от операций по хеджированию рисков будет различным. Например, в случае значительного падения рынка наиболее выгодным будет отсутствие инструментов хеджирования. При этом, выбирая между инструментами, дешевле всего обойдется покупка опциона. При стабильном рынке и бычьем тренде наиболее выгоден своп. В условиях неопределенности, при наличии тенденций роста цен на актив будет выгоден коллар. Поэтому для принятия окончательного решения о выборе того или иного варианта хеджирования необходимо оценить ценовой риск например, с помощью метода "Монте-Карло", используя временной ряд, характеризующий колебание цен на тот или иной актив.

Еще один вопрос: как захеджировать риски роста процентных ставок по привлекаемым российскими производителями кредитам? С помощью биржевых и внебиржевых деривативов, т.е. аналогично рискам изменения стоимости валютных и сырьевых ресурсов. При этом необходимо отметить, что хеджирование рисков изменения процентных ставок особенно важно именно для предприятий автомобилестроения, так как большинство из них привлекают за-

Таблица 2

Показатель	Цена актива	Своп	Колл	Коллар	Без хеджа
Стоимость хеджирования долл. США	–	0	35	0	0
Медвежий тренд (снижение цен), долл. США	2000,0	2220,4	2035,0	2100,0	2000,0
Боковой тренд (цены значительно не изменяются), долл. США	2120,00	2220,40	2054,15	2120,00	2120,00
Бычий тренд (рост цен), долл. США	2500,00	2220,40	2054,15	2300,00	2500,00

емные средства не только на краткосрочной основе для пополнения оборотного капитала, но и на долгосрочной основе – для финансирования программ по перевооружению и модернизации оборудования. Поэтому рост процентных ставок свыше запланированных в бюджете может значительно ухудшить финансовое положение фирмы и даже привести к сворачиванию инвестиционных программ.

Немаловажен и такой вопрос: существуют ли риски применения хеджирования для предприятий автомобильной промышленности? Попытаемся ответить на него.

Операции, связанные с торговлей деривативами, всегда относились к числу высокорискованных. Более того, можно привести множество примеров операций с производными финансовыми инструментами, которые стали причиной значительных потерь и даже банкротства хозяйствующих субъектов, осуществляющих операции с деривативами. Наиболее известный из них – банкротство английского банка "Барингс", проводившего незаконные операции с производными финансовыми инструментами одного из трейдеров банка, а также крупные потери японского "Суммито" в результате неправильной стратегии торговли срочными "медными" контрактами на LME. Поэтому автомобилестроительные предприятия, формирующие систему хеджирования рисков изменения стоимости активов, должны одновременно предусматривать систему предотвращения и ограничения потерь в результате заключения срочных сделок. Причем строить такую систему следует во взаимосвязи с общей системой хеджирования рисков изменения стоимости активов, используемых в процессе хозяйственной деятельности российских автомобилестроительных предприятий.

При построении системы хеджирования рисков на предприятии большое внимание необходимо уделять также цикличности экономических процессов, финансовых и товарных рынков, т.е. процессов повторения подъемов и спадов объемов производства, цен на активы финансовых и товарных рынков и т.д. Дело в том, что автомобилестроение – одна из наиболее цикличных отраслей, поскольку спрос на ее продукцию периодически изменяется. При этом отрасль оказывается подверженной влиянию множества видов циклов, начиная от циклов длиной в два–три года, до циклов, имеющих большую длительность [4]. Кроме того, она сталкивается с циклами изменения стоимости сырья и валюты, процентных ставок. Поэтому построение системы хеджирования без учета временных циклов может привести к ситуации, в которой предприятие, осуществляя операции по хеджированию, заведомо теряет финансовые ресурсы, затрачиваемые на хеджирование (рис. 3).

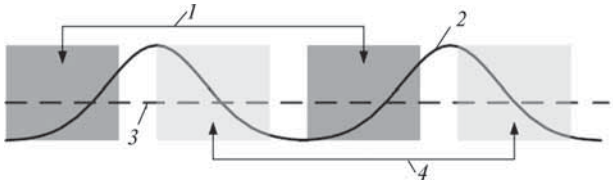


Рис. 3. Динамика изменения цен на "цикличный" актив:

1 – наиболее благоприятные периоды для хеджирования роста стоимости активов; *2* – цена актива; *3* – средняя цена актива; *4* – наименее благоприятные периоды для хеджирования роста стоимости активов

Вместе с тем, начиная операции по хеджированию в начале цикла, предприятие может получить значительную выгоду от хеджирования рисков роста цен на актив. При этом для диагностирования циклов и их основных параметров (амплитуда, период, фаза и пр.) должны использоваться как наиболее простые методы (визуальное наблюдение и средние величины), так и программные продукты, основанные на статистических методиках выявления циклов (например, на методе Бокса–Дженкинза), спектральном анализе и анализе Фурье.

В целях систематизации циклов и выявления силы их влияния на финансово-хозяйственную деятельность предприятия автор предлагает формировать специальные учетные документы, отражающие основные параметры циклов, период, когда они были диагностированы, и их влияние на финансово-хозяйственную деятельность предприятия. Он считает также, что в случае значительных операций по хеджированию рисков на предприятии целесообразно иметь специальное подразделение, задача которого отслеживать цикличность различных процессов, связанных с финансово-хозяйственной деятельностью. В качестве такой структуры может выступать комитет по управлению рисками, созданный при совете директоров автомобилестроительных корпораций или отдельный комитет по цикличности при одном из органов управления.

При построении системы хеджирования рисков необходимо обеспечить ее связь с системой бюджетирования автомобилестроительного предприятия. При этом именно предполагаемый бюджет предприятия, наряду с информацией о волатильности тех или иных биржевых активов, должен стать базой для принятия решения о хеджировании каких-либо рисков. И работа должна идти примерно в таком порядке.

На первом этапе выявляется уязвимость статей бюджета предприятия для рисков колебания цен на любой биржевой актив, используемый в хозяйственной деятельности. Для этого оцениваются исторические данные о фактах невыполнения той или иной бюджетной статьи по причине роста цен (например, на металлы), а также с помощью определения тесноты связи между показателями (корреляции) исследуется зависимость затрат от цен на биржевые активы по соответствующим статьям. Так, можно найти коэффициент корреляции между стоимостью иностранной валюты и затратами на приобретение импортных комплектующих, затратами на приобретение стального листа и биржевыми ценами на сталь, оплату процентов и колебаниями ставок LIBOR и т.д. И если коэффициент корреляции более 0,6, то это свидетельствует о наличии зависимо-

Рис. 4. Блок-схема процесса хеджирования во взаимосвязи с процессом бюджетирования

Рис. 5. Оптимальная для ОАО "АвтоВАЗ" структура управления операциями хеджирования

сти между показателями затрат и ценами на биржевой актив и о будущем успешном хеджировании тех или иных рисков.

Возможен и поиск «экзотических» зависимостей путем оценки влияния затрат на приобретение конкретных комплектующих. В качестве примера можно привести каталитический нейтрализатор отработавших газов, в котором используется палладий, имеющий биржевые котировки и, как следствие, возможность для хеджирования роста его стоимости.

На втором этапе определяется возможный эффект от хеджирования (потенциальный убыток от изменения цен на актив) и сравнивается с затратами на проведение операций по хеджированию рисков. Если этот эффект превышает затраты на его осуществление, предприятие должно принимать решение о хеджировании рисков и выборе инструментов хеджирования.

Третий этап – оценка фактического эффекта хеджирования рисков и проведение необходимых корректировок. Блок-схема процесса хеджирования во взаимосвязи с процессом бюджетирования показана на рис. 4.

Наконец, главный для практики вопрос: как построить схему хеджирования рисков на конкретном предприятии? Если коротко, то совет сводится к следующему. Систему хеджирования рисков на конкретном автомобилестроительном предприятии нужно формировать с учетом масштабов его деятельности и имеющейся структуры управления. Для одних предприятий будет целесообразно, как сказано выше, создать специализированную службу по хеджированию рисков, передав ей практически все функции – от выбора инструментов хеджирования и покупки производных ценных бумаг до анализа бизнес-циклов предприятия и отрасли, а также циклов изменения стоимости активов и внесения соответствующих корректировок в бюджет предприятия. Для других же, например ВАЗа, будет более выгодным использовать уже имеющийся функционал и структуру с созданием в ней дополнительных подразделений групп (рис. 5).

В заключение нельзя не сказать следующего.

В настоящее время отечественное автомобилестроение находится на переломном участке своего развития: вступление России в ВТО, усиление конкуренции придают архиважное значение скорейшей работе по оптимизации всех видов затрат не только путем тривиального их сокращения по всем статьям, но и путем поиска методов безболезненного для производства и потребителей их сокращения. Одним из возможных вариантов последнего следует считать хеджирование рисков роста стоимости сырья и финансирования, а также изменения курсов валют. И это главный и наиболее эффективный способ оптимизации затрат без снижения потребительских свойств продукции.

-факты

"Группа ГАЗ" до конца 2013 г. поставит 709 автобусов ГолАЗ для транспортного обслуживания гостей и спортсменов XXII Олимпийских зимних игр и XI Паралимпийских зимних игр в Сочи. Контракты на сумму свыше 6 млрд руб. заключены между ООО "Русские автобусы – Группа ГАЗ" и основным транспортным оператором Олимпиады ГУП "Мострансавто", которое получит: 282 автобуса большого класса ГолАЗ-5251 "Вояж" (включая 150 машин в специальном исполнении для пассажиров с ограниченными возможностями передвижения и пользователей инвалидных колясок), 370 автобусов особо большого класса ГолАЗ-6228 (включая 77 машин в специальном исполнении) и 57 туристических автобусов ГолАЗ-52911 "Круиз".

Специальные "олимпийские" модификации автобусов ГолАЗ были разработаны "Группой ГАЗ" совместно с компанией "Скания Русь", которая также является поставщиком Игр 2014 г. в Сочи. С февраля по июль 2012 г. были проведены эксплуатационные испытания новых машин на олимпийских маршрутах, а теперь ГолАЗы задействованы в обслуживании тестовых соревнований на олимпийских объектах в Сочи.

Автобусы для олимпийских игр будут изготовлены на шасси "Скания" экологических стандартов "Евро-4" и "Евро-5" с роботизированной коробкой передач "Оптикруз" в специальной комплектации. Применяемые системы курсовой устойчивости (ESP) и круиз-контроль позволяют сохранить устойчивость и управляемость автобуса, регламентировать заданную скорость при его движении на дальние расстояния в различных режимах. Для обеспечения возможности установки противогололедных цепей изменены колесные арки. Машины будут оснащены навигаторами ГЛОНАСС, оборудованием электронного информирования пассажиров (автоинформатор) на русском и английском языках, а также Wi-Fi. В кабинах водителя и в салонах автобусов будут установлены видеокамеры обзора салона и маршрутные видеокамеры с возможностью передачи данных на пульт диспетчерской. Использование этих систем позволит гарантировать безопасность пассажиров, отслеживать в реальном времени движение транспортных средств на маршрутах и быстро реагировать на изменение пассажиропотока.

Салон ГолАЗ-5251 "Вояж" рассчитан на 60 человек, в том числе 53 посадочных места, ГолАЗ-6228 – на 95 человек (63 посадочных места), ГолАЗ-52911 "Круиз" – на 45 человек. В салонах устанавливаются системы климат-контроля, комфортабельные сиденья с откидным столиком, багажные полки с индивидуальными сервис-блоками. Автобусы, предназначенные для пассажиров с ограниченными возможностями передвижения и пользователей инвалидных колясок, оборудуются подъемниками кассетного типа, специальным местом для размещения инвалидной коляски и кнопками вызова водителя.

***

Совместное предприятие "Соллерс-Буссан" (принадлежит в равных долях ОАО "Соллерс" и японской компании "Мицуи") при технической поддержке компании "Тойота" запустило во Владивостоке серийное производство автомобилей "Тойота Ленд Крузер Прадо". Логистика автомобилей, произведенных на Дальнем Востоке, будет осуществляться посредством железной дороги, что позволит наиболее эффективно и своевременно поставлять автомобили российским потребителям. На первом этапе предполагаемые объемы производства СП составят около 1000 автомобилей в месяц. Реализация проекта "Соллерс–Буссан" станет дополнительным стимулом для развития региона и позволит повысить доступность автомобилей "Тойота" для российских покупателей, и в частности для жителей Дальнего Востока.

***

Белорусский "Волат" выпустил первые экземпляры двух новых двухосных полуприцепов. Это МЗКТ-938А00-010ТС, предназначенный для перевозки контейнеров размерностью 1А, 1В и 1С, общей массой до 14,4 т при собственной массе 8 т, а также МЗКТ-938С00-010ТС грузоподъемностью 12,8 т и собственной массой 9,3 т – для транспортировки внедорожных транспортных средств. Обе модели предназначены для эксплуатации на скоростях до 80 км/ч, оснащены тормозами барабанного типа и АБС.

***

Автомобильный завод "Урал" подтвердил соответствие системы менеджмента качества стандарту ISO 9001:2008. Аудит провели специалисты компании "Интерсертифика-ТЮФ" совместно с "ТЮФ Тюринген" в основных производствах автвозавода "Урал" – автокомпонентном и автосборочном, а также в офисах ключевых служб предприятия. Аудиторы проанализировали бизнес-процессы предприятия в области проектирования, разработки и производства автомобилей, управления человеческими и финансовыми ресурсами, реализации продукции, послепродажного обслуживания автомобильной техники. Впервые сертификат соответствия системы менеджмента качества предприятия международному стандарту ISO 9001 версии 2008 сроком действия на три года автозавод "Урал" получил в 2011 г. и ежегодно подтверждает соответствие стандарту (Международная система менеджмента качества функционирует на предприятии с 1995 г.). Сертификат позволяет предприятию участвовать в тендерах на поставку продукции зарубежным потребителям.

***

Российское агентство по страхованию экспортных кредитов и инвестиций (ЭКСАР) заключило договор страхования с ООО "Тролза-Маркет" (г. Энгельс, Саратовская область), в рамках которого Агентством предоставлено страховое покрытие по экспортным поставкам высокопольных троллейбусов российского производства в Киргизию. Стоимость экспортного контракта составляет 6 млн долл. США. Агентство покрывает риск неплатежа покупателя по коммерческим или политическим причинам.

***

БелАЗ. В рамках реализации проекта "Создание мощностей и увеличение объемов производства и реализации карьерных самосвалов грузоподъемностью 90...450 т на 2011...2014 гг." закуплены станки с ЧПУ модели SR-32J и SR-32JN производства японской фирмы "Стар", что способствовало внедрению *технологии продольного точения*. Процесс резания ведется в непосредственной близости от люнетной цанги, через которую в процессе обработки проталкивается пруток, что позволяет обрабатывать на этом оборудовании детали с большим соотношением длины к диаметру без использования люнета. В отличие от обычного точения при продольном точении не резец перемещается к детали, а деталь сама наезжает на резец. Еще одно достоинство автоматов продольного точения – наличие на них контршпинделей, позволяющих в автоматическом режиме выполнить перехват детали из одного шпинделя в другой и завершить ее обработку с другого торца прямо на выход.

При обработке фронтальной и обратной сторон детали на станке возможно выполнение следующих операций: точение и растачивание; сверление; нарезание резьбы внутренней и наружной метчиком и резцом; с использованием приводного инструмента возможно внецентровое сверление; с использованием оси Y – сверление поперек оси и *выполнение фрезерных операций*. Таким образом, станки обладают высокой концентрацией токарных, сверлильных, фрезерных операций и набором инструментов для их выполнения, чтобы обеспечить высокую производительность и отличное качество изготавливаемых деталей.

УДК 621.431; 629.018

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ, ПОТРЕБЛЯЕМОЙ ТРАНСПОРТНЫМ СРЕДСТВОМ ПРИ НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ РАБОТЫ ДВС

Канд. техн. наук В.А. РАКОВ,
д-р техн. наук И.К. АЛЕКСАНДРОВ
Вологодский ГТУ (8.911. 502-15-86)

Рассматривается способ определения мощности, развиваемой ДВС автомобиля в городском режиме движения.
Ключевые слова: *транспорт, двигатель внутреннего сгорания, развиваемая мощность, расход топлива, переменная нагрузка.*

Rakov V.A., Alexandrov I.K.

DEFINITION ENERGY CONSUMPTION OF VEHICLES IN TRANSIENT REGIME CONDITIONS OF DVS

The method for determining power developed engine car in city driving conditions is considered.
Keywords: *transport, the internal combustion engine, developed capacity, fuel consumption, variable load.*

В качестве энергетических установок для транспортных средств используются, как известно, ДВС и электрические машины постоянного и переменного тока. И если измерение энергопотребления электрических машин технических сложностей не вызывает, то с энергетическим анализом ДВС все наоборот, поскольку для этого необходимо или индицировать ДВС, или измерять крутящий момент на его коленчатом валу. Что довольно сложно, хотя, в принципе, и возможно. Например, известен способ, при котором скорость вращения и крутящий момент на выходном валу двигателя или трансмиссии определяются с помощью датчика частоты и встраиваемого деформируемого измерительного элемента. Однако он сложен с точки зрения подготовки и проведения измерений. Предложен (пат. № 2042860 РФ) и косвенный способ, основанный на сравнении топливной экономичности ДВС, т.е. его энергетического КПД, в условиях стенда и в эксплуатации. При таком способе также определяется полезный расход топлива, что позволяет использовать его для определения полезной мощности ДВС транспортного средства за испытание. Но, к сожалению, точность этого способа весьма относительна. Все дело – в особенностях определения энергетического КПД, учитывающего только собственные потери двигателя. Поэтому значение средней мощности, полученное путем сравнения КПД, также будет индикаторным [1]. В реальности же внешние условия при движении в городе заставляют работать ДВС в неэффективных режимах, значительную часть времени близких к холостому ходу или даже в режиме выбега. Кроме того, переходные режимы работы двигателя также оказывают влияние на эффективность его использования, а значит, этот фактор должен быть учтен при определении средней потребляемой за испытание мощности.

Проанализировав названные и некоторые другие способы определения потребной мощности транспортного средства, авторы статьи разработали более точный способ, который позволяет находить мощность именно в условиях эксплуатации, т.е. при изменяемых положениях топливоподающего органа и сопротивления на выходном валу ДВС. Его суть сводится к следующему.

Энергетический КПД двигателя может быть представлен в виде формулы № 1 (табл. 1), из которой следует, что полезное количество $Q_{пол}$ топлива, затраченное ДВС за время t, представляет собой разность $Q_i - Q_м$ (формула № 2). Значит, для подсчета полезной энергии $W_{пол}$, выработанной ДВС за время t, предназначена формула № 3. Тогда среднее теоретическое значение полезной мощности $\overline{N}_{пол}$ ДВС за время испытания дает формула № 4.

Для оценки использования загруженности двигателя введем понятие "коэффициент $\eta_и$ использования ДВС по мощности", т.е. показатель, характеризующий степень загрузки двигателя при испытаниях (формула № 5). Очевидно, что его величина на режимах, близких к максимальным, недалека от единицы, а на режимах неполной нагрузки меньше единицы.

Значение теплового КПД ($\eta_т$) двигателя рассчитывается по известной его скоростной характеристике – зависимостям часового расхода $[G_т = f(n)]$ и мощности $[N_e = f(n)]$ от частоты вращения коленчатого вала (формула № 6).

Зная этот КПД и коэффициент использования двигателя, а также расход топлива за испытание, можно определить среднюю выходную мощность $\overline{N}_{вых}$ за время испытания (формула № 7).

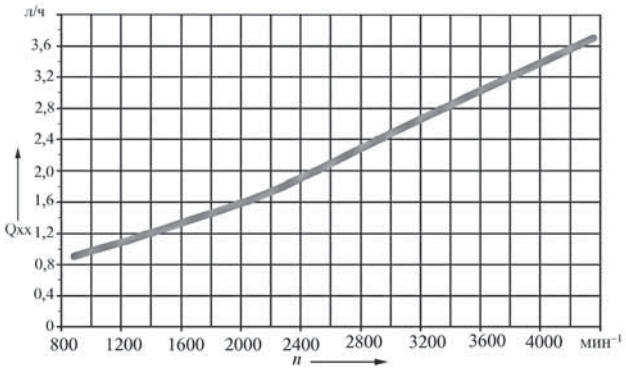
Приведенные выше соображения легли в основу методики проведения замеров. Согласно ей, двигатель автомобиля должен быть исправен и настроен в соответствии с рекомендациями завода-изготовителя. Необходимые измерения выполняются при движении автомобиля в реальных условиях. При этом сначала замеряется расход топлива ДВС без нагрузки, а затем во время поездки за время t, средняя частота n вращения коленчатого вала и расход Q топлива.

Отследить перечисленные параметры достаточно просто: с помощью электронного частотомера через систему зажигания фиксируется частота n, которая затем усредняется до $\overline{n}$; расход Q топлива за поездку и на холостом ходу измеряется с помощью расходомера; на автомобилях с электронной системой управления данные считываются компьютером – через колодку диагностики.

Во время испытаний учитываются условия, влияющие на развиваемую двигателем мощность:

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\eta_{эд} = \frac{Q_i - Q_м}{Q_i}$	Q_i – расход топлива за время t испытания автомобиля при изменяющейся величине крутящего момента M_e и частоте n вращения коленчатого вала, среднее значение которой равно $\overline{n}$; $Q_м$ – расход топлива за то же время на режиме холостого хода с $n_{хх} = \overline{n}$
2	$Q_{пол} = Q_i - Q_м$	–
3	$W_{пол} = (Q_i - Q_м)\rho H_u$	ρ – плотность топлива; H_u – удельная теплота сгорания топлива
4	$\overline{N}_{пол} = 10^{-3} \frac{(Q_i - Q_м)\rho H_u}{t}$	–
5	$\eta_и = \frac{\overline{N}_{пол}}{N_{max}}$	$\overline{N}_{max}$ – мощность двигателя по его внешней характеристике при $n = \overline{n}$
6	$\eta_т = \frac{N_e}{W_{общ}}$	$W_{общ}$ – энергия топлива, потребляемая двигателем в данный момент времени
7	$\overline{N}_{вых} = \frac{\eta_и Q_i \rho \eta_т H_u}{t}$	–
8	$Q_м = \frac{Q_{хх} t}{3600}$	–
9	$N_{max} = \frac{(Q_{max} - Q_{хх})H_u}{t}$	–



Зависимость расхода топлива двигателем, работающим на режимах без нагрузки, от частоты вращения коленчатого вала

экономичность, внутренние механические и тепловые потери, т.е. определяются энергетический КПД двигателя и эффективность его использования.

Предложенный способ применим как к дизельным автомобилям, так и к автомобилям с бензиновым двигателем, внешние скоростные характеристики которых известны. Его особенностью является небольшое время подготовки, простота подключения и измерения, так как он не требует каких-либо изменений конструкции транспортного средства.

Способ был реализован на автомобиле ВАЗ-21110. При этом для измерения расхода топлива использовались компьютер GAMMA Intellect-112, настроенный на измерения с погрешностью менее 2,5 % и электронный хронометр – часы.

Результаты измерений расхода топлива двигателя без нагрузки приведены на рисунке, а результаты

Таблица 2

№ испытания	$N_{пол}$, кВт	N_{max}, кВт	$\eta_и$	$N_{вых\ ср}$, кВт
1	6,08	24,00	0,25	1,30
2	15,66	26,00	0,60	4,74
3	21,90	26,00	0,84	8,61
4	24,17	26,92	0,90	10,45
5	23,23	25,56	0,90	9,54
6	14,15	22,64	0,62	4,57

шести испытаний на разных маршрутах движения в разное время суток – в табл. 2, порядок заполнения которой рассмотрим на примере второго из испытаний, при котором протяженность S поездки составила 7,1 км, ее продолжительность – 1080 с. При этом было израсходовано 0,85 л топлива, а средняя $n_{ср}$ частота вращения коленчатого вала оказалось равной 1284 мин$^{-1}$ (изменение частоты n по времени показано на рис. 2).

Расход $Q_м$ топлива при работе ДВС на $n = n_{ср}$ за время t находится по формуле № 8, а входящий в нее часовой расход $Q_{хх}$ на режиме холостого хода приведен на рис. 1: он равен 1,15 л/ч (0,885 кг/ч).

Располагая этими данными и зная плотность ρ топлива (ρ = 0,77 кг/л) и его теплотворную способность $H_и$ ($H_и$ = 4350 кДж/кг), по формуле № 4 легко определить полезную мощность $N_{пол}$: $N_{пол}$ = 15,66 кВт.

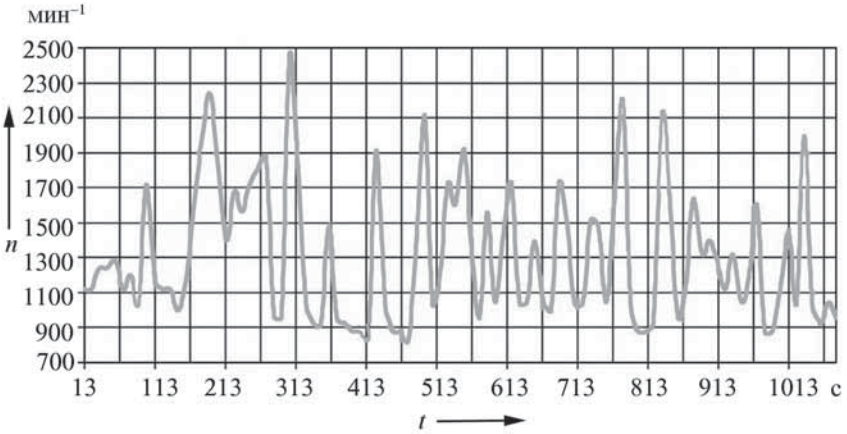


Рис. 2. Диаграмма изменения частоты вращения коленчатого вала ДВС во время испытания № 2

Далее, по внешней скоростной характеристике (рис. 3) двигателя находим расход топлива при $n_{ср}$ = 1284 мин$^{-1}$ и максимальный (Q_{max}) его расход (из рис. 1). Получаем: Q_{max} = 3,036 кг/ч. Тогда расчетную максимальную мощность (N_{max}) по внешней скоростной характеристике можно вычислить по формуле № 9. Она равна 26 кВт. Если ее теперь сравнить с

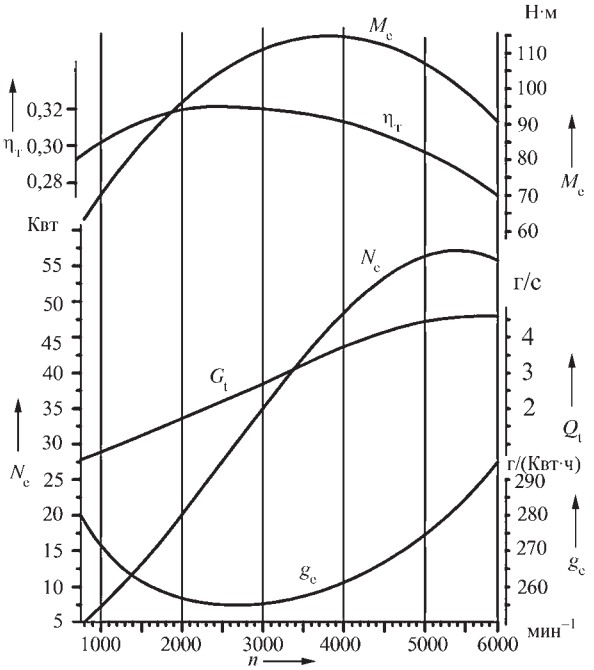


Рис. 3. Внешняя скоростная характеристика двигателя ВАЗ-2111

$N_{пол}$, то, очевидно, получим коэффициент $\eta_и$ использования двигателя (формула № 5): он равен 0,6.

Зная, что при 1284 мин$^{-1}$ ($n_{ср}$) $\eta_т$ = 30 % (см. рис. 3) и учитывая коэффициент $\eta_и$ использования двигателя, по формуле № 7 найдем среднюю за время t выходную мощность $\overline{N}_{вых}$: 4,74 кВт.

Таким образом, среднее значение выходной мощности двигателя ВАЗ-2111, установленного на автомобиле ВАЗ-21110, за период проведенного испытания составило 4,74 кВт (6,4 л.с.), среднее же значение за все шесть испытаний (см. табл. 2) – 6,53 кВт (8,9 л.с.).

При обработке экспериментальных данных выявилась одна любопытная деталь: ДВС не менее 30 % времени поездки не участвует в движении, т.е. автомобиль перемещается медленным накатом, при переключении передач или вообще не перемещается. И второе: когда ДВС работает, а сцепление или передача выключены, коэффициент $\eta_и$ эффективности его использования близок к нулю.

Литература

1. Автомобильные двигатели: под ред. М.С. Ховаха. М.: Машиностроение, 1977. – 591 с.

УДК 621.436

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ НАДДУВА ДИЗЕЛЕЙ ОАО "ТУТАЕВСКИЙ МОТОРНЫЙ ЗАВОД"

Кандидаты техн. наук В.А. ЖУКОВ и М.С. КУРИН,
О.Г. ПРОХОРОВ
Рыбинский ГАТУ имени П.А. Соловьева (48533.2-64-84),
Тутаевский филиал; ОАО "Тутаевский моторный завод"

Статья посвящена решению задачи оптимизации параметров системы наддува дизелей ЯМЗ-840. Обоснована необходимость связанного регулирования давления и температуры наддувочного воздуха.
Ключевые слова: *дизель, параметры наддува, топливная экономичность, надежность, экологические показатели, оптимизация.*

Zhukov V.A., Kurin M.S., Prohorov O.G.

THE OPTIMIZATION OF PARAMETERS OF SUPERCHARGING SYSTEM FOR DIESEL ENGINES BY "TUTAEV MOTOR PLANT"

The article is devoted to the problem of optimization of parameters of diesels JMZ-840. The necessity of associated regulation compressed air's pressure and temperature was substantiated.
Keywords: *diesel, parameters of supercharging system, fuel economy, reliability, ecological indexes, optimization.*

ОАО "Тутаевский моторный завод" выпускает V-образные дизели 8ЧН 14/14 семейства ЯМЗ-840. Их серийные модификации развивают мощность от 190 до 370 кВт (от 258 до 503 л.с.) при частоте вращения коленчатого вала 1500...2100 мин$^{-1}$, а дизели специального назначения – до 500 кВт (680 л.с.). Мощность же перспективных моделей планируется довести до 700 кВт (950 л.с.) и более. Эти двигатели проектировались как автотракторные, и основными их потребителями являются авто- и тракторостроительные предприятия России и ближнего зарубежья (табл. 1). Все модели двигателей оснащены системой газотурбинного наддува, в которую входит нерегулируемый турбокомпрессор, состоящий из центробежного компрессора, центростремительной турбины и рекуперативного охладителя наддувочного воздуха (ОНВ). Последний, в зависимости от модификации дизеля, может быть типа "воздух–вода", в котором холодным теплоносителем служит охлаждающая жидкость системы охлаждения двигателя, или типа "воздух–воздух", в котором в качестве охладителя используется атмосферный воздух.

Форсирование дизелей всегда требует модернизации основных их систем и оптимизации параметров, характеризующих их работу. И прежде всего – системы наддува, поскольку она оказывает весьма существенное влияние на экономические, экологические и ресурсные их показатели. Причем улучшить перечисленные показатели можно как за счет увеличения давления p_k наддува, так и понижения температуры T_1 наддувочного воздуха.

Однако на практике все не так просто. Например, повышение давления p_k вызывает рост давления и температуры заряда в начале впрыска топлива. Теоретически это должно привести к сокращению периода τ_i задержки самовоспламенения. Но практически увеличение цикловой подачи топлива, соответствующее повышению давления p_k наддува, требует интенсификации смесеобразования. Если это не будет обеспечено, то из-за ухудшения условий для воспламенения топлива увеличивается период τ_i задержки самовоспламенения и, соответственно, максимальная скорость $(dp/d\varphi)_{max}$ нарастания давления, а значит, не повышается эффективность цикла, а следовательно, не улучшается топливная экономичность дизеля.

Величину p_k приходится ограничивать. Причина – рост статических и, главным образом, динамических нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма, а также на коренные и шатунные подшипники коленчатого вала.

То же самое можно сказать и о повышении температуры T_z: оно положительно сказывается на топливной экономичности, но способствует образованию оксидов азота, которое особенно интенсивно протекает в локальных зонах камеры сгорания при температурах газа выше 2200 К (1930 °С), где имеют место интенсивные окислительные реакции и где коэффициент α избытка воздуха больше единицы. Рост T_z повышает температуру деталей, образующих камеру сгорания, что усложняет условия сохранения работоспособности слоя смазки.

Кроме того, плотность воздушного заряда на впуске обратно пропорциональна его температуре. Поэтому для обеспечения максимально возможного наполнения цилиндров температуру T_a воздушного заряда необходимо максимально снижать. Однако чрезмерное ее снижение приведет к ухудшению условий испарения топлива и воспламенения топливовоздушной смеси, что отрицательно скажется на показателях работы двигателя. К тому же, за счет роста периода задержки самовоспламенения увеличивается жесткость работы дизеля, а из-за нарушения процесса сгорания повышается количество продуктов неполного сгорания топлива, особенно в пристеночных областях камеры сгорания; наконец, в результате перехода процесса сгорания на линию расширения падает КПД цикла.

Чтобы избежать всего этого, приходится вводить охлаждение наддувочного воздуха. В результате улучшается наполнение цилиндров, повышается плотность воздушного заряда и коэффициент избытка воздуха, уменьшается количество локальных зон камеры сгорания с недостатком кислорода. Что способствует повышению полноты и эффективности сгорания и повышению КПД цикла, а значит – снижению расхода топлива. Уменьшение же максимальной температуры цикла снижает скорость образования оксидов азота и их содержание в отработавших газах. Но, к сожалению, способствует ухудшению испарения топлива и интенсивному образованию твердых частиц и монооксида углерода, хотя и делает процесс диссоциации диоксида углерода с образованием СО и сажи менее интенсивным. Эти два фактора, в зависимости от конструкции дизеля, могут как взаимно компенсироваться, так и преобладать один над другим. Кроме того, чрезмерно глубокое охлаждение наддувочного воздуха может вызвать переохлаждение дизеля, ухудшить сгорание топлива и увеличить количество несгоревших углеводородов.

Таблица 1

Размерность D/S, мм	Расположение и число цилиндров	Рабочий объем двигателя, л	Область применения	Основные потребители
140/140	V-8	17,24	Тяжелые автомобили многоцелевого назначения, карьерные самосвалы, колесные тракторы, военная техника, промышленные установки	ОАО "ПТЗ" (дочернее предприятие ОАО "Кировский завод"), ЗАО "МЗКТ, ЗАО "БелАЗ", ПО "Гомсельмаш", ЗАО "БАЗ", ОАО "Электроагрегат"

Последнее происходит по двум основным причинам [1]: во-первых, из-за снижения температуры в камере сгорания в момент подачи топлива увеличивается период задержки воспламенения топливовоздушной смеси и, как следствие, растет количество топлива на периферии камеры сгорания; во-вторых, понижается температура реакции окисления топлива. Например, по результатам исследования дизеля TD 100 фирмы "Вольво" [2], оборудованного воздуховоздушным ОНВ, установлено, что при температуре окружающего воздуха 261 К (–12 °С) выбросы углеводородов возрастают, по сравнению с двигателем без ОНВ, в 7,5 раз. Таким образом, можно сделать вывод, что допустимая концентрация углеводородов – один из факторов, ограничивающих глубину охлаждения наддувочного воздуха.

Негативными последствиями чрезмерного охлаждения наддувочного воздуха являются также рост максимальной скорости нарастания давления в процессе сгорания, характеризующий жесткость работы дизеля и вызываемый увеличением периода задержки воспламенения и подачи топлива в среду с меньшей, по сравнению с температурой без применения охлаждения, температурой, а также падение температур реакций окисления из-за увеличения количества топлива в пристеночных областях и связанный с этим рост выбросов несгоревших углеводородов.

Из сказанного выше можно сделать вывод: задачу повышения наполнения цилиндра нельзя однозначно решать за счет увеличения перепада давления на турбине и соответствующего ему роста давления воздуха, а также снижения температуры воздушного заряда на впуске. Потому что зависимости между параметрами воздуха на впуске (p_k, T_1) и технико-экономическими показателями работы двигателя – явно нелинейные. Причем у каждой из этих зависимостей есть свой оптимум. Поиск этих оптимальных значений на различных режимах работы дизеля являлась задача проведенных исследований.

К основным этапам, последовательное прохождение которых необходимо при математическом моделировании и решении любой оптимизационной задачи, относятся, как известно [3], шесть: определение границ объекта оптимизации, выбор управляемых переменных, определение ограничителей на управляемые переменные, выбор числового критерия оптимизации, формулирование математической задачи оптимизации и информационное обеспечение математической модели.

Необходимость проведения первого этапа (определение границ объекта оптимизации) объясняется невозможностью исчерпывающего описания всех особенностей большинства реальных систем. Выделив главные переменные, параметры и ограничения, следует приближенно представить систему как некоторую изолированную часть реального мира и упростить ее внутреннюю структуру, для чего сложную систему, подлежащую оптимизации, целесообразно разбивать на более простые подсистемы. В нашем случае, т.е. для описания взаимодействия устройств, входящих в состав комбинированного дизеля, предлагается схема, показанная на рис. 1.

На втором этапе математического моделирования необходимо провести различие между теми величинами, значениями которых можно варьировать и выбирать с целью достижения наилучшего результата (управляемыми переменными), и величинами, которые фиксированы или определяются внешними факторами.

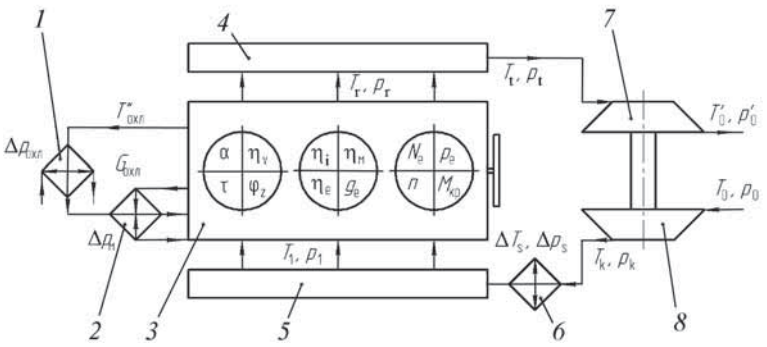


Рис. 1. Функциональная схема комбинированного дизеля:

1 – водо-водяной холодильник; *2* – водомасляный холодильник; *3* – поршневой двигатель; *4* – выпускной коллектор; *5* – впускной коллектор; *6* – охладитель наддувочного воздуха; *7* – турбина турбокомпрессора; *8* – компрессор турбокомпрессора

Очевидно, что в рассматриваемой задаче управляемые переменные – давление наддува p_k и температура T_1 воздуха на входе в цилиндры. Определение тех их значений, которым соответствуют наилучшие технико-экономические показатели дизеля, представляет собой задачу оптимизации параметров газотурбинного наддува, т.е. выбор таких сочетаний p_k и T_k, при которых на всех эксплуатационных режимах дизеля обеспечивается его наилучшая топливная экономичность (естественно, при сохранении высоких ресурсных показателей и удовлетворении экологических требований).

В реальных условиях третьего этапа (определение ограничителей на управляемые переменные) на выбор значений управляемых переменных и параметров, характеризующих состояние дизеля в процессе эксплуатации, как правило, наложены ограничения, связанные с ограниченностью имеющихся ресурсов, мощностей и других факторов. Поэтому при построении математической модели такие ограничения необходимо представить в виде равенств и неравенств.

Рассмотрим технологию реализации данного этапа.

Уровень механических нагрузок на детали КШМ ДВС характеризуется максимальным давлением p_z цикла и максимальной скоростью $(dp/d\varphi)_{max}$ нарастания давления в процессе сгорания топливовоздушной смеси. Для оценки теплонапряженности деталей, образующих камеру сгорания, различными авторами предложено ряд критериев – критерий Гинцбурга, критерий Ванштейдта и др.

Но параметром, в значительной степени определяющим надежность работы турбины турбокомпрессора, является температура T_t отработавших газов на ее входе. Экологические же показатели работы дизеля, согласно стандартам, характеризуются удельными выбросами монооксида углерода, оксидов азота, несгоревших углеводородов и дымностью отработавших газов.

Очевидно, что для большинства из перечисленных параметров возможно введение конкретных ограничений либо желательных их значений. Так, для параметров, определяющих механические и тепловые нагрузки на детали дизеля, а следовательно, в значительной степени его надежность, устанавливаются их максимально допустимые значения. Например, для максимального давления p_z цикла в работах А.С. Орлина, М.Г. Круглова и ряда других авторов [4] для дизелей с неразделенными камерами сгорания и объемным смесеобразованием предельно допустимое

Таблица 2

№ формулы	Формула	Примечания
1	$T_{k_{\max}} = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0}\right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}$	T_0, p_0 – температура и давление атмосферного воздуха; n_k – показатель политропы его сжатия
2	$g_e = f(p_k, T_k) \to \min$	–
	$e_{NO_x} = f(p_k, T_k) \le [e_{NO_x}]$	Согласно нормам
	$e_{CO} = f(p_k, T_k) \le [e_{CO}]_{доп}$	То же
	$e_{CH} = f(p_k, T_k) \le [e_{CH}]_{доп}$	"
	$N = f(p_k, T_k) \le f(G_в)$	"
	$p_z = f(p_k, T_k) \le [p_z]_{доп}$	"
	$\left(\frac{dp}{d\varphi}\right)_{\max} = f(p_k, T_k) \le \left[\left(\frac{dp}{d\varphi}\right)_{\max}\right]_{доп}$	Из условия надежности
	$T_r = f(p_k, T_k) \le [T_r]_{доп}$	То же
	$q_п = f(p_k, T_k) \le [q_п]_{доп}$	$q_п$ – критерий Костина из условия надежности
	$N_e = f(p_k, T_k) \ge N_{e_0}$	N_{e_0} – эффективная мощность ДВС с нерегулируемым наддувом
	$T_{k_{\min}} \ge 310$	Из условия отсутствия конденсата
	$T_{k_{\max}} \le T_k = f(p_k)$	–
3	$p_k = -1 \cdot 10^{-7} n_e^2 + 0{,}005\, n_d + 0{,}2712$	n_e – частота вращения коленчатого вала

значение предлагается брать равными 14...15 МПа (140...150 кгс/см^2), для дизелей повышенной оборотистости и высокооборотных допустимую максимальную скорость ($dp/d\varphi$) нарастания давления в процессе сгорания – в пределах 0,8...1,2 МПа/град. п.к.в. [5]. Однако, согласно источнику [6], работа дизелей с $(dp/d\varphi)_{\max} >$ > 0,6 МПа/град. п.к.в. считается жесткой, поэтому превышать эту скорость нежелательно.

Температура T_t отработавших газов перед турбиной, оказывающая определяющее влияние на ее надежность и долговечность, при длительной работе обычно ограничивается [7] значением 900...925 К (630...655 °С). Предельные значения выбросов токсичных компонентов и дымности отработавших газов устанавливаются международными и национальными стандартами в зависимости от типа, назначения и мощности дизеля. В частности, для автомобильных и тракторных дизелей экологические нормативы регламентируются техническим регламентом "О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращении на территории РФ, вредных (загрязнениях) веществ" и ГОСТ Р 41.96–2005. На параметры наддува (давление и температура наддувочного воздуха) наряду с характеристиками топливоподачи определяющее влияние на протекание рабочего процесса, а значит, и на параметры, характеризующие топливную экономичность, тепловые и механические нагрузки, а также токсичность и дымность отработавших газов, тоже, как упоминалось выше, вводятся определенные ограничения. Так, нижний предел температуры T_k наддувочного воздуха устанавливается, согласно требованиям к судовым двигателям, не ниже точки росы $T_{k\min}$ = 308...315 К (31...38 °С), когда возможно выпадение конденсата. Наибольшее же значение этой температуры определяется по формуле № 1 (табл. 2). Максимальное значение давления p_k наддува, исходя из возможностей современных турбокомпрессоров, предлагается ограничить значением 0,3 МПа (3 кгс/см^2), при котором температура T_k будет составлять порядка 480 К (210 °С). Эту температуру должен обеспечивать ОНВ.

На четвертом этапе моделирования минимальному или максимальному значению числового критерия оптимизации, в зависимости от конкретной задачи, должен соответствовать наилучший вариант поведения исследуемого объекта. В рассматриваемом случае наиболее важный показатель топливной экономичности – удельный эффективный расход g_e топлива.

Пятый этап – формулирование математической задачи оптимизации. Объединяя результаты предыдущих этапов построения математической модели, ее записывают в виде математической задачи оптимизации, включающей построенную целевую функцию и найденные ограничения на управляемые переменные. В общем виде математическую задачу оптимизации можно сформулировать следующим образом: минимизировать (максимизировать) целевую функцию с учетом ограничений на управляемые переменные. Причем при оптимизации сложных технических

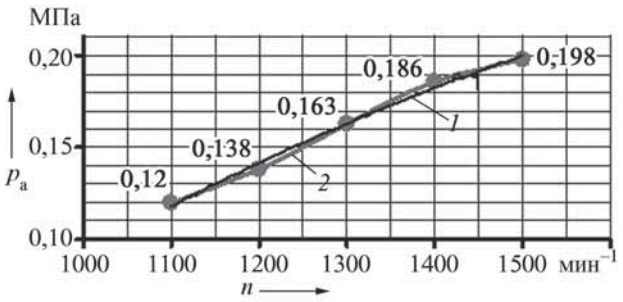


Рис. 2. Предпочтительные значения давления наддувочного и воздуха при работе дизеля по скоростной характеристике:

1 – расчетная кривая; *2* – кривая, соответствующая серийному дизелю

систем ограничения могут накладываться также на значения ряда других единичных показателей, называемых показателями-ограничениями.

Система, описывающая математическую задачу оптимизации параметров наддува дизелей ЯМЗ-810 включает, таким образом, 12 уравнений (формула № 2).

Шестой этап – информационное обеспечение математической модели. Математическая модель, адекватная реальному объекту и достаточно полно отражающая его свойства, может оказаться бесполезной для практического использования, если отсутствует необходимая информация о входящих в нее величинах, параметрах и переменных.

Чтобы такого не произошло, проводится численный эксперимент. С этой целью в качестве расчетных режимов берутся как режимы нагрузочной, так и режимы винтовой характеристики. Затем на каждом из них дискретно изменяется температура (шаг 5...10 К) и давление (шаг 0,1 МПа) наддувочного воздуха на входе в цилиндры. При этом параметры топливоподачи оставляют неизменными и соответствующими параметрам, обеспечиваемым штатной топливной аппаратурой. Затем при каждом из рассматриваемых значений p_k выполняется расчет характеристики при изменяемых с выбранным шагом значениях T_k. При этом исследование влияния параметров наддувочного воздуха на экологические показатели работы двигателя, в качестве которых берутся концентрации в отработавших газах оксидов азота и дымность отработавших газов, сопровождается определением мощностных, экономических и ресурсных показателей дизеля.

Полученный таким образом массив данных обрабатывается на ЭВМ (в рассматриваемом случае – с помощью пакета MatchCAD 13). Затем используется процедура интерполяции функции двух переменных и в итоге получаются аппроксимирующие функции влияния параметров наддува на параметры работы дизеля.

Результаты исследований, выполненных авторами, свидетельствуют о том, что охлаждение наддувочного воздуха значительно снижает выбросы оксидов азота. Причина состоит в том, что при уменьшении T_k повышаются плотность воздушного заряда и коэффициент избытка воздуха, а также снижается максимальная температура цикла, которая, как известно, оказывает определяющее влияние на эмиссию этого вредного вещества. Увеличение же p_k при неизменной цикловой подаче и температуре наддувочного воздуха, наоборот, дает рост выбросов оксидов азота, что обусловлено повышением максимальных температур цикла.

С повышением p_k, приводящего к росту максимальной температуры цикла, процесс диссоциации диоксида углерода с образованием его монооксида и твердых частиц интенсифицируется. В то же время улучшается испарение топлива, что ведет к снижению количества твердых частиц в отработавших газах. Это влияние наиболее существенно в области низких p_k. Снижение T_k сопровождается уменьшением дымности отработавших газов, тоже ярко выраженной в области низких p_k. Это обусловлено повышением коэффициента избытка воздуха, а также уменьшением максимальной температуры цикла, приводящим к снижению интенсивности процесса диссоциации диоксида углерода с образованием его монооксида и твердых частиц.

На рис. 3 представлен характер изменения предпочтительных значений давления наддува при работе дизеля по скоростной характеристике. Эта зависимость достаточно точно описывается аппроксимирующей кривой, соответствующей формуле № 3, в которой значение квадрата смешенной корреляции R оставляет $R^2 = 0{,}9923$.

Для обеспечения корректных результатов численного эксперимента авторы выполнили идентификацию математической модели программного комплекса "Дизель РК", которая заключалась в подборе настроечных коэффициентов так, чтобы значения параметров, характеризующих протекание рабочего процесса, а также эффективные показатели исследуемого двигателя, полученные расчетным путем, достаточно полно совпадали с одноименными параметрами натурного эксперимента.

Таким образом, в результате исследований были получены оптимальные с экономической точки зрения значения давления наддува с учетом ресурсных и экологических ограничений. Для обеспечения таких параметров наддува необходимо совершенствовать систему газотурбинного наддува и способы автоматического регулирования его параметров.

Литература

1. Дмитриенко В.П. Пути снижения дымности и токсичности отработавших газов автомобильных дизелей: учебн. пособие. – М., – 1989. – 68 с.
2. Berg Per-Sune, Udd Soren. Truck engine charge air cooling-experience, trends and developments // SAE Techn. Pap. Ser. 1983. № 831199. 11 p.
3. Лесин В.В., Лисовец Ю.П. Основы методов оптимизации. М.: Изд-во МАИ, 1995. – 344 с.
4. Луканин В.Н., Морозов К.А., Хачиярн А.С. и др. / Под ред. В.Н. Луканина. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: учебн. – М.: Высш. шк., 1995. – 368 с.
5. Луканин В.Н., Морозов К.А., Хачиян А.С. и др. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование / Под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 1995. – 368 с.
6. Григорьев М.А., Долецкий В.А. Обеспечение надежности двигателей. М.: Издательство стандартов, 1978. – 324 с.
7. Лебедев О.Н., Сомов В.А., Калашников С.А. Двигатели внутреннего сгорания речных судов. М.: Транспорт, 1990. – 328 с.

УДК 621.85

ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ СИСТЕМЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ В ВЕТВЯХ ТРАНСМИССИИ ПОЛНОПРИВОДНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

О.И. ЧУДАКОВ, д-р техн. наук Н.С. ВОЛЬСКАЯ
МГИУ (495. 675-62-42)

Рассматриваются наиболее целесообразные пути рационального распределения мощности, подводимой к колесам АТС, даются варианты их реализации.
Ключевые слова: *автомобиль, распределение момента, дифференциал, фрикционная муфта*

Chudakov O.I., Volskaja N.S.

WAYS OF IMPROVEMENT SYSTEM OF TORQUE DISTRIBUTION IN BRANCHES OF TRANSMISSION ALL-WHEEL DRIVE VEHICLES

Considered the most expedient ways of rational distribution of the power between driving wheels of the vehicle. The variants of constructive realization are given.
Keywords: *vehicle, torque vectoring, differential, friction coupling.*

Основная задача, которую должна решать трансмиссия полноприводного АТС, – предупреждение или ограничение в заданных пределах степени буксования его колес. То есть обеспечить такие условия, при которых колесо, имеющее лучшие условия сцепления с опорной поверхностью, будет передавать автомобилю большее тяговое усилие, чем колесо, обладающее худшим сцеплением. Другими словами, условия, при которых крутящий момент распределяется пропорционально силам сцепления колес с опорной поверхностью.

И этого можно достичь, используя регулируемые (активные) трансмиссии с правильно подобранными управляющими алгоритмами их работы. Причем доказано, что теоретически идеальным является индивидуальный привод на каждое колесо, реализованный на базе гидрообъемных или электрических трансмиссий. Однако из-за высокой их стоимости и низкого КПД они не находят применения в массовом автомобилестроении. (Например, специалисты фирмы "НАМИ-Сервис" отмечают, что гидрообъемный привод целесообразен только при числе ведущих осей не менее четырех.)

Не всегда оправдывают себя и другие схемы, такие, например, что приведены в табл. 1. Скажем, конструкции на базе дифференциалов повышенного трения: они не всегда способны распределить крутящий момент, адекватно всем реальным дорожным ситуациям. Однако в последние годы появились новые возможности совершенствования технического уровня распределения мощности. Это управляемые многодисковые фрикционные муфты, а также дифференциалы с управляемым изменением коэффициента блокировки. Но в пределе (если принять, что дифференциал полностью заблокирован), они, к сожалению, позволяют получить на колесе момент, равный не более чем половине момента, пришедшего на корпус дифференциала. И в системе, регулирующей момент за счет распределения тормозных сил, при наличии простого симметричного дифференциала тоже невозможно распределить на одно из колес момент, превышающий половину входного.

При имитации блокировки дифференциала часть энергии двигателя идет на нагрев тормозных механизмов, снижая таким образом полный КПД трансмиссии. Так что, приняв во внимание достаточно высокий КПД трансмиссий традиционных типов, легко увидеть, что его суммарное значение с учетом работающей тормозной системы будет сравнимо с КПД трансмиссий с индивидуальным приводом колес.

Таким образом, только бездифференциальное распределение момента за счет регулируемой блокировки фрикционных муфт позволяет подвести весь момент, приходящий на заднюю ось, к одному колесу. По возможностям регулирования эта система фактически аналогична гидрообъемной трансмиссии, но обладает меньшей массой и сложностью. Правда, здесь неизбежна постоянная пробуксовка фрикционных муфт, что отрицательно сказывается на ее долговечности и КПД. Поэтому использование такой системы в АТС рационально только для временного подключения колес. В итоге, как показывает анализ, наилучшим вариантом оказывается использование простого симметричного дифференциала с дополнительными планетарными редукторами, подключаемыми фрикционными муфтами: он позволяет перераспределять крутящий момент, приходящий на задний мост, между его колесами в различной пропорции. Причем диапазон перераспределения зависит только от передаточного числа планетарного редуктора.

Устанавливать такую систему наиболее целесообразно в заднем мосту: размещение ее на оси с управляемыми колесами приводит к нарушению чувства руля. Не случайно в последнее время появляется все больше вариантов подобных систем, обычно состоящих из конического или цилиндрического дифференциала, планетарных передач и двух (для левого и правого колес) пакетов фрикционов, замыкающихся либо на корпус дифференциала, либо на картер главной передачи. Причем наиболее широкий диапазон перераспределения момента можно получить именно в системах, у которых фрикционные диски замыкаются на картер главной

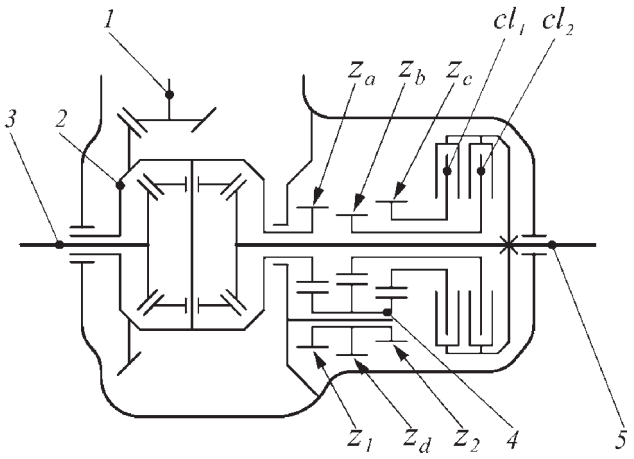
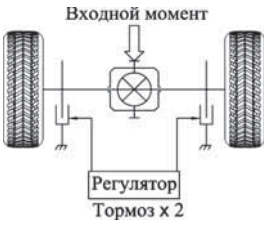
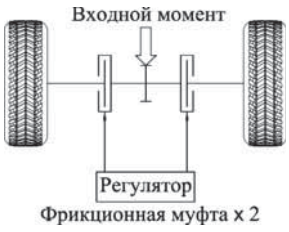
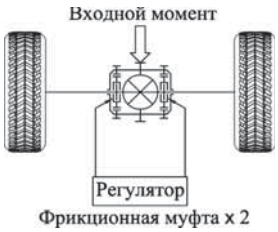


Рис. 1. Схема системы "MMC AYC":
1 – ведущая шестерня; *2* – дифференциал; *3* – левая полуось АТС; *4* – ускоряющая передача; *5* – правая полуось АТС

Таблица 1

Параметр	Дифференциал с управляемым изменением коэффициента блокировки	Регулирование распределения тормозных сил	Бездифференциальное распределение момента с помощью фрикционных муфт	Дифференциал с дополнительными подключаемыми планетарными редукторами
				
Распределение момента	Позволяет увеличивать момент только на отстающем колесе	Позволяет подводить различный момент к каждому колесу за счет приложения тормозного момента	Позволяет подводить момент к колесам в любом соотношении, в том числе весь момент к одному колесу	Позволяет увеличивать момент на забегающем колесе за счет изменения степени блокирования муфты
Максимальный момент на забегающем колесе	$M_з = \frac{1}{2} M_{вх} k_p \varphi_0$, $k_p = 0 \ldots \frac{\varphi_{max}}{\varphi_{min}}$	$M_з = \left(\frac{1}{2} M_{вх} + M_T\right)\varphi_{min}$	$M_з = M_{вх} \varphi_з$	$M_{max\,з} = \frac{1}{2} M_{вх} + U M_{cl} - M_{cl}$
Момент на отстающем колесе	$M_з = \frac{1}{2} M_{вх} k_p \varphi_0$	$M_0 = \left(\frac{1}{2} M_{вх} + M_T\right)\varphi_{min} - M$	$M_0 = (M_1 - M_з)\varphi_0$	$M_0 = \frac{1}{2} M_{вх} - U M_{cl}$
Энергетические потери	Малые, на создание внутреннего трения в дифференциале	Большие, из-за использования тормозной системы	Большие, из-за постоянной пробуксовки фрикционных муфт	Средние, определяются степенью блокировки муфты

передачи. Некоторые из этих конструкций рассмотрим.

Система AYC. Она разработана фирмой ММС (пат. № 5415598, США) и представляет собой динамическую систему управления поворачивающим моментом и стабилизации курсовой устойчивости АТС и позволяет регулировать крутящий момент, передаваемый от двигателя, между левым и правым задними колесами в зависимости от свойств опорной поверхности, положения руля и педали акселератора, частоты вращения колес и скорости АТС.

Исполнительный механизм (рис. 1) системы занимает в раздаточной коробке место дифференциала и включает простой симметричный дифференциал *2*, выходной вал которого соединен с фрикционами cl_1 и cl_2 и ускоряющей передачей *4*, необходимой для связи корпуса дифференциала с фрикционами. Для их сжатия используется гидропривод.

Когда по команде электроники один из двух фрикционов вступает в работу, начинается перераспределение потоков мощности, дифференциал перестает быть симметричным и подает на соответствующую ось больший крутящий момент. Степень проскальзывания фрикционов регулируется блоком управления и рассчитывается, исходя из крутящего момента двигателя, скорости АТС, угла поворота рулевого колеса, а также значений сигналов датчиков пробуксовки колес, угловых ускорений АТС и углов его поворота вокруг вертикальной оси.

Так, при необходимости подать дополнительный момент на правое колесо включается сцепление повышающей передачи. В этом случае бо́льшая часть крутящего момента передается через редуктор на правую полуось *5*. Передаточное число U_1 и моменты на левом (M_{k_1}) и правом (M_{k_2}) колесах при этом рассчитываются по формулам № 1, 2 и 3 соответственно (табл. 2).

При необходимости подать дополнительный момент на левое колесо включается сцепление понижающей передачи. При этом редуктор осуществляет отбор момента с правой полуоси. Передаточное число U_2 и моменты на правом (M_{k_1}) и левом (M_{k_2}) колесах в этом случае определяются по формулам № 4, 5 и 6.

Теоретические потери E_{loss} энергии при работе системы AYC, которые возникают в многодисковой муфте при дифференциальной разнице скоростей, дает формула № 7.

Таблица 2

№ формулы	Формула	Примечания
1	$U_1 = \frac{z_d\, z_a}{z_b\, z_1}$	z_i – число зубьев
2	$M_{k_1} = \frac{M_{вх} - U_1\, M_{cl_1}}{2} + M_{cl_1}$	$M_{вх}$ – момент, приходящий на корпус дифференциала; M_{cl} – тормозной момент во фрикционах
3	$M_{k_2} = \frac{M_{вх} - U_1\, M_{cl_2}}{2} + M_{cl_2}$	–
4	$U_2 = \frac{z_c\, z_1}{z_2\, z_a}$	–
5	$M_{k_1} = \frac{M_{вх} - U_1\, M_{cl_1}}{2} - M_{cl_1}$	–
6	$M_{k_2} = \frac{M_{вх} - U_1\, M_{cl_2}}{2}$	–
7	$E_{loss} = \Delta S\ \Delta T$	ΔS – разница скоростей дисков муфты; ΔT – разница крутящих моментов на левом и правом колесах, которая возникает при работе AYC
8	$U = \frac{z_a\ z_c}{z_b\ z_d}$	–
9	$M_{k_2} = 2\, M_{вх} + U_1\, M_{cl_2} - M_{cl_2}$	–
10	$M_{k_1} = \frac{M_{вх}}{2} - U_1 M_{cl_2}$	–

К недостаткам этой системы относятся значительные ее габаритные размеры и масса, а также сложность конструкции.

Система "ZF Вектор Драйв". Она разработана совместно фирмами ZF и GKN Driveline (пат. № 7442143, США). Ее главное отличие от системы AYC заключается в том, что фрикционы замыкаются на картер раздаточной коробки, а не на корпус дифференциала. Это позволяет, как сказано выше, получить более широкий диапазон перераспределения момента. Кроме того, благодаря иному устройству планетарных редукторов при прямолинейном движении АТС они вращаются заодно (как единое целое) с полуосями, сокращая тем самым механические потери.

Система "ZF Вектор Драйв" (рис. 2) состоит из симметричного межосевого дифференциала *2*, механических планетарных рядов *3* и *5*, а также многодисковых фрикционных муфт cl_1 и cl_2 с электронным управлением для каждой полуоси. Сжатие фрикционов осуществляется за счет винтовой передачи, приводимой от электромотора. Эта система, по сравнению с гидрообъемной трансмиссией, имеет более высокое быстродействие и меньшую массу. Кроме того, при равномерном прямолинейном движении крутящий момент распределяется равномерно, через симметричный дифференциал.

Система оснащена электронным блоком управления, который анализирует сигналы различных

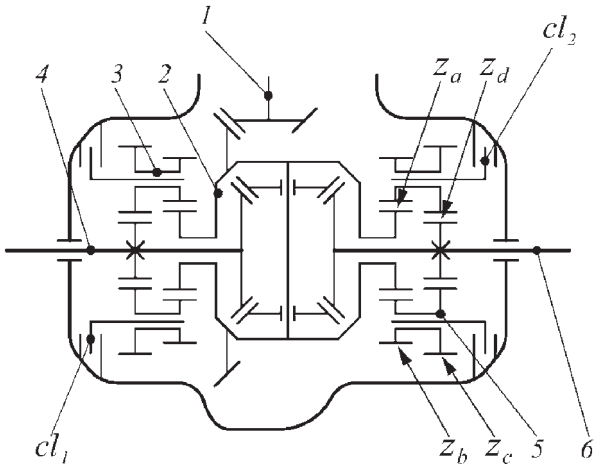


Рис. 2. Схема системы "ZF Вектор Драйв":
1 – ведущая шестерня; *2* – дифференциал; *3* – первая планетарная передача; *4* – левая полуось АТС; *5* – вторая планетарная передача; *6* – правая полуось АТС

датчиков – угла поворота и скорости вращения управляемых колес, угла поворота АТС вокруг вертикальной оси, продольного и поперечного его ускорения. Блок управления получает также данные о работе двигателя, коробки передач и системы курсовой устойчивости. Это позволяет создать достаточно адекватную картину движения АТС, определять значение необходимого корректирующего воздействия и перераспределять крутящий момент между левым и правым колесами в нужной пропорции. Диапазон регулирования момента зависит от передаточного числа и редукторов. Оно определяется по формуле № 8.

При необходимости подать дополнительный момент на правое колесо блокируется фрикционная муфта cl_2, и часть момента с корпуса дифференциала через планетарную передачу *5* переходит на правую полуось. При этом величина момента M_{kl_2} на правом колесе рассчитывается по формуле № 9, а на левом – по формуле № 10. При подаче дополнительного момента на левое колесо соотношения моментов определяются аналогично, только в формулах № 9 и 10 необходимо заменить M_{cl_2} на M_{cl_1}.

Таким образом, в этой системе сочетаются возможность управления режимами работы и высокое быстродействие при меньших, по сравнению с аналогичными системами, габаритных размерах.

Из сказанного выше видно, что при использовании дифференциалов с дополнительными планетарными редукторами, подключение которых осуществляется многодисковыми муфтами, управляемыми электроникой, обеспечение широкого диапазона регулирования крутящего момента между колесами с достаточно высоким КПД вполне возможно. И, следовательно, перспективно.

УДК 621.852

РЕЗУЛЬТАТЫ СРАВНИТЕЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ С РАЗЛИЧНЫМИ СПОСОБАМИ НАТЯЖЕНИЯ РЕМНЕЙ

Канд. техн. наук Н.П. БАЛОВНЕВ, Л.А. ДМИТРИЕВА, И.Н. СЕМИН
МГМУ "МАМИ" (495.223-05-23)

Приведены результаты экспериментальных сравнительных исследований рекомендуемых норм натяжений ремней в передачах с различными способами их натяжения.
Ключевые слова: *клиновой ремень, способ натяжения, тяговая способность.*

Balovnev N.P., Dmitrieva L.A., Semin I.N.

RESULTS OF COMPARATIVE TRIALS OF V-BELT DRIVES WITH DIFFERENT METHODS OF BELTS TENSIONING

Results of experimental comparative researches of recommended norms of tension of belts drives with different methods of belt tensioning.
Keywords: *V-belt, belt tensioning, tractive ability.*

В настоящее время применяются ременные передачи с тремя типами натяжения ремня: за счет его упругости (передача "а"); с автоматическим его натяжением с помощью груза и подвижного вала (передача "б"); с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным на его ведомой ветви. Причем последний тип имеет два варианта исполнения – ролик внутри (передача "в") и вне (передача "г") контура ремня. Для каждого из них нормируются два параметра: сила F_0 предварительного натяжения и отношение m натяжений ведущей (F_1) и ведомой (F_2) ветвей. Величины этих параметров у каждой передачи свои. Так, если взять параметр F_0, то у передачи "а" он равен 184,4; у передачи "б" – 178,1 Н, а значение параметра m у них одинаково: m = 5. С передачами "в" и "г" картина сложнее: у каждой из них могут быть по три значения F_0 и m: F_0 – 178,1; 59,4 и 33,3 Н, m – 2,33; 5 и 8.

В связи с этим возникает вопрос: рациональны ли установленные нормы? Чтобы ответить на него, авторы и провели специальные сравнительные испытания. При этом в качестве базовых были взяты передачи "а" и "б", рассчитанные по ГОСТ 1284.3–96, для которых исходное значение m было принято [1] равным 5, а для передач "в" и "г" – соответственно 5 и 8. Натяжение ведомой ветви ремня с автоматическим натяжением принималось равным F_0, т.е. $F_2 = F_0$. Все ремни имели нормальное сечение типа "А", и длина их составляла 1500 мм, а диаметры d_1 и d_2 шкивов передач всех типов – 160 мм. Частота вращения шкивов – 950 мин$^{-1}$.

Предварительное натяжение F_0 для передач "а" и "б" находили по формуле № 1 (табл. 1), рекомендуемой ГОСТ 1284.3–96 для m = 5.

В передачах "в" и "г" предварительное натяжение должно быть иными, так как у них значительный запас по тяговой способности и должно определяться по формуле № 2. При этом рекомендуемое соотношение m натяжений ветвей ремня должно быть равным восьми (m = 8). Тогда формула № 2 принимает вид формулы № 3.

Для сравнения были испытаны передачи "в" и "г" с натяжением, соответствующим m = 5. При этом для расчета предварительного натяжения предназначена формула № 4. (Здесь принято L_a = 1, так как предварительное натяжение при испытаниях передач "в" и "г" устанавливалось при минимально возможном отклонении ремня от горизонтали, а начальные углы обхвата были близки к 180°.)

Для сравнения были испытаны и передачи "в" и "г" при натяжении ведомой ветви ремня $F_j = F_0 =$ = 178,1 Н, что соответствует m = 2,33.

При испытаниях фиксировались моменты на ведущем (T_1) и ведомом (T_2) валах, суммарное натяжение ветвей ремня ($F_\Sigma = F_1 + F_2$), а также частоты вращения ведущего (n_1) и ведомого (n_2) валов передачи, т.е. параметры, позволяющие построить кривые скольжения и КПД передач. Причем строились они в двух вариантах по коэффициенту тяги ψ (рис. 1–3) и моменту T_2 (рис. 4–6). В процессе обработки резуль-

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$F_0 = \dfrac{500\,(2{,}5 - C_\alpha)\,P_{ном}\,C_р}{v\,k\,C_\alpha} + m_ц\,v^2$	C_α – коэффициент, учитывающий угол обхвата на малом шкиве; $C_р$ – коэффициент динамичности и режима работы; $P_{ном}$ – номинальная мощность передачи с одним ремнем; k – число ремней в передаче; v – скорость ремня; $m_ц$ – коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил
2	$F_0 = \left(\dfrac{m}{m-1}\right)\dfrac{P_{ном}\,C_р}{k\,v\,C_\alpha}$	–
3	$F_0 = \dfrac{10^3\,(1{,}14 - C_\alpha)\,P_{ном}\,C_р}{k\,v\,C_L}$	C_L – коэффициент, учитывающий длину ремня
4	$F_0 = \dfrac{10^3\,(1{,}25 - C_\alpha)\,P_{ном}\,C_р}{k\,v\,C_L}$	–
5	$\psi = \dfrac{2\,T_2}{F_\Sigma\,d_1}$	F_Σ – суммарное натяжение ветвей ремня
6	$\xi = \dfrac{i_0\,(n_1 - n_2)}{n_1}$	i_0 – передаточное отношение на холостом ходу; n_1, n_2 – частоты вращения ведущего и ведомого валов

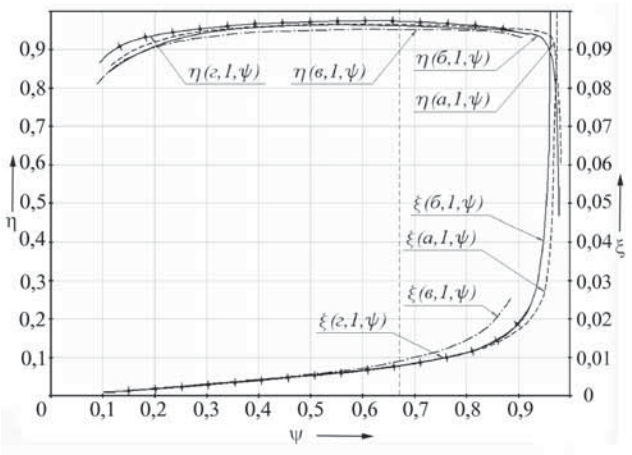


Рис. 1. Кривые скольжения и КПД:

η (*а*, 1, ψ) и ξ (*а*, 1, ψ) – передача "а"; η (*б*, 1, ψ) и ξ (*б*, 1, ψ) – передача "б"; η (*в*, 1, ψ) и ξ (*в*, 1, ψ) – передача "в" при F_0 = 178,1 Н; η (*г*, 1, ψ) и ξ (*г*, 1, ψ) – передача "г" при F_0 = 178,1 Н

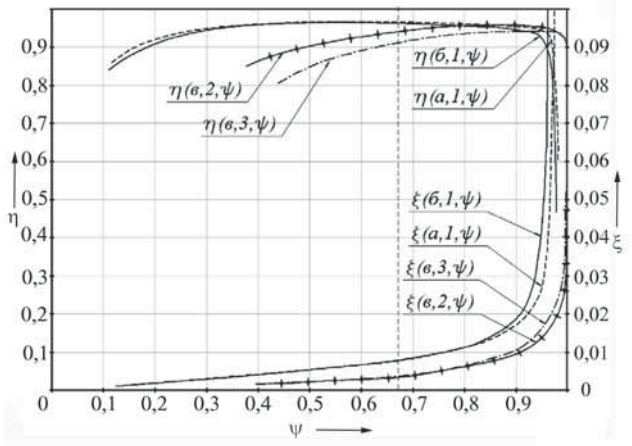


Рис. 2. Кривые скольжения и КПД:

η (*а*, 1, ψ) и ξ (*а*, 1, ψ) – передача "а"; η (*б*, 1, ψ) и ξ (*б*, 1, ψ) – передача "б"; η (*в*, 2, ψ) и ξ (*в*, 2, ψ) – передача "в" при F_0 = 59,4 Н; η (*в*, 3, ψ) и ξ (*в*, 3, ψ) – передача "г" при F_0 = 33,3 Н

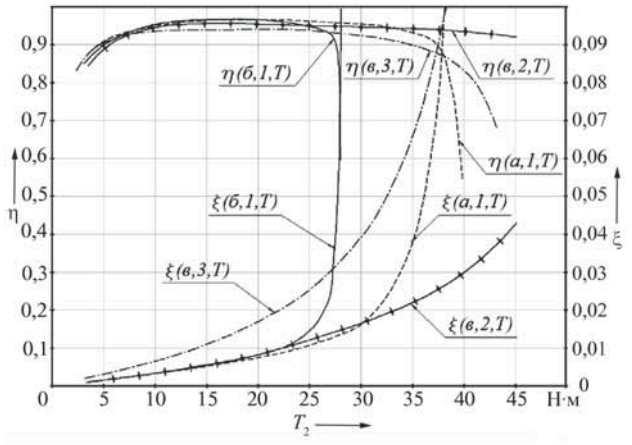


Рис. 3. Кривые скольжения и КПД:

η (*а*, 1, ψ) и ξ(*а*, 1, ψ) – передача "а"; η (*б*, 1, ψ) и ξ (*б*, 1, ψ) – передача "б"; η (*г*, 2, ψ) и ξ (*г*, 2, ψ) – передача "в" при F_0 = 59,4 Н; η (*г*, 3, ψ) и ξ (*г*, 3, ψ) – передача "г" при F_0 = 33,3 Н

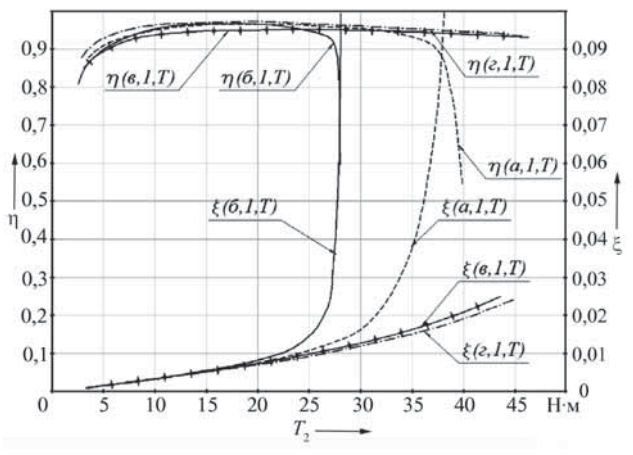


Рис. 4. Кривые скольжения и КПД:

η (*а*, 1, *T*) и ξ (*а*, 1, *T*) – передача "а"; η (*б*, 1, *T*) и ξ (*б*, 1, *T*) – передача "б"; η (*в*, 1, *T*) и ξ (*в*, 1, *T*) – передача "в" при F_0 = 178,1 Н; η (*г*, 1, *T*) и ξ (*г*, 1, *T*) – передача "г" при F_0 = 178,1 Н

татов коэффициент ψ тяги рассчитывался по формуле № 5, скольжение ξ – по формуле № 6.

Кривые обозначены следующим образом: η (*а*, 1, *T*) – кривая КПД для передачи "а" с предварительным натяжением F_0 = 184,4 Н, построенная по моменту T_2; ξ (*г*, 3, ψ) – кривая скольжения передачи "г" с натяжением F_0 = 33,3 Н, построенная по коэффициенту тяги ψ, и т.д. На каждом рисунке для сравнения приведены аналогичные кривые η (*а*, 1, ψ); ξ (*а*, 1, ψ) и η (*б*, 1, ψ), ξ (*б*, 1, ψ) или η (*а*, 1, *T*), ξ (*а*, 1, *T*) и η (*б*, 1, *T*), ξ (*б*, 1, *T*) для базовых передач "а" и "б" с предварительным натяжением по ГОСТ 1284.3–96. Рис. 2 и 5 дополнены кривыми для передачи "в" при двух уровнях предварительного натяжения, соответствующих *m* = 5 и *m* = 8, а на рис. 3 и 6 – аналогичные кривые для передачи "г".

На первый взгляд, рис. 1 говорит о том, что при стандартном натяжении ни одна из передач явных преимуществ не имеет, а именно, при "оптимальном" коэффициенте $\psi_{опт}$ = 0,67 тяги (вертикальная штриховая линия) уровень скольжения и КПД практически совпадают, и лишь для передачи "в" скольжение несколько выше, однако оно не выходит за рекомендуемые значения. Кроме того, при уменьшенных значениях F_0 передачи "в" и "г" (см. рис. 2 и 3) имеют более низкий КПД по сравнению с КПД базовых передач, но выигрывают по величине скольжения несущественно, поскольку и у базовых передач скольжение в допустимых (3 %) пределах. Существенным следует признать лишь то, что у базовых передач КПД более стабилен практически на всем диапазоне изменения коэффициента ψ тяги, а у передач "в" и "г" он достаточно высок только при больших значениях ψ.

Однако если же обратиться к графикам, построенным по моменту T_2, то картина становится другой. Так, из рис. 6 видно, что у передачи "г" скольжение не выходит за рекомендуемые значения даже с минимальным предварительным натяжением при моменте T_2 = 41 Н·м, а у передач "а" и "б" наступает полное

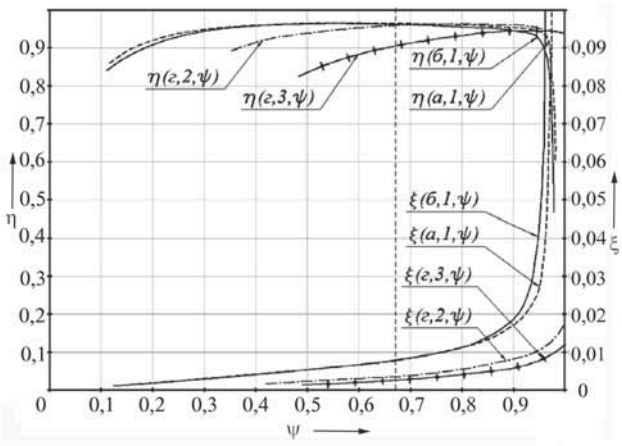


Рис. 5. Кривые скольжения и КПД:

η (*а*, 1, *Т*) и ξ (*а*, 1, *Т*) – передача "а"; η (*б*, 1, *Т*) – передача "б"; η (*в*, 2, *Т*) и ξ (*в*, 2, *Т*) – передача "в" при F_0 = 59,4 Н; η (*в*, 3, *Т*) и ξ (*в*, 3, *Т*) – передача "г" F_0 = 33,3 Н

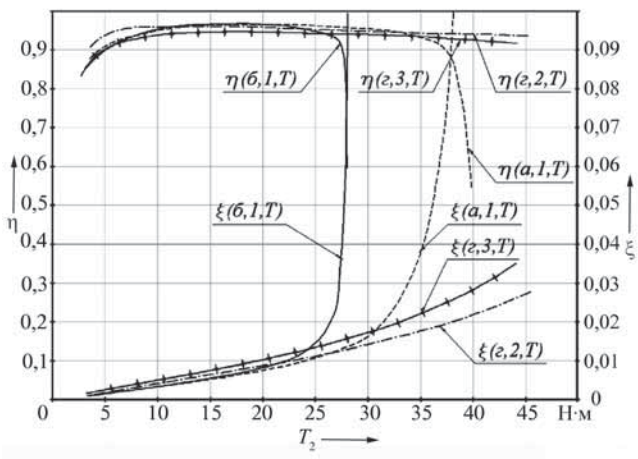


Рис. 6. Кривые скольжения и КПД:

η (*а*, 1, *Т*) и ξ (*а*, 1, *Т*) – передача "а"; η (*б*, 1, *Т*) и ξ (*б*, 1, *Т*) – передача "б"; η (*в*, 1, *Т*) и ξ (*в*, 1, *Т*) – передача "в" при F_0 = 59,4 Н; η (*г*, 1, *Т*) и ξ (*г*, 1, *Т*) – передача "г" при F_0 = 33,3 Н

Таблица 2

F_0, Н	m	Угол наклона ведомой ветви передачи "в" с натяжным роликом внутри контура ремня, град.		Угол наклона ведомой ветви ремня передачи "г" с натяжным роликом вне контура ремня, град.	
		холостой ход	нагрузка	холостой ход	нагрузка
178,1	2,33	176,73	166,44	176,31	163,20
59,4	5,00	168,91	158,08	169,09	153,35
33,3	8,00	156,39	150,25	154,57	144,18

буксование уже при T_2 = 35 Н·м и T_2 = 27 Н·м соответственно, КПД при этом у всех передач приемлемый.

Значительно хуже, по сравнению с передачей "г", как по скольжению, так и по КПД, показатели у передачи "в": они сравнимы с передачей "а", что объясняется известным эффектом ее самонатяжения [2].

Результаты измерений углов γ наклона ведомой ветви ремня передач "в" и "г" на холостом ходу и под нагрузкой приведены в табл. 2.

По результатам испытаний и их анализа можно сделать следующие выводы.

1. Передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным на ведомой ветви ремня, по тяговой способности существенно превосходит передачу с натяжением ремня за счет его упругости и передачу с автоматическим натяжением ремня с помощью груза и подвижного вала, и особенно – передачу с роликом, расположенным вне контура ремня. Для нее может быть рекомендовано исходное отношение натяжений ветвей ремня m = 8.

2. Оценку тяговой способности по коэффициенту ψ тяги нельзя считать универсальной, т.е. пригодной для передач со всеми известными способами натяжения ремня: она не отражает их недостатки и преимущества.

3. Величину предварительного натяжения и исходное отношение натяжений ветвей ремня m не следует назначать одинаковыми для передач с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным вне и внутри контура ремня.

Литература

1. Пронин Б.А., Овчинникова А.А. Расчет клиноременных передач // Вестник машиностроения. 1982. № 3. С. 23–26.
2. Пронин Б.А. Клиноременные и фрикционные передачи и вариаторы. М.: Машгиз, 1960. – 333 с.

УДК 629.113/.115

ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К СИСТЕМАМ НАЗЕМНЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДОСТИЖЕНИЙ МЕХАТРОНИКИ

Канд. физ.-мат. наук Т.И. КСЕНЕВИЧ
Институт общей физики им. А.М. Прохорова РАН
(8.915. 411-91-71)

На базе основных положений мехатроники сформулированы основные требования к подсистеме "ДВС–трансмиссия–колесо" и системе рулевого управления как одной из главных составных частей системы активной безопасности автомобиля. Приведены примеры современных подходов к техническим решениям конструкции автомобиля на основе мехатронных модулей.
Ключевые слова: *мехатронные модули, наземные транспортные средства, технические требования, активная безопасность автомобиля.*

Ksenevich T.I.

THE BASIC REQUIREMENTS FOR SYSTEM OF GROUND WHEELED VEHICLES FOR USING OF MECHATRONIC MODULES

A paper describes the basic mechatronic requirements of an active safety subsystem "engine–transmission–wheel" and steering system. The examples of modern approaches to car design based on mechatronic modules are presented.
Keywords: *mechatronic modules, ground vehicles, active vehicle safety.*

Перед современным автомобильным и сельскохозяйственным машиностроением стоит задача создания тягово-транспортных средств, которые должны соответствовать перспективным требованиям активной, пассивной и экологической безопасностям, отвечать растущим запросам общества. Однако традиционными методами и техническими возможностями сегодня решить эту задачу уже нельзя: настолько быстро ужесточаются эти требования. Нужны принципиально новые технические решения в конструкции автомобилей и тракторов, но внедрены они не могут без соответствующих научных положений, закономерностей и принципов прикладной науки – теории автомобиля, трактора. Причем данная проблема носит междисциплинарный характер и охватывает практически все стороны жизнедеятельности человека.

Проведенные исследования позволили системно сформулировать взгляды автора на решение глобальной и локальных проблем, а также научных задач, разрешающих внутренние противоречия глобальной проблемы. Их можно выразить тремя пунктами.

1. Выявлен устойчивый процесс изменения конструкции наземных тягово-транспортных средств (ТТС), качественного изменения их структуры и состава основных силовых устройств на основе интеграции электронных, электрических, гидравлических, пневматических и механических элементов и существенного повышения роли электроники и систем управления, т. е. широкое внедрение мехатронных систем и модулей в конструкцию автомобиля и трактора.

Основные системы ТТС (силовая установка, трансмиссия, рулевое управление, система подрессоривания), тормозная система и др. по своей конструкции представляют собой сложные технические решения, которые строятся на разных физических принципах и с точки зрения механики являются гибридными и не могут быть математически описаны однозначно. При этом даже в терминологии нет единого подхода и понимания. Применение единой терминологии при проектировании ТТС с мехатронными системами – одна из важных задач прикладной механики. Иными словами, современное ТТС – сложная система мехатронных модулей, что и определяет технический междисциплинарный характер этой проблемы.

2. Проектированием немеханической части (электронной, электрической, гидравлической, пневматической и т.д.) систем ТТС занимаются специалисты из соответствующих областей знаний. Однако применительно к объекту, т.е. к ТТС, основные технические требования и принципы, методологию применения в конструкции, например автомобилей, гибридных систем, как систем мехатронных модулей, формируют автомобилисты-механики. В этом уже накоплен огромный опыт, который требует обобщения и осмысления. Сейчас этот опыт позволяет сделать главный вывод: механическое использование достижений мехатроники не может дать положительного эффекта. Требуется теория, описывающая закономерности функционирования как отдельных систем ТТС, их взаимосвязей, так и объекта в целом. Только на базе этих закономерностей может быть построено алгоритмическое и программное обеспечение эффективной работы мехатронных систем. Создание подобной теории как уточнения существующей теории автомобиля и трактора – одна из главных задач прикладной механики.

3. С учетом направлений развития ТТС можно говорить о необходимости создания их бортовых энергетических комплексов. Многие автомобилестроители уже на этапе "Евро-4" сделали ставку на мехатронные системы SCR (*selective catalyst reduction*) и EGR (*exhaust gas recirculation*). Однако при вступлении в силу требований "Евро-5", "Евро-6" и выше потребуется создание принципиально новой энергетической установки, например электрохимического генератора на топливных элементах. Недостатки энергоустановок ТТС на основе первичных тепловых двигателей определяются тем, что любая тепловая машина имеет принципиальное ограничение экономичности (термический КПД по циклу Карно не более 30 %). И дальнейшее применение традиционных тепловых машин, кроме всего прочего, будет определять соотношение "цена–качество". Поэтому огромное внимание в настоящее время уделяется комбинированным энергетическим установкам. Этот процесс можно рассматривать только как первый шаг при переходе к принципиально новым энергоустановкам.

Основные требования к системам, агрегатам и узлам наземных колесных машин логично вытекают из определения мехатроники (рис. 1) и мехатронного модуля (рис. 2). Рассмотрим кратко лишь некоторые агрегаты и системы колесных машин.

Двигатель с его внешними системами – один из основных агрегатов автомобиля (трактора), формирующий своими узлами, системами и коммуникациями его массу в снаряженном состоянии и влияющий на его тягово-динамические, экономические и другие свойства. Соответственно выбор типа двигателя и его характеристик является важнейшим этапом в процессе проектирования колесной машины.

Двигатель внутреннего сгорания – наиболее традиционный элемент тягового привода, применяемый почти во всех современных автомобилях и вообще в тяговых и транспортных средствах, исключая немногочисленные пока транспортные средства с чисто электрическим приводом. Поэтому отметим только особенности применения ДВС в комплексе с мехатронными модулями.

Современные ДВС, как и традиционные, содержат регулятор подачи топлива, являющийся их неотъемлемым составным узлом. Но у современных ДВС этим регулятором управляет микропроцессор по CAN-шине. В результате электронный регулятор обеспечивает работу агрегата по заданной характеристике как на фиксированных оборотах коленчатого вала, так и при их изменении. То есть внеш-

Рис. 1. Физическая суть мехатроники как науки [5]

ние характеристики современного ДВС собственно и формируются за счет работы регулятора.

Все ДВС имеют собственные характеристики расхода топлива (удельного расхода) на разных скоростях вращения коленчатого вала и при разных нагрузках. Их использование во многих случаях (а при работе ДВС с электрической трансмиссией – всегда) существенно влияет на экономичность тягового привода. Для этого по характеристикам удельного расхода топлива строятся регуляторные характеристики ДВС, методика построения которых хорошо известна.

Одной из функций управления ДВС в тяговом электрическом приводе, обладающем свойством непрозрачности, при котором работа ДВС отделена от скоростных характеристик машины, является управление его "оборотами" из условия оптимальной работы самого ДВС в этом приводе. Что достигается одним из трех путей: работой в квазистационарном режиме, когда колебания тяговой нагрузки машины не влияют на скоростной режим работы ДВС (обеспечивается в тяговом электрическом приводе непрозрачностью трансмиссии, которая определяется работой системы автоматического регулирования привода); работой ДВС с неизменной постоянной скоростью вращения коленчатого вала, если это возможно по другим параметрам и обстоятельствам привода (обеспечивается соответствующим сигналом задания, формируемым САР привода для встроенной САР двигателя) либо работой ДВС с минимально возможным удельным расходом топлива при переменной частоте вращения, если работа ДВС с неизменной постоянной частотой вращения коленчатого вала невозможна или нежелательна (обеспечивается работой ДВС по линии наибольшей экономичности благодаря работе САР по управлению ДВС).

Системный подход рассматривает три вида основных структур ***трансмиссии*** как системы: выход системы–ее вход, выход предшествующей подсистемы–вход в последующую, выход предшествующей подсистемы–вход в несколько последующих. Трансмиссии колесных машин относятся, несомненно, к последнему виду. По своей структуре она представляет собой выход из энергоустановки (поэтому часто используют термин "моторно-трансмиссионная установка" – МТУ) и осуществляет вход в несколько последующих подсистем: ходовой части, рулевого управления и тормозной системы.

Теория и расчет МТУ базируются на основных положениях тех отраслей знаний, которые обеспечивают создание составных частей трансмиссии, например, для механической – классическая механика; для электротрансмиссии –

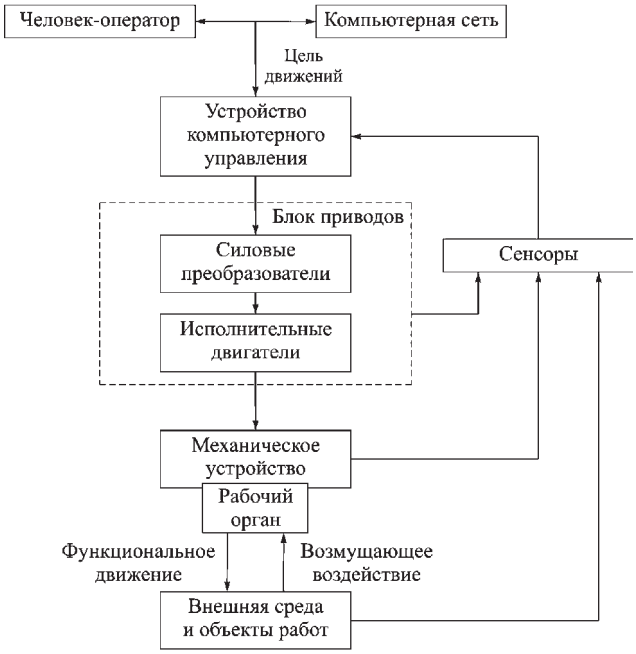


Рис. 2. Обобщенная схема мехатронной системы [6]

электротехника, для гидрообъемной – гидродинамика и т.д. Главная задача теории автомобиля в данном случае состоит в разработке законов, закономерностей, алгоритмов, по которым функционировала бы трансмиссия в целом и ее отдельные мехатронные модули, гарантируя рациональное использование мощности силовой установки и максимальное удовлетворение потребительских свойств транспортного средства. Основная проблема при этом – обеспечение рационального распределения мощности (крутящего момента) по колесам.

Условия функционирования трансмиссий многоосных и многоопорных колесных машин (с числом осей от 4 до 12) специального назначения отличаются тем, что число возможных комбинаций режимов работы ведущих колес в каждый конкретный момент времени существенно возрастает по сравнению с машинами двух- и трехосными. Это особенно проявляется при криволинейном движении, движении по деформируемым грунтам и неровным опорным поверхностям, когда одни колеса работают в ведущем режиме, а другие – в ведомом, свободном или нейтральном. Возможен даже переход некоторых колес в тормозной режим. Причем вероятность возникновения силовой и скоростной асимметрии возрастает с увеличением числа осей (колес) и размеров транспортного средства.

Для примера рассмотрим основные принципы построения мехатронной системы ТТС "ДВС–бесступенчатая трансмиссия–движитель" на основе реализации положений теории автомобиля. Проблему рассмотрим применительно к электрической и гидрообъемной трансмиссии.

Поскольку блок ДВС в математических моделях КТС рассматривается как "черный ящик", в первую очередь отметим необходимость формирования выходных параметров ДВС как вход в трансмиссию.

Максимальный эффект от применения любой, в том числе и бесступенчатой трансмиссии, не может быть достигнут, если управление и двигателем, и трансмиссией будет возложено на водителя. Действительно, изменение скорости, например, может быть осуществлено как путем изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя,

так и за счет изменения передаточного числа трансмиссии. При этом достижение одного и того же конечного результата возможно при большом числе комбинаций этих параметров. Выбрать из них единственную действительно наилучшую водителю практически невозможно. В том случае, если трансмиссия обеспечивает индивидуальный регулируемый подвод мощности к каждому колесу, возлагать на него задачу управления распределением мощности по колесам вообще бессмысленно. Следовательно, для оптимизации работы подсистемы "ДВС–трансмиссия" необходима система автоматического управления (САУ). При этом как ДВС, так и узлы, агрегаты трансмиссии должны отвечать всем общим требованиям к объектам автоматического управления и регулирования, а также требованиям, предъявляемым к современным датчикам систем контроля и наблюдения. Эти требования хорошо известны, например, из теории управления.

Кроме того, трансмиссия колесной машины должна удовлетворять следующим общим требованиям с точки зрения механики: иметь непрозрачную характеристику или, говоря иначе, изменение нагрузки на колесах машины не должно влиять на режим работы двигателя – он должен работать на постоянных заданных режимах; непрерывно изменять факторы силового потока в соответствии с изменением условий движения и условиями взаимодействия колеса с опорной поверхностью; обеспечивать автоматизированное (автоматическое), а в случае необходимости – и принудительное регулирование; иметь достаточно высокий КПД на всех режимах работы. Если это не удается осуществить на всех режимах, то область высоких значений КПД должна приходиться на наиболее применяемые режимы работы; иметь минимально возможные габариты и массу; быть надежной и долговечной в работе; обеспечивать легкость разветвления потока мощности на ведущие колеса и вспомогательные приводы; быть приспособленной к работе с системами автоматического управления на основе микроконтроллеров и системы современных датчиков-наблюдателей.

Относительно ***рулевого управления*** можно утверждать: оно должно быть адаптивным, т.е. способным обеспечить автоматическую коррекцию своих свойств с изменением динамических свойств автомобиля. Желательно, чтобы система адаптировалась и к индивидуальным особенностям конкретного водителя. Реализация такого подхода позволит значительно поднять уровень совместимости характеристик водителя и параметров ТТС, повысить эффективность, надежность и безопасность системы "водитель–автомобиль–дорога".

Создание адаптивных систем возможно только при использовании электронного управления и при минимуме механических связей между приводами рулевого управления колес. Так, рулевое управление с электрогидравлическим приводом предлагаемого типа (рис. 3) состоит из рулевого блока (РБ) *9* с задатчиком угла поворота руля, бортового блока управления (ББУ) *5*, гидравлической системы (масляный бак, электромотор *1*, насос *2*, гидрораспределитель *3*, гидроцилиндр *4*, клапан кольцевания *7*), блока рулевого управления САУД *8*.

Гидросистема рулевого управления (рис. 4) тележкой состоит из двух одинаковых систем, каждая из которых обеспечивает функционирование системы управления осью тележки. Тем самым резервируются гидравлические контуры в случае выхода из строя одного из двух насосов и отключается насос при разгерметизации системы. Питание гидросистемы осуществляется насосами с регуляторами давления. Каждый насос функционирует в независимом гидравлическом контуре. Регулятор давления РД объединен с трехпозиционным электромагнитным гидрораспределителем ГР1 и позволяет выбирать два различных рабочих давления, а также разгружать насос. ГР1 и предохранительный клапан ПК обеспечивают установку давления нижнего уровня.

В обесточенном состоянии ГР1 разгружает насос (давление подачи 2 МПа). При включении ГР1 (обмотка А) устанавливается максимальная подача насоса (задана изготовителем), нижний уровень давления настраивает ПК. При включении ГР1 (обмотка В) устанавливается максимальная подача (также задана изготовителем), верхний уровень давления настраивается регулятором *P*. Подача регулируется регулятором *Q*.

В гидросистеме применен принцип "горячего" резервирования: два одинаковых гидравлических контура управляют тележкой. При отказе, например, одного насосного агрегата (НА) по информации датчика давления РД насосный агрегат переводится в режим разгрузки, включаются гидрораспределители ГР2 и ГР3, а ГР4 или ГР5 включаются в зависимости от того, какой насосный агрегат вышел из строя. При этом функционирование системы управления не нарушается – уменьшается только скорость выполнения команд.

В случае разгерметизации одного из контуров гидросистемы система управления по информации от датчика уровня устанавливает колеса этого контура в нейтральное положение. Соответствующий насосный агрегат переводится в режим разгрузки, включается гидрораспределитель ГР4 (ГР5), сервоклапаны обесточиваются и управляемая ось блокируется гидрораспределителями бустеров.

При отказе сервоклапана бустера (информация по току управления i и обратной связи $U_{ос}$) включается клапан кольцевания бустера и соответствующее колесо переводится в режим свободного ориентирования. Степень загрязнения фильтроэлементов в напорных фильтрах контролируется анализом информации от индикаторного устройства фильтра ($U_ф$).

Механическая составляющая (актуаторы) привода может иметь много вариантов.

Общие требования к системе рулевого управления можно сформулировать следующим образом.

Во время движения посредством системы рулевого управления водитель управляет направлением движения автомобиля и его положением на опорной поверхности, а значит, определяющее значение для процесса управления имеют психофизиологические свойства водителя. Он воспринимает информацию о состоянии автомобиля, окружающей среды, условиях и режиме движения и динамике их изменения, а затем оперативно принимает решение, адекватное обстановке, и реализует его управляющим воздействием. Причем состояние системы отслеживается водителем непрерывно и постоянно же корректируется. Основной информационный канал – зрение. При помощи его отслеживается состояние опорной поверхности, положение транспортного средства на ней, определяется траектория движения. Также весьма важной информацией является положение рулевого колеса и изменение момента на нем. Эта информация специфична для каждого конкретного транспортного средства, а реакция на нее определяется квалификацией водителя.

Таким образом, с точки зрения управляемости в системе "водитель–автомобиль–дорога" рулевое управление должно обеспечивать незамедлительную реакцию выходного звена (управляемых колес) на действия водителя или сигналы датчиков (рис. 5 и 6). Несовершенство конструкции рулевого управления (большой люфт, недостаточная жесткость, большое запаздывание и т.п.) затрудняет получение водителем необходимой информации и в конечном итоге ухудшает управляемость, вызывает повышенную

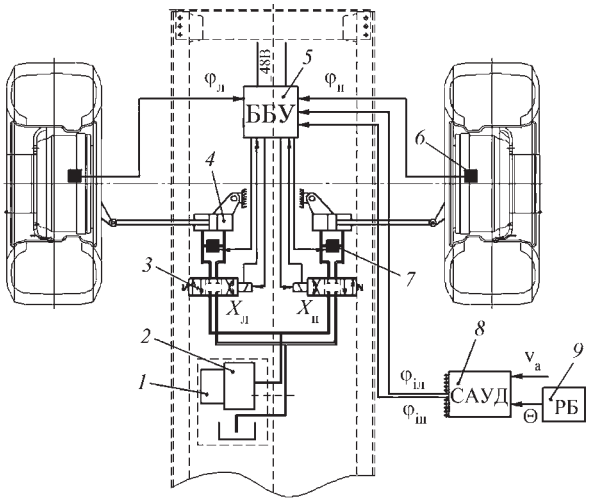


Рис. 3. Принципиальная схема управления рулевым модулем с электрогидравлическим приводом [2]:

1 – электромотор; *2* – насос; *3* – пропорциональный гидрораспределитель; *4* – гидроцилиндр; *5* – бортовой блок управления; *6* – датчик обратной связи; *7* – клапан кольцевания; *8* – блок рулевого управления САУД; *9* – рулевой блок; Θ – угол поворота рулевого колеса; v_a – продольная скорость автопоезда; $\varphi_{iл}$, $\varphi_{iп}$ – углы поворота колес левого и правого бортов; $\varphi_л$, $\varphi_п$ – фактические углы поворота колес оси; $X_л$, $X_п$ – положение золотников распределителей колес левого и правого бортов

утомляемость водителя, снижает его реакцию на изменение обстановки. Это приводит к невозможности реализовать потенциал колесной машины в целом.

Одна из основных характеристик дороги – геометрия в плане, т.е. кривизна поворотов. В общем случае рулевое управление должно обеспечивать возможность уверенно вписываться в дорожную сеть с поворотами определенной кривизны как по сигналу водителя, так и по сигналам специальных датчиков.

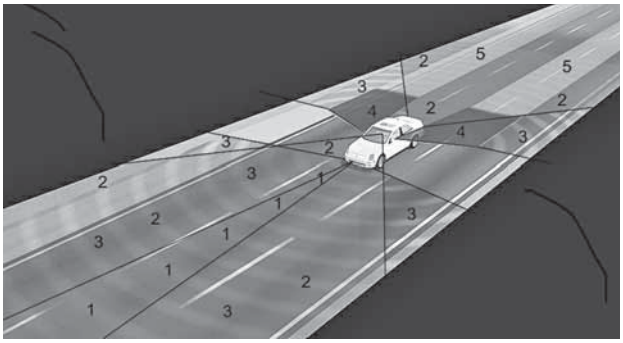


Рис. 5. Автономные системы датчиков для безопасности транспортных средств:

1 – радиолокационный радар дальнего обнаружения; *2* – передняя/задняя камера; *3* – коротковолновой радиолокационный радар/лидар для переднего и заднего обнаружения препятствий на обочине дороги; *4* – коротковолновой радиолокационный радар/камера для бокового обнаружения препятствий на соседних полосах дороги; *5* – средневолновой радиолокационный радар/камера для контроля разделительной линии полос

Формальные технические требования к рулевому управлению сформулированы в Правилах ЕЭК ООН, ГОСТ, ИСО, ОСТ и других нормативных документах. В соответствии с ними хорошо известны и общие требования к системе рулевого управления, которая должна обеспечивать: эффективное длительное движение в заданных условиях с минимальной утомляемостью водителя; полную реализацию эксплуатационных и потребительских свойств автомобиля, заложенных в его конструкцию; безопасность движения; заданный уровень показателей качества: управляемости, курсовой и траекторной устойчивости движения, маневренности.

Особо необходимо сказать о требованиях к ***всеколесному рулевому управлению с гибкой геометрией поворота***. Для опорно-ходового комплекса, состоящего из опорно-ходовых мехатронных модулей, следует предъявлять дополнительные требования, связанные с их конструктивными особенностями. Анализ условий эксплуатации колесных машин и тенденций развития способов управления ими показывает, что для них необхо-

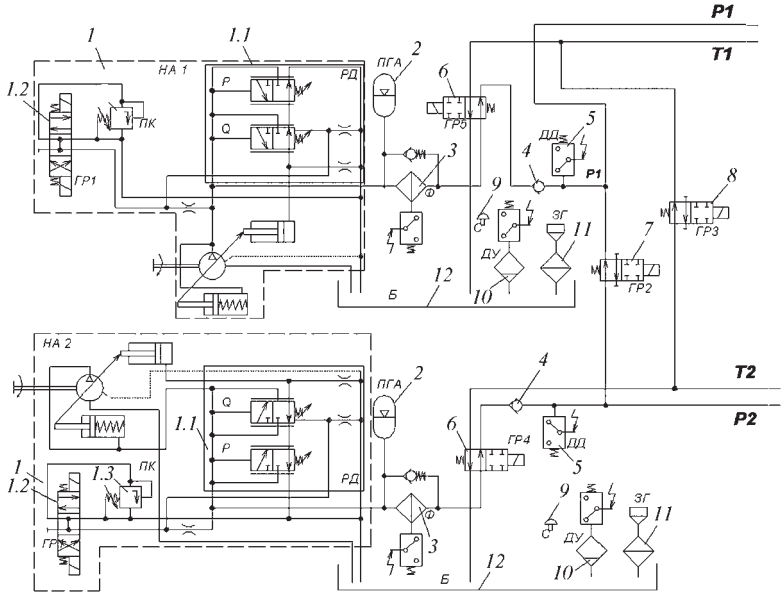


Рис. 4. Гидравлическая схема рулевого управления [2]:

1 – насосный агрегат; *2* – пневмогидравлический аккумулятор; *3*, *11* – фильтр; *4* – обратный клапан; *5* – датчик давления; *6*, *7*, *8* – гидрораспределитель; *9* – сапун; *10* – датчик уровня жидкости; *12* – бак

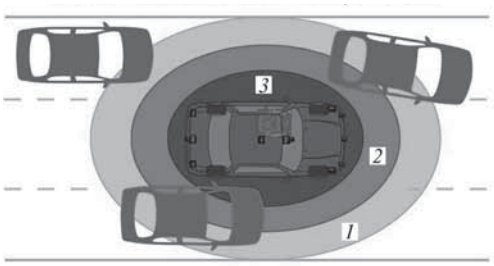
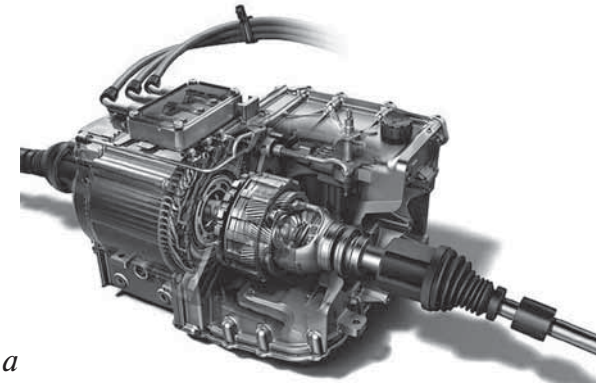
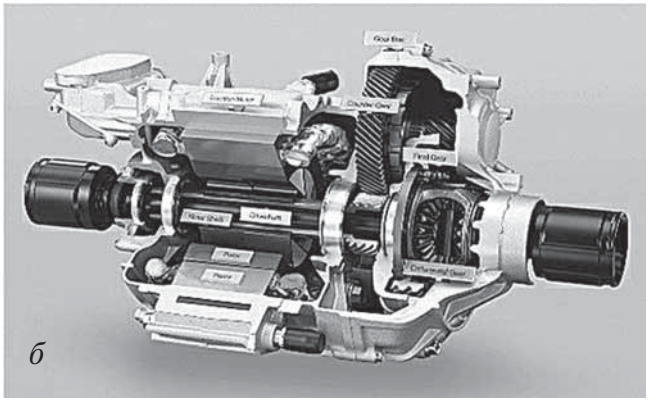


Рис. 6. Действие системы датчиков компании "Дженерал моторс" для предотвращения столкновений [7]:

1 – зона повышенного внимания; *2* – зона опасного приближения; *3* – зона возможного столкновения



а



б

Рис. 7. Мехатронный модуль электромеханического привода компании "Дженерал моторс", рассчитанный на мощность 125 кВт (а) и на мощность до 60 кВт (б)

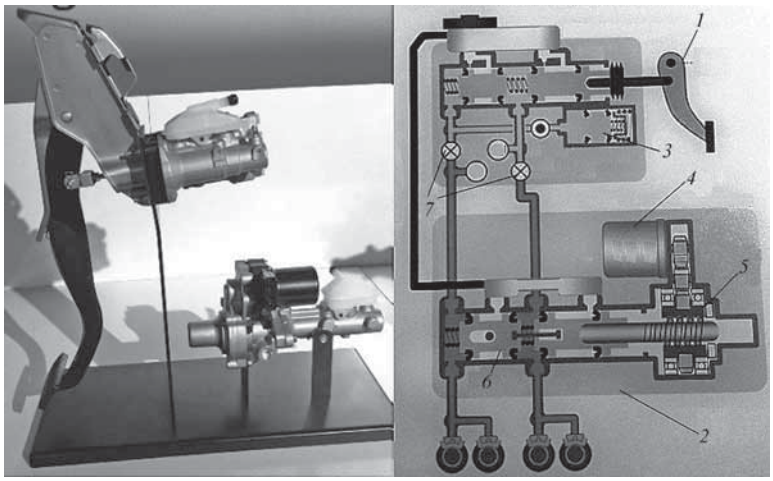


Рис. 8. Электромеханический вакуумный усилитель тормозов компании "Дженерал моторс":

1 – педаль включения привода; *2* – блок "мотор – цилиндр"; *3* – усилитель; *4* – электродвигатель; *5*– шестеренчатый редуктор; *6* – рабочий цилиндр; *7* – предохранительный клапан

димо обеспечить: различные схемы поворота с дискретным или непрерывным переходом от одной схемы управления к другой; отсутствие механических связей в руле между колесами; минимальные погрешности реализации алгоритма управления; привычные водителю ощущения и приемы в процессе управления. Следует учитывать и особенности функционирования системы привода, т.е. гидравлической системы и системы управления. Некоторые примеры конструктивного исполнения агрегатов автомобиля как мехатронных модулей представлены на рис. 7–8.

Дальнейшее развитие тягово-транспортных средств, и в частности колесных машин, в том числе автомобилей и тракторов, связано с созданием мехатронных систем, с использованием новых способов распределения и передачи мощности от ДВС к колесу на их основе. В настоящее время конструкции транспортных средств "переживают" существенную трансформацию, качественные изменения претерпевают их структуры, меняется состав основных силовых устройств, интегрируются электронные и механические элементы, повышается роль электроники (как силовой, так и управляющей) и систем управления, т. е. налицо широкое внедрение мехатронных модулей в конструкцию автомобиля. ТТС будущего связаны с разнообразными конструкциями комбинированных энергоустановок, например, на базе ЭХГ в совокупности с тяговым гидро- или электроприводом колесного движителя. Соответственно, любая система или агрегат системы перспективного автомобиля, кроме традиционных требований механики, должны еще соответствовать всем общим и специальным требованиям к объектам автоматического управления и регулирования, а также требованиям, которые предъявляют современные датчики систем контроля и наблюдения.

Литература

1. SAE Automotive Engineering International. January 2000. P. 42–48.
2. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет / под общ. ред. Б.Н. Белоусова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 728 с.
3. Electric & hybrid vehicle technology international. January 2013. 220 p.
4. Ryan Gehm. Vehicles 2013 Honda Fit EV applies ‘lessons learned’ from fuel-cell Clarity / SAE Vehicle Electrification. P. 4–7.
5. http: //www.3e-club.ru/img.mechatronics.png.
6. Белоусов Б.Н., Шухман С.Б. Прикладная механика наземных тягово-транспортных средств с мехатронными системами. Монография. / под общ. ред. д-ра техн. наук, профессора Б.Н. Белоусова. М.: Изд-во Агроконсалт, 2013. – 640 с.
7. http: //www.greencarcongress.com/2012/02/gmsensor-20120210.html.
8. Sensor fusion – "оркестр" телекамер, радаров и датчиков системы помощи водителю от Mercedes-Benz, http://www.rusaen.ru/index.php/main/item/articles/106/html.
9. Белоусов Б.Н., Изосимов Д.Б., Ксеневич Т.И. Основные тенденции развития тягово-транспортных средств и проблемы прикладной механики при создании транспортных средств с мехатронными модулями // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси. 2012. Вып. 1. – 436 с.
10. Beloousov B., Ksenevich T. Modern and Future Motor Vehicles as Modular-Based Complexes of Mechatronic Systems // SAE Technical Paper 2012-01-1163. 2012, doi:10.4271/2012-01-1163.
11. Belousov B., Naumov S., Ksenevich T. Autonomous Mechatronics-Based Locomotion Module for Multi-Wheel Vehicle and Terrestrial Robot Application //SAE Int. J. Commer. Veh. 5(2):455-461. 2012. doi: 10.4271/2012-01-1913.

УДК 629.3

МЕТОД ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ФРИКЦИОНОВ ГМП, ОСНОВАННЫЙ НА ЭФФЕКТЕ ДРЕЙФА

Д-р техн. наук С.А. РЫНКЕВИЧ, Р.В. ПЛЯКИН
Белорусско-Российский университет (+375 222. 25-36-45)

Описан обнаруженный автором эффект дрейфа – явление регулярных колебаний давления рабочей жидкости при заполнении гидроцилиндра фрикциона гидромеханической передачи мобильной машины, позволяющий оперативно диагностировать ее по критерию амплитуды первой пульсации и времени ее начала.
Ключевые слова: *гидромеханическая передача, диагностирование, эффект дрейфа, амплитуда пульсации, фрикцион, фрикционный диск, износ.*

Rynkevich S.A., Pliakin R.V.

METHOD OF DIAGNOSIS OF FRICTION DISCS OF HYDROMECHANICAL TRANSMISSION BASES ON EFFECT DRIFT

The discovered by the author of the drift – phenomenon of regular oscillations working fluid pressure cylinder filling clutch hydromechanical transmission of mobile machines which will enable rapid diagnosis of hydromechanical transmission by amplitude of the first pulse and the time it started is described.
Keywords: *hydro-mechanical transmission, diagnosing, effect of the drift, amplitude fluctuations, clutch, clutch disc, wear.*

Современные АТС, как правило, снабжены электронными системами автоматического управления и диагностирования их ГМП. При этом электронный блок реализует алгоритм автоматического управления переключением передач и блокированием ГДТ, а также диагностирует (объективно анализирует текущее состояние) и прогнозирует эволюции механизмов, осуществляющих управление ГМП. Однако потенциальные возможности блока используются далеко не полностью, поэтому с его помощью можно решать и многие другие задачи. Например, организовать оперативный сбор и обработку информации о режимах работы других механизмов и систем АТС.

Но прежде всего, конечно, – комплексно определять техническое состояние ГМП мобильных машин. Что автор и попытался сделать, разработав метод, в основу которого положил объединение традиционной классической диагностики, инструментальных методов и новых методов сбора и представления информации, методов корреляционного и регрессионного анализа, нечеткой логики, нейросетевого моделирования и экспертных методов.

Такое объединение позволило создать высокоэффективную систему диагностирования, обеспечивающую оценку фактического технического состояния ГМП, определение ее остаточного ресурса, исключение выхода диагностических параметров за пределы допустимых значений и прогнозирование вероятности появления отказов и неисправностей.

Разработанный метод, представляя собой азы методологии, включает следующие научно обоснованные положения: использование принципов системности и целостности в процессе определения технического состояния объекта диагностирования; обоснованный выбор диагностических параметров; анализ статистических оценок эксплуатационной надежности ГМП и упорядочивание эксплуатационной информации; всесторонний анализ физических свойств ГМП и получение описания поведения показателей ее работоспособности при изменении диагностических параметров; оценка работоспособности ГМП по определенным правилам с использованием расширенного комплекса критериев; идентификация технического состояния ГМП на основе интеллектуальных методов распознавания; оценка остаточного ресурса по методике трендового прогнозирования; синтез алгоритмов диагностирования ГМП и разработка программного обеспечения для последующей реализации этих алгоритмов в электронной системе.

Эффективность и качество процесса функционирования автоматической системы управления переключением передач в ГМП зависит от согласованного управления включаемыми и выключаемыми фрикционами в соответствии с алгоритмом, параметры которого выбирают из условия обеспечения плавности движения АТС при переключении передач, т.е. без рывков и значительных динамических нагрузок в трансмиссии. Для этого процесс переключения передач осуществляется без разрыва потока мощности при плавном нарастании момента трения включаемого фрикциона – момента, величина и характеристика изменения которого во времени соответствуют передаваемой нагрузке при согласованном взаимодействии включаемого и выключаемого фрикционов. При этом конструкция фрикционов приспособлена для согласованной работы всех элементов системы управления переключением передач, что достигнуто сотрудниками кафедры "Автомобили" Белорусско-Российского университета канд. техн. наук Н.Н. Горбатенко и одним из авторов статьи Р.В. Плякиным совместно со специалистами ОГК ОАО "БелАЗ".

Построение адаптивной системы управления фрикционами основано на использовании электрогидравлических пропорциональных клапанов: каждый фрикцион снабжен автономным пропорциональным клапаном, позволяющим управлять процессом изменения давления в его гидроцилиндре как при включении, так и при выключении фрикциона. Это дает возможность перекрывать моменты трения включаемого и выключаемого фрикционов и непрерывно передавать энергию двигателя к ведущим колесам АТС. Этот клапан изменяет давление рабочей жидкости на своем выходе в строгом соответствии с электрическим сигналом на его входе, формируемом электронным блоком управления. Управляющий сигнал формируется на основе информации, поступающей в контроллер от датчиков, фиксирующих параметры движения АТС (скорость, ускорение),

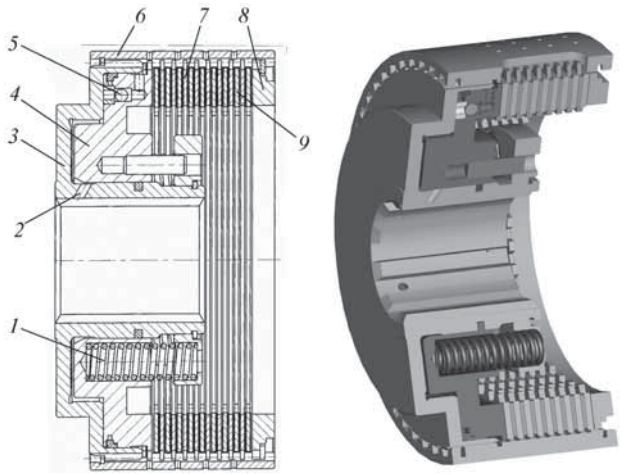


Рис. 1. Конструкция фрикциона ГМП с мехатронным управлением:
1 – возвратная пружина; *2* – отверстие для подачи рабочей жидкости; *3* – корпус; *4* – поршень; *5* – шариковый клапан слива; *6* – зубчатый венец; *7*, *9* – фрикционный диск; *8* – опорный диск

управляющих воздействий водителя, скоростных и нагрузочных режимов двигателя, условий работы механизмов ГМП, а также результатов управления, т.е. обеспечивает управление по замкнутому контуру с обратной связью по управляемому параметру.

Чтобы выполнить перечисленные требования, упомянутые выше сотрудники кафедры "Автомобили" Белорусско-Российского университета разработали новую конструкцию фрикциона мобильной машины и электрогидравлический механизм пропорционального управления. Рассмотрим их.

Фрикцион состоит (рис. 1) из корпуса *3* гидроцилиндра, поршня *4*, зубчатого венца *6*, комплекта фрикционных дисков *7* и *9*, опорного диска *8*, возвратных пружин *1*. Корпус гидроцилиндра снабжен прямобочными шлицами, которыми он сопрягается с валом коробки передач. В нем выполнены отверстия *2* для подачи рабочей жидкости в полость гидроцилиндра.

Зубчатый венец *6* закреплен на корпусе гидроцилиндра *3* посредством эвольвентных шлицев. Поршень *4*, ведущие диски *7* и опорный диск *8* снабжены шлицами, которыми они взаимодействуют с зубчатым венцом *6*.

На внутренней поверхности ведомых дисков *9* предусмотрены эвольвентные шлицы, посредством которых они связаны со ступицей, закрепленной на ведущей шестерне управляемой ступени коробки передач. Сами же ведомые диски, кроме того, снабжены фрикционными накладками из металлокерамики МК5. Для надежного выключения фрикциона при большой скорости вращения, а также предотвращения преждевременного спекания дисков в поршне установлен шариковый клапан слива *5*.

Однако фрикционы ГМП изначально являются самым "слабым звеном" конструкции, что в значительной мере лимитирует надежность и долговечность трансмиссии и АТС в целом. Поэтому задачей системы управления ГМП является формирование и реализация индивидуальных для каждого фрикциона характеристик изменения скорости буксования при включении и выключении, которые удовлетворяют заданным критериям обеспечения высокого качества процесса и в то же время удерживают в допустимых пределах параметры буксования фрикционных пар. Важная их особенность – жесткое ограничение времени буксования (как правило, не более 2...3 с), превышение которого способно привести к выходу фрикциона из строя. Таким образом, уже на уровне выполнения этих основных функций фрикцион защищается от перегрузок.

Задача эта сложная. Как показывает многолетняя практика, максимальные динамические нагрузки во всей кинематической цепи моторно-трансмиссионной установки возникают именно при включении фрикционов (особенно в тяжелых ГМП), а при неуправляемом (в случае отказа аппаратных средств) включении эти нагрузки могут достигать разрушающих значений. Поэтому характеристики управления предварительно рассчитываются и экспериментально отрабатываются на стадии создания ГМП. Правда, если в ранних гидравлических системах они реализовывались с помощью сложнейших механизмов плавности, то современные электронные системы управления ГМП стали адаптивными, способными непрерывно отслеживать изменения характеристик ДВС и элементов ГМП. В частности, в них применяются алгоритмы непрерывного управления скоростью буксования дисков. Известны также системы, в которых контролируются температуры буксующего пакета дисков и ограничивается число включений при приближении перегрева.

Тем не менее все это не избавляет от проблем, связанных с необходимостью оперативного контроля износа фрикционных дисков. И для решения этих проблем необходим анализ факторов, влияющих на ресурс фрикционов ГМП и позволяющих прогнозировать срок службы дисков фрикционов и величину средней наработки на отказ. Такой анализ автор выполнил и на его основе разработал алгоритм использования электронной системы диагностирования для определения величины износа фрикционных дисков при эксплуатации, причем в *режиме реального времени*. Для этих целей предлагается два эффективных метода. Первый – *метод хранения и использования* в памяти процессора цифровых эталонных файлов информации или математических описаний, регламентирующих предельно допустимые значения износа. Метод основан на использовании больших возможностей бортовой микроэлектроники. Второй – *метод косвенного анализа* износа фрикционных дисков на основе организации специальных *тестовых заездов* в стандартных однозначных дорожных условиях с целью измерения времени буксования этих дисков при переключении передач и его сравнения с эталонным (предельно допустимым) его значением. Он основан на выявленном авторами ***эффекте дрейфа***, т.е. явлении регулярных колебаний (первой пульсации) давления рабочей жидкости при заполнении гидроцилиндра фрикциона при использовании принципа пропорционального управления по обратной связи по относительной скорости скольжения дисков. Это дало основание оперативно диагностировать ГМП

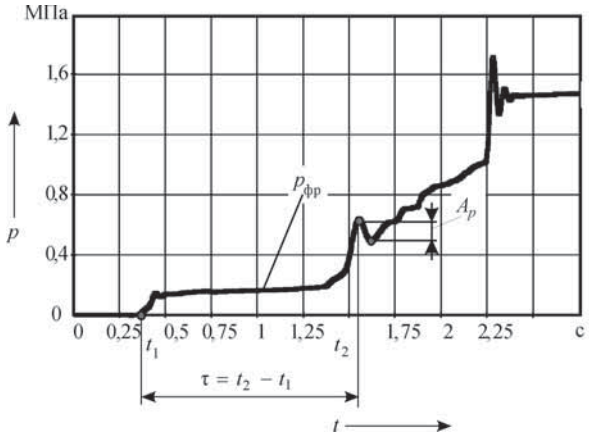


Рис. 2. Изменение давления во фрикционе включаемой передачи от времени

по критерию амплитуды первой пульсации и времени ее начала.

Чтобы создать такой алгоритм, была организована серия специальных тестовых заездов (гностических пробегов) в стандартных однозначных дорожных условиях, в ходе которых измерялась длительность τ заполнения гидроцилиндра фрикциона по первой пульсации давления A_p при переключении передач, а затем полученное значение τ сравнивалось с эталонным (предельно допустимым) его значением (рис. 2). Эти графики получены Р.В. Плякиным в процессе теоретических исследований и были подтверждены экспериментально.

Однозначность условий диагностирования предложенным методом, о котором сказано выше, заключается в соблюдении следующих требований.

Температура рабочей жидкости прогретой ГМП должна находиться в пределах 333...363 К (60...90 °С) с ее отображением на экране дисплея; уровни главного давления системы управления ГМП для выбранного режима, фиксируемые по сигналам датчика на экране дисплея при установившемся движении на соответствующих передачах, должны соответствовать определенным значениям частоты вращения ко-

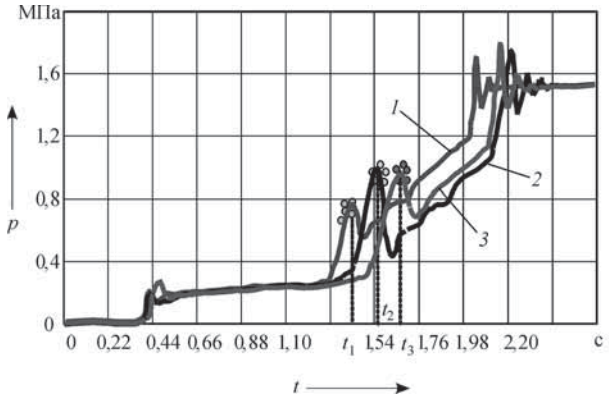
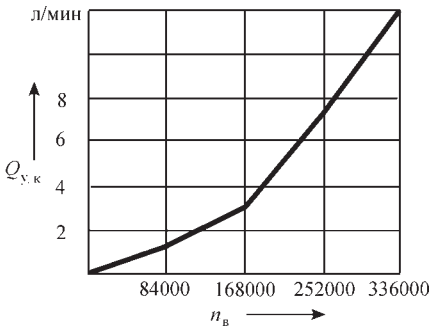


Рис. 3. Зависимость изменения давления во фрикционе ГМП от ее наработки:

1 – начальный износ дисков, наработка 29 тыс. ч; *2* – допустимый износ дисков, наработка 45 тыс. ч; *3* – критический износ дисков, наработка 70 тыс. ч

Рис. 4. Зависимость утечек из-под уплотнительного кольца от числа включений фрикциона третьей передачи ГМП



ленчатого вала двигателя (например, для второй, третьей, четвертой и пятой передач в ГМП самосвала БелАЗ-7555 при n = 1000 мин$^{-1}$ оно должно составлять 1,1 МПа, или 11 кгс/см^2); значение τ измеряется на прямолинейном горизонтальном участке дороги с усовершенствованным покрытием. При этом рекомендуется проводить не менее пяти измерений (опытов).

На рис. 3 приведены аналогичные графики при различных наработках гидромеханической передачи, полученные в режиме реального времени при гностических пробегах того же БелАЗ-7555 при наработках ГМП, равных 20, 45 и 70 тыс. ч. В процессе каждого тестового заезда оценивался износ фрикционных дисков третьей передачи – как наиболее часто включаемой. В каждом случае проводилось по пять опытов, о чем свидетельствуют точки на графиках, фиксирующие амплитуду A_p первой пульсации давления при включении этой передачи (для удобства анализа приведено только по одной кривой для каждого случая). Кривые *1* и *2* на рисунке соответствуют допустимым величинам износа фрикционных дисков, кривая *3* – критической (предельно допустимой) его величине, которая указывает на необходимость замены фрикционных дисков передачи во избежание опасных отказов ГМП.

Для учета утечек через уплотнительные элементы (кольца) поршня фрикциона используется экспериментально полученная автором нелинейная зависимость расхода $Q_у$ утечек от числа $n_в$ включений фрикциона, т.е. зависимость $Q_у = f(n_в)$, приведенная на рис. 4. Как из него видно, величина утечек с ростом износа кольца быстро прогрессирует. При этом, очевидно, дополнительно смещается и поршень. Величину h этого смещения дает формула

$$h = \frac{Q_у\, t_п}{A_п},$$

где $A_п$ – площадь поршня; $t_п$ – время его движения.

Метод, основанный на ***эффекте дрейфа***, в 2010–2012 гг. был внедрен и успешно апробирован на карьерных самосвалах в ОАО "БелАЗ". В настоящее время этот метод эффективно используется при эксплуатации карьерных самосвалов БелАЗ, оснащенных модернизированной бортовой системой активного диагностирования ГМП, в ОАО "Гранит" (г. Микашевичи, Республика Беларусь) для оперативного диагностирования их ГМП, оценки ресурса и прогнозирования трибологической непригодности фрикционов.

УДК 621.433

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПАРАМЕТРОВ ДВС, РАБОТАЮЩЕГО НА ГАЗОВЫХ ТОПЛИВАХ ИЗ БИОМАССЫ

А.А. ДЕМИДОВ
НАМИ (495. 454-01-91)

Приведены результаты расчетных и экспериментальных исследований макетного образца ДВС при его работе на бензине и синтез-газе, полученные соответственно с помощью программы 2ZGAS, которая позволяет определить эффективные показатели ДВС и удельные выбросы оксидов азота и углекислого газа, а также с помощью экспериментов.

Ключевые слова: *ДВС, газовые топлива, математическая модель, синтез-газ, экспериментальные испытания, эффективные показатели, оксиды азота, углекислый газ.*

Demidov A.A., Terenchenko A.S., Panfilov A.V.

RESALTS OF COMPUTATIONAL AND EXPERIMENTAL STUDIES OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES, GAS-FIRED BIOMASS

The results of theoretical and experimental studies of the model sample engine at its operation on petrol and synthesis gas to test the adequacy of the program 2ZGAS, allowing an effective performance computational studies ICE and specific emissions of nitrogen oxides and carbon dioxide and by experiments are considered.

Keyworlds: *DVS, gas fuel, mathematical model, synthesis gas, experimental studies, effective indices, nitrogen oxides, carbon dioxide.*

Применение альтернативных моторных топлив, получаемых из ненефтяного сырья, постепенно становится нормой. Потому что "добывают" их за счет возобновляемых ресурсов, в частности из биомассы.

Технологии энергетического использования биомассы достаточно разнообразны, но особый интерес представляют технологии, основанные на переработке биологических отходов. Прежде всего отходов сельского хозяйства, животноводства, рыбной и лесной промышленности, бытовых и других отходов, образующихся в результате хозяйственной деятельности предприятий и человека. Из них получают биогаз, синтез-газ, которые так же, как и их смеси, могут быть использованы в качестве моторных топлив.

В отличие от традиционных моторных топлив биогаз, синтез-газ и смеси на их основе в зависимости от сырья и способов получения могут быть различного состава и содержать в различном соотношении элементарные горючие (CO, H_2, CH_4, C_2H_6, C_3H_8 и т.д.) и негорючие газы (CO_2, H_2O, N_2). Следовательно, иметь различные физико-химические свойства, такие как пределы воспламенения, скорость и теплота сгорания, молекулярные массы, удельные теплоемкости, склонности к детонации и т.п. То есть те, от которых зависят мощностные, экономические и экологические показатели ДВС. Кроме того, негорючие газы альтернативных топлив влияют и на рабочий процесс [1].

Но чтобы достичь необходимых параметров, нужна определенная предварительная работа. В частности, прежде чем перевести двигатель на биогаз, синтез-газ или смеси на их основе, сначала следует исследовать рабочий процесс ДВС с целью получения данных о его мощностных, экономических и экологических показателях и сравнить их с аналогичными показателями ДВС при его работе на традиционных топливах. Чему, естественно, и посвящена вниманию читателей статья.

Для проведения таких исследований авторы на основе математической модели В.А.Звонова разработали двухзонную математическую модель рабочего процесса ДВС с искровым зажиганием, позволяющую рассчитать индикаторные и эффективные показатели, а также удельные выбросы диоксида углерода и оксидов азота ДВС, работающего на бензине или газовых топливах и их смесях. Эта модель и стала основой программного обеспечения 2ZGAS, позволяющего проводить такие типы расчетов [2, 3]. Для проверки ее адекватности в НАМИ были проведены экспериментальные исследования ДВС с искровым зажиганием. При этом в качестве традиционного топлива использовался бензин АИ-92, а в качестве газового – синтез-газ, содержащий 30 % водорода, 12 % моноксида углерода, 53 % азота, 5 % диоксида углерода. (Выбор топлива и его состав обусловлен его многокомпонентностью и тем, что он может быть получен методом воздушной конверсии биогаза на имеющейся в НАМИ малогабаритной силовой установке по производству альтернативных моторных топлив.) Физико-химические свойства исследуемых топлив приведены в таблице.

Показатель	Топливо	
	бензин АИ-92	синтез-газ
Теплота сгорания, кДж/кг	44 000	5055
Плотность при нормальных условиях, кг/м^3	710	0,94
Молекулярная масса	114	21
Теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, кмоль/кг (кг/кг)	0,514 (14,87)	0,052 (1,37)
Октановое число	92	–

Из таблицы следует, что у синтез-газа принятого состава теплота сгорания в 8,7 раза ниже, чем у бензина АИ-92, что, очевидно, снизит мощностные и топливно-экономические показатели ДВС. Но наличие в составе газа свободного кислорода, а также более низкие температуры его сгорания позволяют сделать вывод об улучшении экологических показателей ДВС. Однако окончательные выводы можно получить только после проведения экспериментальных исследований, в качестве объекта которых был выбран карбюраторный ДВС "Кехлер 22/640" с воздушным охлаждением и верхним расположением клапанов. На его базе авторами был разработан макетный образец ДВС с электронной системой управления и инжекторной системой подачи газа.

Технические характеристики ДВС "Кехлер 22/640" следующие: диаметр цилиндра – 77, ход поршня – 67 мм; степень сжатия – 8,5; рабочий объем – 624 см^3; число цилиндров – 2; номинальная мощность – 14,9 кВт (20 л.с.); номинальный крутящий момент – 44,3 Н·м; частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности – 3600, а при максимальном крутящем моменте – 2400 мин$^{-1}$.

Сигналом для времени и периодичности открытия форсунок служил сигнал, передаваемый с цифрового электромагнитного датчика Холла, который считывал информацию о частоте вращения коленчатого вала. Этот сигнал поступал на предварительно разработанную микропроцессорную систему управления ДВС, с помощью которой и обеспечивалась нужная периодичность открытия и закрытия форсунок и продолжительность их открытия.

Поскольку теплота сгорания синтез-газа в 8 раз меньше, чем у бензина, диаметр штуцера форсунок был увеличен с 1,2 до 2,8 мм, а открывались они не только на такте впуска, но и на такте рабочего хода ДВС.

При проведении экспериментальных стендовых исследований на бензине по внешней скоростной характеристике было снято десять режимов работы ДВС, а на синтез-газе – три. Результаты расчетных и экспериментальных исследований представлены на рис. 1–3, на которых сплош-

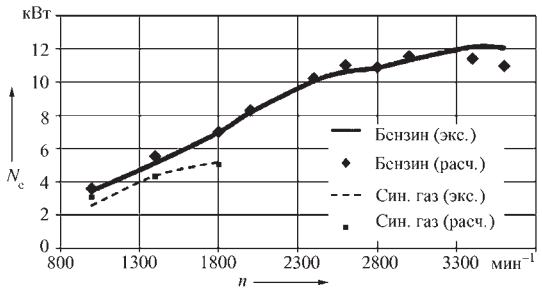


Рис. 1. Сравнение расчетных и экспериментальных показателей N_e при работе ДВС на бензине и синтез-газе

ными кривыми обозначены результаты экспериментов по работе ДВС на бензине, ромбами – результаты расчета для этого же случая; штриховыми кривыми – результаты эксперимента для синтез-газа, а точками – то же по расчетам.

Рис. 1 подтверждает, что математическая модель позволяет адекватно рассчитывать эффективную мощность $N_э$ ДВС: различие между расчетными и экспериментальными результатами составляет не более 2...3 %, но показывает он и то, что эффективная мощность ДВС, работающего на синтез-газе, в 1,3–1,5 раза ниже, чем при работе на бензине. На рис. 2 показаны удельные эффективные расходы топлива $g_э$ при работе ДВС на бензине и синтез-газе. Он говорит о том, что удельный эффективный расход топлива при работе ДВС на синтез-газе в среднем в 8–9 раз больше, чем при работе на бензине. Причем различие между расчетными и экспериментальными исследованиями показателей ДВС на бензине составило ~2 %, а на синтез-газе – не более 5 %.

Как видно из рис. 3, удельные выбросы диоксида углерода при работе ДВС на синтез-газе в 1,5–2,0 раза ниже, чем при работе на бензин, что объясняется более низким содержанием углерода в синтез-газе, чем в бензине. При идентификации же математической модели расчетные показатели выбросов при работе на бензине отличаются от экспериментальных не более чем на 2 %, на синтез-газе – на 2...10 % на всех режимах работы ДВС.

Сравнение удельных выбросов оксидов азота при работе ДВС на бензине и синтез-газе приведено на рис. 4: на синтез-газе эти выбросы в 4–10 раз ниже, чем в случае бензина, и они уменьшаются с ростом частоты вращения

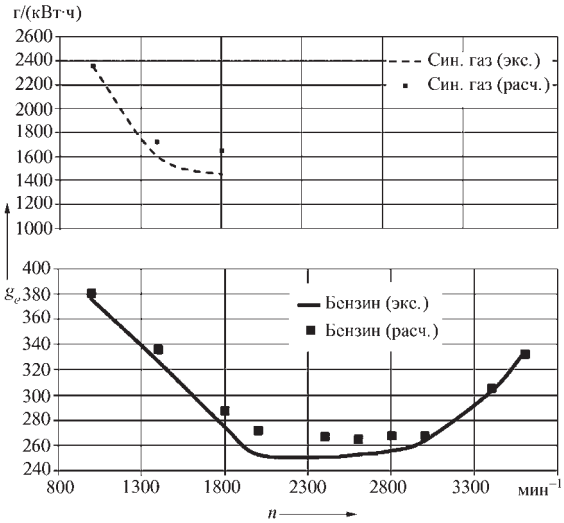


Рис. 2. Сравнение расчетных и экспериментальных показателей g_e при работе ДВС на бензине и синтез-газе

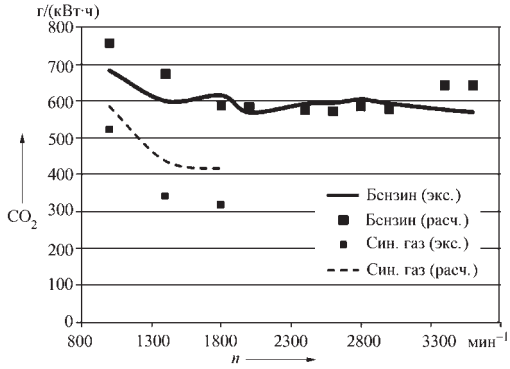


Рис. 3. Сравнение расчетных и экспериментальных показателей CO_2 при работе ДВС на бензине и синтез-газе

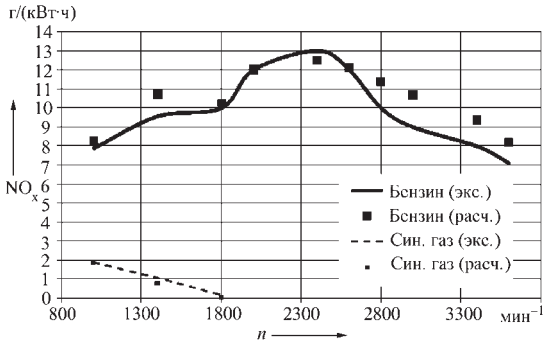


Рис. 4. Сравнение расчетных и экспериментальных показателей NO_x при работе ДВС на бензине и синтез-газе

коленчатого вала ДВС. При идентификации математической модели расчетные показатели при работе на бензине отличаются от экспериментальных не более чем на 2...3 %, на синтез-газе – на 2 % на всех режимах работы ДВС.

Из всего сказанного можно сделать следующие выводы.

1. Для идентификации и проверки адекватности программы 2ZGAS, позволяющей производить расчетные исследования показателей работы ДВС на различных смесевых газовых топливах из биомассы в НАМИ были проведены расчетные и экспериментальные исследования по внешней скоростной характеристике макетного образца ДВС, работающего на бензине и синтез-газе состава: CO – 12 %, N_2 – 53, CO_2 – 5, H_2 – 30 %.

2. После обработки расчетных и экспериментальных данных различие между показателями эффективной мощности, удельного эффективного расхода топлива, удельных выбросов CO_2 и NO_x составляло от 1 до 5 %, что говорит об адекватной работе программы 2ZGAS. В сравнении с работой ДВС на бензине эффективная мощность при работе ДВС на синтез-газе ниже в 1,3–1,5 раза. Удельный эффективный расход топлива ДВС при его работе на синтез-газе выше в среднем в 8 раз, чем при работе ДВС на бензине. Выбросы оксидов азота и CO_2 ДВС на синтез-газе ниже в 4...10 и 1,5...2,0 раза соответственно, чем при работе ДВС на бензине.

3. В дальнейшем предполагается проведение экспериментальных исследований на других газовых смесях, произведенных из биомассы для более полной проверки адекватности работы программы 2ZGAS.

УДК 519

О НЕКОТОРЫХ ОСОБЕННОСТЯХ ПРИМЕНЕНИЯ НЕЙРОСЕТЕВОЙ ТЕХНОЛОГИИ В АСРТ ПРОКАТНОГО СТАНА

Е.Г. МУРАЧЕВ, А.А. ИВАНОВ
МГТУ "МАМИ" (495 223-05-23 доб. 13-12, 13-24)

Определена задача регулирования толщины прокатываемого металла в условиях упругой деформации системы "клеть–полоса". Проанализирована формула Целикова как одна из моделей процесса прокатки. Рассмотрены возможности воздействия на полосу и обоснована необходимость идентификации модели автоматической системы регулирования толщины, а также создания адаптирующейся системы.

Ключевые слова: *прокатный стан, деформация, валки, клеть, автоматическое управление, нейросетевые технологии, замкнутая система управления.*

Murachev E.G., Ivanov A.A.

ABOUT SOME FEATURS OF APPLICATION OF NEURONETWORK TECHNOLOGY IN ASRT OF THE ROLLING MILL

The problem of regulation of thickness of rolled metal in the conditions of elastic deformation of cage strip system is defined, Tselikov's formula as one of models of process of rolling is analysed. Possibilities of impact on a strip are considered and need of identification of model of automatic system of regulation of thickness, and also creation of adaptive system is proved

Keywords: *rolling mill, deformation, rolls, cage, automatic control, neuronetwork technologies, closed control system.*

Цель регулирования толщины прокатываемого металла – получить прокат заданной толщины, значение которой не зависит от разнотолщинности подката, скорости прокатки и других возмущающих факторов. При этом очевидно, что если бы упругих деформаций в элементах прокатной клети не было, т.е. они были бы абсолютно жесткими, то поставленная цель достигалась бы предельно просто: полоса на выходе из валков всегда имела бы толщину H, точно равную предварительно установленному зазору S между ними. Однако на практике этого нет: все элементы прокатной клети – физические тела, подчиняющиеся законам упругости. Если начальный зазор S между валками меньше толщины $H_{вх}$ входной полосы, то на них воздействуют силы, характеризуемые равнодействующей P давления металла (усилие прокатки). Под действием этих сил элементы клети будут упруго деформироваться, в результате чего выходная толщина полосы будет больше установленного начального зазора на величину *суммарной упругой деформации* Δ *системы*. Она представляет собой сумму деформаций нагруженных деталей клети: деформаций поперечин и стоек станин, подшипников и подушек верхнего и нижнего опорных валков, нажимных винтов; прогиба рабочих валков и опорного вала; сжатия в месте контакта между рабочими и опорными валками; сплющивания рабочих валков в месте контакта с полосой.

Суммарную деформацию расчетным путем точно определить сложно, поэтому все, кто решает данную задачу, пользуются экспериментальными методами. В итоге получают кривую, пример которой приведен на рис. 1.

Такая кривая, как видим, отражает зависимость усилия P прокатки от хода S нажимного винта и частоты n вращения приводного вала электродвигателя. У нее есть две четко выделяющихся части – нелинейная, обусловленная наличием люфтов, а также контактным трением покоя, и линейная – рабочая, тангенс угла наклона которой называют коэффициентом (модулем) жесткости клети.

Тем не менее математическим описанием процессов прокатки занимались многие исследователи. И небезуспешно: каждый из них получил расчетные формулы, в большей или меньшей мере пригодные для практического применения. Но самой удобной, по мнению авторов предлагаемой вниманию читателей статьи, следует считать формулу А.И. Целикова, которая связывает [1] усилие P прокатки с выходной (H_1) и входной (H_0) толщинами, натяжениями до (T_0) и после (T_1) клети и т.д. Эта формула имеет вид:

$$P = \frac{B X_1 H_0}{2\mu}\left[\frac{1}{\mu}\left(\frac{X_0}{X_1}\right)^{\varphi} e^{m} - \left(\frac{X_0}{X_1}\right) - \frac{1}{\varphi}\right],$$

где B – ширина полосы; $X_0 = 2k_0 - \sigma_0$, $X_1 = 2k_1 - \sigma_1$ – соответственно толщина полосы до и после обжатия; $2k_0 = 1{,}15\,\sigma_{s0}$, $2k_1 = 1{,}15\sigma_{s1}$; σ_0, σ_1 – удельное заднее и переднее натяжения; $\sigma_{s0} = \frac{T_0}{BH_0}$, $\sigma_{s1} = \frac{T_1}{BH_1}$ – преде-

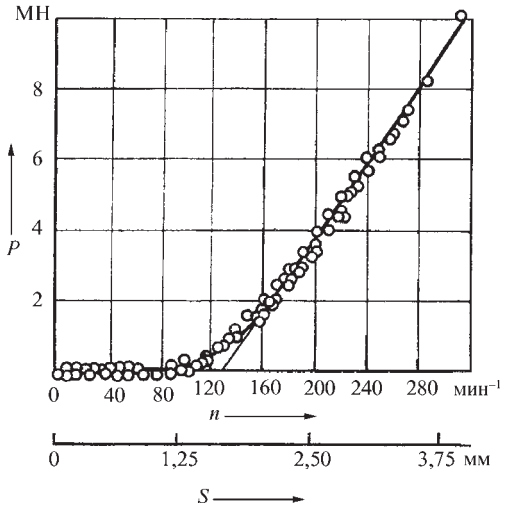


Рис. 1. Экспериментальная кривая упругости системы прокатки

лы текучести материала полосы до и после обжатия; $\varphi = H_0 / (H_0 + H_1)$; $m = 2\mu l / (H_0 + H_1)$ – показатель степени; $l = R(H_0 - H_1) + \frac{PR}{4500\,B}$ – длина дуги захвата с учетом сплющивания валков; R – радиус недеформированного рабочего валка.

Выходная толщина H_1 полосы – неявная функция входной толщины H_0, усилия P прокатки, входного T_0 и выходного T_1 натяжений, соответственно, пределов текучести прокатываемого материала на входе (σ_{s0}) и на выходе (σ_{s1}) и радиуса R рабочего валка. Поэтому выразить H_1 через H_0 пока что никому не удалось. В том числе и А.И. Целикову.

Усложняет проблему и то, что в процессе прокатки целенаправленно воздействовать можно только на усилие P прокатки, а также на переднее T_0 и заднее T_1 натяжения.

Наконец, формулы для P и l до тех пор, пока не было мощной вычислительной техники, нельзя было непосредственно использовать в режиме реального времени. Однако сейчас такая возможность появилась. И реализуется она путем построения модели процесса прокатки, действующей в реальном времени, и применения средств идентификации этой модели.

Действительно, из формул для P и l, а также из рассмотрения конструкции реверсивного прокатного стана следует, что влиять на толщину H полосы можно двумя способами – меняя положение нажимного устройства, т.е. силу P, переднее (T_0) или (и) заднее (T_1) натяжения. Причем на практике обе задачи решаются одним лишь изменением положения нажимного устройства. Более того, тот же результат получается и при воздействии на натяжения: при неизменном усилии P прокатки увеличение натяжения T приводит к повышению обжатия и уменьшению выходной толщины листа. То есть можно сделать вывод, что толщину H проката можно регулировать, воздействуя либо на нажимное усилие, либо на натяжение. Однако это, к сожалению, далеко не так. Опыт показывает: чем тоньше и жестче прокатываемая полоса, тем труднее регулировать ее толщину, воздействуя только на нажимное устройство. Поэтому в таких случаях нужно применять комбинированное управление, т.е. использовать оба способа.

Теперь об автоматической системе регулирования толщины (АСРТ).

Автор работы [2] доказал, что при создании и реконструкции такой системы возникают трудности, обусловленные двумя особенностями стана как объекта регулирования толщины полосы: наличием многочисленных и разнородных возмущающих воздействий, в том числе и эксцентриситета валков, которые изменяют выходную толщину; переменными транспортным запаздыванием в измерении толщины, зависящим от скорости прокатки, и передаточными коэффициентами, зависящими от характеристик полосы.

Ведь сплавы металлов могут сильно отличаться друг от друга по сопротивлению деформации (оно, как известно, зависит от марки сплава и степени наклепа), толщине и ширине. Как следствие, передаточные коэффициенты системы "клеть–полоса", связывающие приращения выходной толщины с приращениями управляющих воздействий, изменяются в широких пределах: по перемещению нажимного механизма – более чем в 4 раза, а по изменению натяжения полосы – более чем в 15 раз. Причем вредное влияние этих изменений на устойчивость и быстродействие прокатки усугубляется транспортным запаздыванием измерения толщины. Следовательно, каналы АСРТ, действующие по сигналу отклонения выходной толщины, не могут работать без их перенастройки для компенсации данных изменений.

Известно также, что передаточный коэффициент стана по основному возмущающему воздействию – изменению входной толщины – меняется до 10 раз, что тоже делает невозможным использование канала АСРТ без ее перенастройки.

Выход здесь один – применение таких систем автоматического управления, параметры которых могут изменяться в широких пределах. То есть поисковых систем, использующих различные методы идентификации или эталонные модели, а также систем с переменной структурой.

Однако и здесь все очень непросто. Давно доказано [2, 3 и др.], что многие элементы АСРТ, в том числе нажимные устройства как с электро-, так и с пневмоприводом – объекты нелинейные, реализовать математическую модель которых средствами классической теории управления можно лишь методом линеаризации в узком диапазоне изменения параметров. Другими словами, классическая теория управления хорошо разработала лишь методы управления линейным объектом управления, которые для нелинейных объектов не пригодны.

Поэтому решить такую задачу можно лишь одним способом: включив в систему управления обучаемый контроллер (нейрорегулятор), на вход которого подаются (рис. 2) сигнал и ошибки управления (ОУ), а его выход одновременно является входом объекта управления.

Цель обучения получающейся таким образом нейронной сети – уменьшить величину рассогласования между выходами объекта и эталонной его модели. Причем в силу того, что природа этой сети нелинейна, она дает возможность высококачественного управления реальным объектом в широком диапазоне изменения режимов его работы и условий эксплуатации. Именно для этого и существует обучение – процесс выработки в системе управления желаемой реакции на внешние сигналы U путем многократных воздействий на систему и внешней коррек-

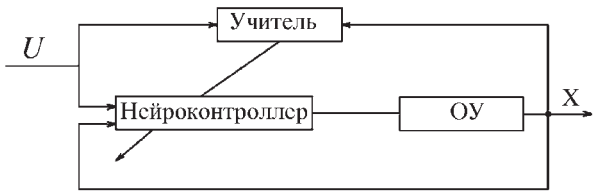


Рис. 2. Нейронная система управления без эталонной модели

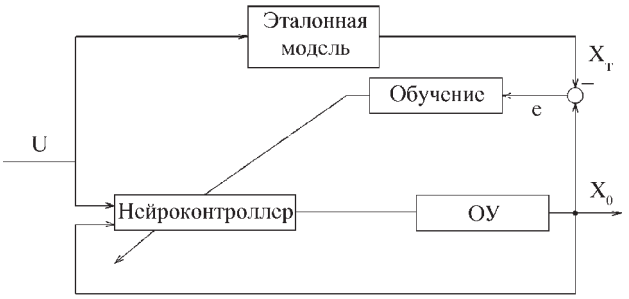


Рис. 3. Нейросетевая система управления с эталонной моделью

тировки, осуществляемой "учителем", которому известна желаемая реакция системы управления на определенные воздействия. ("Учитель" сообщает системе дополнительную информацию о том, верна или неверна ее реакция X.)

Эту систему можно назвать незамкнутой. Но есть вторая, наиболее часто встречающаяся – замкнутая, с эталонной моделью (рис. 3). Она отслеживает желаемую траекторию $X_т$, определенную эталонной моделью, затем сравнивает ее с действительной траекторией X_0 и на основании ошибки e настраивает нейроконтроллер. Необходимым условием ее функционирования является правильный выбор тестовых входных воздействий, так как от типа тестового сигнала зависит точность настройки основной системы на эталонную модель.

Исследования показывают, что обе рассмотренные выше нейросетевые модели динамических объектов могут быть настолько точными, что нейроконтроллер способен управлять самим объектом без каких-либо дополнительных настроек.

Как было сказано выше, для управления процессом прокатки необходимо построить модель АСРТ. Но для этого нужно с достаточной точностью определить ее параметры. И такую задачу решить можно, если воспользоваться технологией, предлагаемой автором работы [5]. Ее основа – модель в пространстве состояний или модель типа "вход–выход".

В первом случае можно записать, что

$x(n+1) = f[x(n), u(n)]$ и $y(n+1) = h[x(n)]$,

где $f(x(n), u(n))$ и $h(x(n))$ – неизвестные нелинейные вектор-функции. То есть для идентификации модели используются две нейронные сети: одна – для работы с уравнением $x(n+1)$ процесса, а вторая – с уравнением $y(n+1)$ измерения, что и иллюстрируют рис. 4 и 5. На первом из них дана схема оценки состояния $x(n+1)$, полученной первой нейронной сетью, которая работает с объединенным входом, состоящим из входного сигнала $u(n)$ и состояния $x(n)$ и дает на выходе $\hat{x}(n+1)$. При этом оценка $\hat{x}(n+1)$ вычитается из фактического состояния $x(n+1)$, из чего получается вектор ошибки $e_1(n+1) = x(n+1) - \hat{x}(n+1)$. [Здесь $x(n+1)$ – желаемый отклик. Предполагается, что фактическое состояние $x(n)$ доступно.]

Вектор ошибки $e_1(n+1)$ используется для коррекции синаптических весов нейронной первой сети с целью минимизации функции стоимости, основанной на векторе ошибки $e_1(n+1)$.

Вторая нейронная сеть (см. рис. 5) работает с фактическим состоянием $x(n)$ неизвестного объекта и дает на выходе оценку $\hat{y}(n)$ фактического выходного сигнала $y(n)$, в результате чего получается второй вектор ошибки $e_{II}(n) = y(n) - \hat{y}(n)$, где $y(n)$ – желаемый отклик.

Вектор $e_{II}(n)$ используется затем для коррекции синаптических весов нейронной второй сети с целью минимизации Евклидовой нормы вектора ошибки $e_{II}(n)$.

Две нейронные сети, показанные на рис. 4 и 5, работают синхронно и дают на выходе решение задачи системной идентификации в пространстве состояний. Такая модель называется *последовательно-параллельной моделью идентификации*, так как модель получает фактическое состояние неизвестной системы (а не фактическое состояние модели идентификации). Эту форму обучения можно рассматривать как усиление учителем.

Противоположной последовательно-параллельной модели обучения является *параллельная модель идентификации*, в которой состояние $x(n)$, подаваемое в первую нейронную сеть, заменяется его оценкой $\hat{x}(n)$. Эта оценка получается из собственного выхода нейронной сети $\hat{x}(n+1)$ путем пропускания последнего через оператор z^{-1} единичной задержки.

Ее преимущество состоит в том, что нейросетевая модель работает в том же режиме, что и неизвестная система, т.е. в режиме, когда сама нейронная сеть уже прошла обучение. Следовательно, модель, полученная в результате параллельного обучения, часто

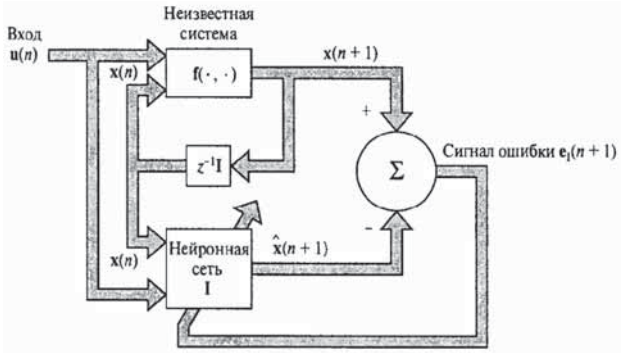


Рис. 4. Схема сети для работы с уравнением процесса

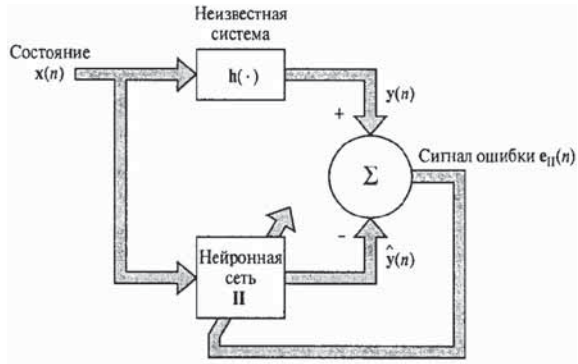


Рис. 5. Схема сети для работы с уравнением измерения

показывает лучшую динамику, чем та, что получена в результате последовательно-параллельного обучения. Правда, процесс обучения параллельной модели дольше.

Модель типа "вход–выход" используется, если доступен только выход неизвестного объекта. В этом случае выход системы в дискретный момент n времени обозначается как $y(n)$, а ее вход – как $u(n)$. Тогда модель идентификации (при использовании модели NARX) принимает следующую форму:

$$\hat{y}(n+1) = \varphi(y(n), \ldots, y(n-q+1), u(n), \ldots, u(n-q+1)),$$

где q – порядок неизвестной системы.

В момент времени $(n+1)$ известны q последних значений входного сигнала и столько же последних значений выходного. Тогда выход $\hat{y}(n+1)$ модели представляет собой оценку фактического выхода $y(n+1)$, а сигнал ошибки дает формула:

$$e(n+1) = y(n+1) - \hat{y}(n+1).$$

[Здесь величина $y(n+1)$ играет роль желаемого отклика $e(n+1)$ и используется для коррекции синаптических весов нейронной сети с целью минимизации ошибки.]

Таким образом, недостаточная точность существующих моделей и регуляторов приводит к необходимости создания АСРТ, способной адаптироваться к изменяющимся условиям прокатки – различным передаточным коэффициентам, нелинейности процессов, происходящих в гидронажимных устройствах и т.д. А это возможно, если для идентификации системы управления и уточнения ее модели будут использованы нейронные сети, поскольку они могут настраиваться с помощью "учителя".

Литература

1. Дружинин Н.Н. Непрерывные станы как объект автоматизации. М.: Металлургия, 1975.
2. Маланов А.Л. Разработка и внедрение многоканальной системы автоматического регулирования толщины на широкополосных реверсивных станах холодной прокатки: дис. ... канд. техн. наук: 05.13.07. М.: 1995. – 146 с.
3. Луговской В.М. Алгоритмы систем автоматизации листовых станов. М.: Металлургия, 1974. – 320 с.
4. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Металлургия. Машиностроение, 1977.

УДК 621.113/.115-022.532

НАНОТЕХНОЛОГИИ В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ

Д.А. ИПАНОВ
МГТУ "МАМИ" (8.495. 223-05-23)

Рассматриваются некоторые вопросы, связанные с внедрением нанотехнологий в автомобилестроении.
Ключевые слова: *нанотехнологии, наноматериалы.*

Ipanov D.A., Krasavin P.A.

NANOTECHNOLOGY IN AUTOMOBILE

Some question, which combine with introduction of nanotechnology in automobile.
Keywords: *nanotechnology, nanomaterias.*

В 1959 г. нобелевский лауреат Р. Фейнман в одном из своих выступлений сказал, что в будущем, научившись манипулировать отдельными атомами, человечество сможет синтезировать все, что угодно. И это предсказание исполняется. В 1981 г. появился первый инструмент для манипуляции атомами – туннельный микроскоп, изобретенный учеными фирмы IBM. Оказалось, что с его помощью можно не только "видеть" отдельные атомы, но и поднимать и перемещать их. То есть была продемонстрирована принципиальная возможность манипулирования атомами, в том числе собирать из них все, что угодно – любые предмет или материал. Поэтому сразу же стали появляться нанотехнологии – технологии изготовления сверхмикроскопических конструкций из мельчайших частиц материи, позволяющие создавать и модифицировать объекты принципиально нового качества, включающие компоненты размерами менее 100 нм. Причем такие системы особенно ценны тем, что их можно интегрировать в полноценно функционирующие системы макромасштаба. Потому что нанотехнологии работают уже не с веществом, а с его составными частицами – атомами.

Нанотехнологии не только появились, но и развиваются. Причем в трех направлениях – изготовление электронных схем размером с молекулу или атом, механизмов таких же размеров и сборка предметов из молекул и атомов. Каждое из них – не новость: системы, объекты которых имеют подобные размеры, типичны для живой природы, которая умело использует способность молекул самоорганизовываться в структуры различного функционального назначения, а также порождать подобные себе структуры. И человек в данном случае следует ей. Например, он, применяя методы так называемого механосинтеза, реализует новые, не имеющие аналогов, молекулярные соединения. В частности, уже проведены эксперименты, в которых тысячи и десятки тысяч молекул соединяются в кристаллы, обладающие наперед заданными, не встречающимися у природных материалов свойствами.

Так, известен целый ряд органических молекулярных групп, которые могут функционировать как выпрямитель электрического переменного тока, проводящая шина или запоминающее устройство. При этом для хранения 1 бт информации теоретически нужна всего лишь одна молекула.

Естественно, что нанотехнологиями не могли не заинтересоваться и автомобилестроители. Ведь совершенно очевидно – это качественный скачок, обеспечивающий беспрецедентную точность и эффективность изготовления выпускаемых изделий. Так, последние достижения науки с приставкой "нано" говорят о том, что эти технологии способны дать автопроизводителю очень многое. Например, с их применением автомобиль станет более комфортным и интеллектуальным, сделанным из легких и прочных, чем сейчас, материалов, на нем очень широко будут реализовать принцип миниатюризации, в том числе и при создании новых энергетических установок. Об этом свидетельствует опыт Западной Европы, США, где фирмы, занимающиеся производством самых разнообразных автомобильных узлов, агрегатов и систем, уже начали внедрять нанотехнологии в массовое производство. К примеру, добавляют наночастицы с определенными свойствами в резину, что придает шинам оптимальные свойства и долговечность, уменьшает их шумность, а также улучшает топливную экономичность автомобиля. Новые же катализаторы не только значительно снижают расход топлива, но и количество токсичных веществ в отработавших газах ДВС.

Не случайно более 70 ведущих мировых автомобилестроителей подключились к совместному исследованию возможностей применения нанотехнологий на автомобилях, рассчитанному на период 2002–2015 гг. Причем отдельные фирмы начали заниматься такими исследованиями еще раньше.

Это прежде всего концерны БМВ и "Фольксваген", которые уже много лет проводят собственные исследования по модернизации своих автомобилей с помощью нанотехнологий. И они уже близки к тому, что их новые модели начнут оснащаться рядом встроенных диагностических и мониторинговых наносенсоров, а материалы салона станут антисептическими и самоочищающимися. Кроме того, "Фольксваген" заключил договор на совместные исследования в области наноматериалов с отделением нанонаук и наноматериаловедения при израильском институте Вайсмана. Цель этих исследований – создание поверхностей с низким коэффициентом трения, т.е. материалов, которые предназначены для изготовления несмазываемых автомобильных подшипников и шестерен редукторов.

Концерн "Daimler-Бенц" в 2004 г. на своей новой модели автомобиля применил специальный лак, в составе которого имеются керамические наночастицы. Это позволило в три раза повысить устойчивость лакокрасочного покрытия к царапинам.

С помощью наноматериалов можно добиться увеличения жесткости кузова автомобиля при одновременном снижении его массы. Поэтому некоторые крупнейшие мировые автомобилестроительные фирмы давно начали работать в области модернизации полимеров и пластмасс. Например, они добавляют в пластик нанокомпоненты, увеличивающие не только его жесткость, но и пластичность, и другие свойства материалов.

Очень перспективными с этой точки зрения являются нанотрубки. Об этом говорит тот факт, что "Фольксваген" еще в 2006 г. показал на выставке в Лос-Анджелесе автомобиль, каркас которого состоит из миллиардов небольших, диаметром менее 0,5 мм, частиц, созданных с использованием нанотехнологий. Каждая из частиц может быть запрограммирована на определенную жесткость, и в случае столкновения автомобиля с препятствием кузов деформируется таким образом, что находящиеся внутри него пассажиры остаются в безопасности.

Поверх нанокузова этого автомобиля ("Фольксваген Наноспайдер") крепятся панели из органических материалов, некоторые части которых при ударе способны надуваться, что обеспечивает дополнительную защиту водителя и пассажиров.

Более того, некоторые внешние панели служат дополнительным источником электроэнергии, вырабатываемой под воздействием солнечного света. При этом основная часть электричества получается из водородных топливных элементов.

В движение этот автомобиль будущего приводят компактные электромоторы, установленные внутри каждого из колес. Поэтому стремление германского правительства финансировать нанотехнологии в автомобилестроении не лишено перспектив. И хотя пока еще частные инвестиции превышают государственные, но с автомобильной промышленностью Германия прочно удерживает свои лидирующие позиции.

Применение нанотрубок для деталей может существенно улучшить топливную характеристику автомобилей. Снижение массы, прочность, в 20 раз превышающая прочность стали, увеличение долговечности, устойчивости к погодным условиям, повышенные огнеупорность и термостойкость – главные плюсы инновационной технологии.

Но еще интереснее перспективы: одним из наиболее фантастичных и тем не менее реальным следствием использования наноматериалов в автомобильной промышленности является эдакая "саморегенерация". То есть все дефекты, возникающие в процессе эксплуатации автомобиля, будут самоустраняться.

И последнее. Общемировые затраты на нанотехнологические проекты уже сейчас превышают 9 млрд амер. долл. в год. Причем на долю США приходится примерно треть из них. Другие же инвесторы на рынке нанотехнологий – ЕС и Япония. Прогнозы показывают, что к 2015 г. общая численность персонала нанотехнологической промышленности может дойти до 2 млн чел., а суммарная стоимость товаров, производимых с использованием наноматериалов, приблизится к 1000 млрд долл.

УДК 629.113

МЕТОДИКА РАСЧЕТА БАЗОВОГО РАСХОДА ТОПЛИВА АВТОМОБИЛЕМ

Д-р техн. наук **Е.В. БАЛАКИНА**,
кандидаты техн. наук **Н.М. ЗОТОВ** и **А.П. ФЕДИН**
ВолгГТУ (442. 24-84-61)

Изложена общая методика расчета базового расхода топлива АТС.
Ключевые слова: *параметры автомобиля, базовый расход топлива, коэффициент использования мощности, методика расчета.*

Balakina E.V., Zotov N.M., Fedin A.P.

TECHNIQUE OF CALCULATION OF THE BASE CHARGE OF FUEL OF THE CAR

The general calculation procedure of the base charge of fuel of the car or the bus is stated.
Keywords: *parameters of the car, the base charge of fuel, factor to realize of the power, calculation procedure.*

Для тех АТС, которые отсутствуют в перечне, приведенном в распоряжении № АМ-23-Р от 14.03.2008 г. Министерства транспорта РФ "О введении в действие методических рекомендаций "Нормы расхода топлив и смазочных материалов на автомобильном транспорте", а также АТС, у которых реальный базовый расход топлива (реальный эксплуатационный расход за вычетом эксплуатационных коэффициентов) больше базового расхода, приведенного в том же документе, возникает проблема определения расхода. Это означает, что для практики нужна методика его расчета, которая должна представлять собой математическую модель, т.е. систему уравнений, позволяющую на основе исходных данных (параметров АТС и условий его эксплуатации) определять базовый расход топлива любого АТС в снаряженном его состоянии. Посмотрим, как это можно сделать.

Базовое значение расхода Q_s (в л/100 км) топлива в заданных условиях движения традиционно определяется конструктивными параметрами АТС и видом используемого топлива и рассчитывается по всем хорошо известному уравнению (формула № 1 в таблице). Однако доказано, что наличие амортизаторов в подвеске автомобиля и неровностей даже на малоизношенном асфальтобетонном покрытии увеличивает расход топлива. Например, на испытательных дорогах НИЦИАМТа это увеличение составляет ~2 %. Поэтому формула расчета расхода топлива АТС при его равномерном непрерывном движении по горизонтальной дороге приобретет вид формулы № 2.

Значения входящих в обе формулы параметров ρ и $\eta_{тр}$ либо измеряются непосредственно (для ρ), либо легко вычисляются (для $\eta_{тр}$). Так, плотность обычного бензина составляет 0,715...0,765 кг/л (среднее 0,74), высокооктанового – 0,73...0,78 (среднее 0,745 ≈ 0,75), а дизельного топлива – 0,815...0,855 кг/л (среднее 0,835). Значение КПД трансмиссии дает формула № 3, но при расчетах механической трансмиссии неполноприводных автомобилей его можно брать [1] равным 0,88...0,95 (среднее 0,92), для автомобилей полноприводных – $\eta_{тр}$ = 0,8...0,9 (среднее 0,85), гидрообъемной трансмиссии – $\eta_{тр}$ = 0,65...0,75 [1] (среднее 0,7) и электромеханической трансмиссии – $\eta_{тр}$ = 0,63...0,73 (среднее 0,7).

Далее. При равномерном движении АТС по дороге без продольного уклона сила $P_д$ дорожного сопротивления равна силе сопротивления качению и рассчитывается по формуле № 4. При этом учитывается, что, согласно требованиям к испытаниям АТС на топливную экономичность [2], транспортное средство испытывают при двух скоростях движения: городские автобусы и полноприводные автомобили полной массой свыше 3,5 т – при 40 и 60 км/ч, грузовые и грузопассажирские автомобили (включая полноприводные), автобусы специального назначения, междугородные и дальнего следования, автопоезда полной массой более 3,5 т – при 60 и 80 км/ч, легковые автомобили (включая полноприводные), автобусы и грузовые автомобили полной массой до 3,5 т – 90 и 120 км/ч.

Силу $P_в$ сопротивления потока воздуха дает [3] формула № 5, а входящие в нее площадь F Миделя и скоростной напор q – соответственно по формулам № 6 и 7.

Известно, что удельный расход q_e топлива зависит от коэффициента K_N использования мощности, т.е. $q_e = f(K_N)$, который представляет собой отношение мощности N, затрачиваемой на движение автомобиля в заданных условиях, к максимальной мощности N_{max} двигателя (формула № 8). Чтобы получить $q_e = f(K_N)$ для разных типов двигателей, необходимо аппроксимировать соответствующие параметры, рассчитанные из скоростных характеристик [4]. В результате аппроксимации получилось следующее.

Для карбюраторных двигателей с искровым зажиганием эту зависимость аппроксимируют формулой № 9, с искровым зажиганием и впрыском топлива – формулой № 10, для безнаддувных дизелей – формулой № 11, а дизелей с наддувом – формулой № 12. (Графически они отображены соответственно на рис. 1, 2, 3 и 4.)

Перечисленные выше уравнения № 2, 4, 5, 6, 7, 9, 10, 11 и 12 образуют систему, решая которую, получаем искомое значение $Q_s = \overline{Q}_s$.

Если при движении по конкретному маршруту автомобилю приходится простаивать с работающим двигателем,

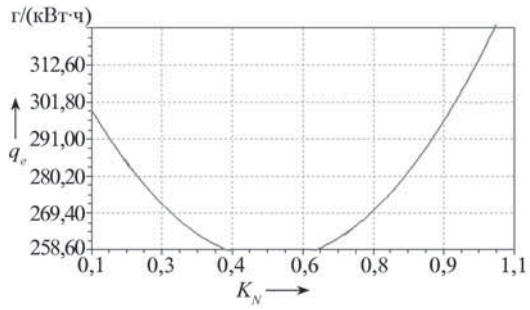


Рис. 1. Зависимость удельного расхода топлива от коэффициента использования мощности карбюраторного двигателя

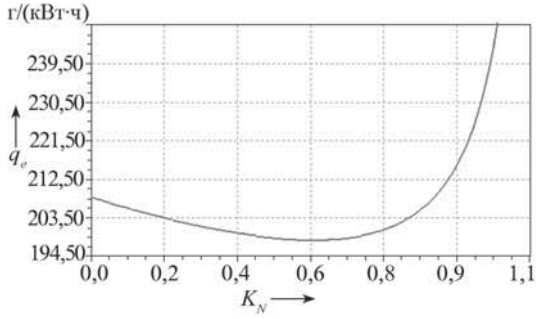


Рис. 2. Зависимость удельного расхода топлива от коэффициента использования мощности двигателя с искровым зажиганием и впрыском топлива

№ формулы	Формула	Примечания
1	$Q_s = \dfrac{q_e (P_д + P_в + P_и)}{36\,000\ \rho\ \eta_{тр}}$	q_e – удельный расход топлива в г/кВт·ч; $P_д$ – сила дорожного сопротивления; $P_в$ – сила сопротивления воздуха; $P_и$ – сила инерции; ρ – плотность топлива; $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии
2	$Q_s = \dfrac{(1 + K_{ам})\, q_e\, (P_д + P_в)}{36\,000\ \rho\ \eta_{тр}}$	$K_{ам}$ – коэффициент влияния амортизаторов ($K_{ам_{min}} = 0{,}02$)
3	$\eta_{тр} = 0{,}98^z \cdot 0{,}97^k \cdot 0{,}99^n$	z, k, n – число, соответственно, прямозубых зацеплений, косозубых зацеплений, карданных шарниров
4	$P_д = m_{сн}\, g\,(f_0 + 0{,}000007\ v_а^2)$	$m_{сн}$ – снаряженная масса; g – ускорение свободного падения; $f_0 = 0{,}01$ [3] – коэффициент сопротивления качению шины по асфальтобетонному дорожному покрытию в хорошем состоянии; $v_а$ – скорость автомобиля, м/с
5	$P_в = C_x F q$	C_x – коэффициент обтекаемости; F – площадь Миделя; q – скоростной напор
6	$F = 0{,}8\, BH$	B – колея передних колес; H – габаритная высота АТС
7	$q = 0{,}5\ \rho_в\ v_а^2$	$\rho_в = 1{,}225$ кг/м^3 – плотность воздуха
8	$K_N = \dfrac{N}{N_{max}}$	–
9	$q_e = 332 - 286{,}383\ K_N + 268{,}64\ K_N^2$	–
10	$q_e = \dfrac{209{,}44\, B - 175{,}4782\, K_N}{1 - 0{,}6881\, K_N - 0{,}1727\, K_N^2}$	–
11	$q_e = 398{,}681 - 624{,}021\, K_N + 1243{,}107\, K_N^2 - 1424{,}854\, K_N^3$	–
12	$q_e = 372{,}017 - 633{,}79\, K_N + 1281{,}772\, K_N^2 - 1440{,}777\, K_N^3$	–
13	$Q_{тх} = \dfrac{3{,}60\ Q_{вх}}{\rho\ h\ \alpha}$	$Q_{вх}$ – расход воздуха двигателем на режиме холостого хода; h – стехиометрическое отношение воздух/топливо (для бензинов 14,7); $\alpha = 0{,}8$ – коэффициент избытка воздуха на этом же режиме
14	$Q_{вх} = V_\Sigma\, \dfrac{1000\ n_{хх}\, \rho_{возд}\ \eta}{2 \cdot 60}$	V_Σ – суммарный объем всех цилиндров двигателя; $n_{хх}$ – частота вращения коленчатого вала на холостом ходу; $\eta = 0{,}9$ – коэффициент наполнения цилиндра

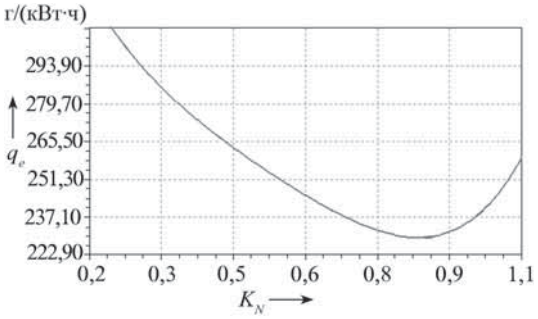


Рис. 3. Зависимость удельного расхода топлива от коэффициента использования мощности дизеля без наддува

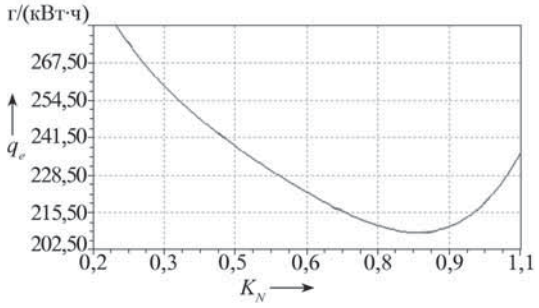


Рис. 4. Зависимость удельного расхода топлива от коэффициента использования мощности дизеля с наддувом

то при расчете эксплуатационного расхода топлива к базовому расходу $\overline{Q}_s$ следует добавлять дополнительный расход $Q_{тх}$ в л/ч, умноженный на время простоев (в ч за 100 км пути). Подсчитывается он по формуле № 13.

Расход $Q_{вх}$ в г/с воздуха на данном режиме, входящий в формулу № 13, дает формула № 14.

Дополнительные эксплуатационные параметры для определения базового расхода топлива приведены в работе [5]. Правда, в ней не указаны погрешности их расчета и применения, поэтому требуют дополнительных исследований.

Литература

1. Проектирование полноприводных колесных машин: В 3 т. / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Жеглов и др.; Под ред. А.А. Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008.
2. ГОСТ 20306–90. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний.
3 Петрушов В.А. Автомобили и автопоезда. Новые технологии исследования сопротивлений качения и воздуха. М.: Торус пресс, 2008. – 352 с.
4. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидович. М.: Высшая школа, 2002. – 496 с.
5. Распоряжение Министерства транспорта РФ от 14 марта 2008 г. № АМ-23-р "О введении в действие методических рекомендаций "Нормы расхода топлив и смазочных материалов на автомобильном транспорте".

Компания "ИВЕКО" совместно с "Меркатор Холдинг" приняла участие в конференции по развитию газомоторного топлива, в совещании о расширении использования природного газа в качестве моторного топлива и выставке газомоторного оборудования, организованные правительством Республики Татарстан и ОАО "Газпром" в Казани. Здесь же были представлены новые газовые автомобили компании.

В течение последних нескольких лет "ИВЕКО" активно способствует продвижению идеи развития газовой транспортной сети на территории России и предлагает готовые заводские решения для профессионалов в области грузовых и пассажирских перевозок. Стремление к увеличению доли газовых автомобилей в автопарках предприятий также поддерживает и производитель специальных надстроек для коммунальных служб – "Меркатор Холдинг". Последняя новинка, представленная в конце прошлого года, – мусоровоз роторного типа CRV 1600 на базе "ИВЕКО Стралис" мод. AD190S27/P CNG. Этот автомобиль не только отвечает самым строгим экологическим стандартам, но и отличается низким уровнем шума как двигателя, так и привода барабана, уплотняющего бытовые отходы. Помимо мусоровоза в Казани был показан газовый микроавтобус "ИВЕКО Дейли" мод. 50C14G, который, по мнению специалистов компании, является наилучшей альтернативой дизельному аналогу в городских условиях эксплуатации. В частности, дизельный "Дейли" на 100 км пробега потребляет 15 литров топлива, а газовый "Дейли Нейчерал Пауэр" – 15 м^3 более дешевого метана. При годовом пробеге в 60 тыс. км экономия составит от 60 000 до 80 000 руб.

***

Компания "Гудиер" представила новые 17,5-дюймовые шины для региональных грузоперевозок –RHS II + (для управляемых осей) и RHD II + (для ведущих мостов), которые превзошли своих предшественниц RHS II и RHD II по таким показателям, как расход топлива и длина тормозного пути на мокром дорожном покрытии. Так, в среднем, сопротивление качению в новых шинах снижено на 12 %, а коэффициент сцепления с мокрой дорогой увеличен на 16 %. При этом общий пробег шин остался на прежнем уровне, а протектор шин подлежит восстановлению. Обе модели доступны в размерах 205/75R17.5, 215/75R17.5 и 245/70R17.5. Причем теперь в ассортимент входит шина повышенной грузоподъемности RHS II + 215/75R17.5 HL с индексами нагрузки/скорости 128/126M. Новые шины одобрены крупнейшими производителями, включая ДАФ и "Даймлер-Бенц", для первичной комплектации автомобилей.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Григорьев В.Н. – Модель определения стратегических целей развития предприятия и отрасли промышленности 1
Курилов К.Ю. – Хеджирование финансовых рисков предприятий автомобилестроения. Практические аспекты 4
АСМ-факты 8

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Раков В.А., Александров И.К. – Определение мощности, потребляемой транспортным средством, при неустановившихся режимах работы ДВС 9
Жуков В.А., Курин М.С., Прохоров О.Г. – Оптимизация параметров наддува дизелей ОАО "Тутаевский моторный завод" 12
Чудаков О.И., Вольская Н.С. – Пути совершенствования системы рапределения мощности в ветвях трансмиссии полноприводных автомобилей 16
Баловнев Н.П., Дмитриева Л.А., Семин И.Н. – Результаты сравнительных испытаний клиноременных передач с различными способами натяжения ремней 19
Ксеневич Т.И. – Основные требования к системам наземных колесных машин для использования достижений мехатроники . 22

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Рынкевич С.А., Плякин Р.В. – Метод диагностирования фрикционов ГМП, основанный на эффекте дрейфа 27
Демидов А.А. – Результаты расчетных и экспериментальных исследований параметров ДВС, работающего на газовых топливах из биомассы 30

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Мурачев Е.Г., Иванов А.А. – О некоторых особенностях применения нейросетевой технологии в АСРТ прокатного стана 32
Ипанов Д.А. – Нанотехнологии в автомобилестроении 35
Балакина Е.В., Зотов Н.М., Федин А.П. – Методика расчета базового расхода топлива автомобилем 37

ИНФОРМАЦИЯ

Коротко о разном 39

Главный редактор Н.А. ПУГИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Белорусский региональный редакционный совет:

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

Технический редактор *Андреева Т.И.*
Корректоры: *Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.*
Сдано в набор 28.02.2013. Подписано в печать 18.04.2013.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Белый ветер".
115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4.

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

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПН № 77-7184
Цена свободная.
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.
Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка – обязательна.

1928–2013

Ушел из жизни

Михаил Степанович Высоцкий…

Талантливый инженер, ученый, организатор.

Конструктор, ведущий конструктор, начальник конструкторского бюро и на протяжении 35 лет – главный конструктор Минского автомобильного завода. Руководитель коллектива, создавшего революционно-новое семейство грузовых автомобилей МАЗ-500 и удостоенного за это Государственной премии СССР. Главный конструктор и начальник УГК производственного объединения "БелавтоМАЗ". Автор и руководитель разработки концептуального модульного автопоезда МАЗ-2000 "Перестройка", получившего золотую медаль на Парижском салоне автомобилестроения в 1988 г., а также нескольких поколений серийных магистральных автопоездов; один из инициаторов организации на МАЗе автобусного производства в партнерстве с немецкой фирмой "Неоплан".

Доктор технических наук, профессор, академик. Инициатор создания Отдела грузовых автомобилей АН БССР, учебно-научно-производственного объединения "МАЗ-БПИ" и кафедры "Большегрузные автомобили и автопоезда", научно-производственного объединения "Автофизтех", Республиканского компьютерного центра Машиностроительного профиля для разработки, освоения и внедрения передовых технологий проектирования новых конкурентоспособных моделей автотракторной и сельскохозяйственной техники.

Вице-президент Академии наук БССР (в 1992–1997 гг.), консолидировавший усилия ученых и заводских специалистов всей автотракторостроительной отрасли республики, благодаря чему удалось благополучно пережить острый экономический кризис в годы распада СССР, и выйти на устойчивое динамичное развитие отрасли, экспортного потенциала республики. Директор созданного по его инициативе Научного центра проблем механики машин Национальной академии наук Беларуси (в 1993–2001 гг.), генеральный директор Научно-инженерного республиканского унитарного предприятия "Белавтотракторостроение" НАНБ (с 2001 г.), директор "Объединенного института машиностроения НАНБ" (с 2006 г.), заместитель директора по научной работе в области автомобильной и карьерной техники – генеральный конструктор по автомобильной технике Республики Беларусь ОИМ НАНБ (с 2002 г.).

Инициатор и руководитель разработки государственной научно-техническая программы "Белавтотракторостроение", программы фундаментальных исследований "Механика", государственной целевой программы развития автотракторостроения и комбайностроения Республики Беларусь "Автотракторокомбайностроение", укрупненной государственной научно-технической программы "Машиностроение", состоящей из пяти подпрограмм: "Автомобилестроение, специальная техника, автотракторная электроника и электромеханика", "Тракторостроение", "Дизелестроение", "Комбайностроение", "Карьерная техника".

Автор более 450 научных трудов, в том числе девятнадцати монографий, 145 изобретений, защищенных авторскими свидетельствами и патентами, научный руководитель, подготовивший шесть докторов и восемнадцать кандидатов наук. Основоположник белорусской школы механики и комплексного проектирования мобильных машин, получившей широкое международное признание. Организатор и председатель Белорусского редакционного совета научно-технического журнала "Автомобильная промышленность", инициатор и рецензент множества интереснейших материалов от представителей белорусской науки и промышленности.

Герой Беларуси, кавалер орденов Трудового Красного Знамени, Ленина, Отечества III степени и II степени, Петра Великого. Лауреат государственных премий СССР и БССР, Заслуженный деятель науки и техники БССР, Заслуженный работник промышленности СССР, почетный гражданин Минска и Минской области...

Незаурядная личность и просто хороший человек.

Светлая память Михаилу Степановичу