

КОНСТРУИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

РЕСПУБЛИКАНСКИЙ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЙ
СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ



Министерство образования Республики Беларусь

Белорусский ордена Трудового Красного
Знамени политехнический институт

КОНСТРУИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

РЕСПУБЛИКАНСКИЙ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЙ
СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ

ВЫПУСК 7
ПОСВЯЩЕН 50-ЛЕТИЮ АТФ

Минск
УП "Технопринт"
2001

УДК [629.113+629.114.2] (082)

К 65

Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов: Сб. научн. трудов. Вып. 7. Под ред. О.С. Луговцева. – Мн.: УП “Технопринт”, 2001. – 143 с. ISBN 985-464-109-0

Рассматриваются результаты расчета и конструирования агрегатов автомобилей, тракторов и двигателей, приводятся методики выбора их параметров. Излагаются вопросы теории движения колесных машин, совершенствования дизельных двигателей, эксплуатации и диагностирования агрегатов колесных машин; производится выбор параметров гидропневмосистем и агрегатов колесных машин; приводится решение экономических задач управления промышленностью, расчета цен и коммерческой деятельности на транспорте.

Редакционная коллегия

О.С.Руктешель (гл. редактор), Н.В.Богдан, В.П.Бойков, А.Г.Выгонный, А.И.Гришкевич, В.В.Гуськов, Г.А.Дыко (отв. секретарь), Ю.М.Жуковский, П.В.Зеленый, Р.Б.Ивуть, Г.В.Казаченко, Н.М.Капустин, В.В.Корсаков, Г.М.Кухаренок, С.Г.Луговцева, М.Г.Мелешко, А.Д.Молокович, В.Н.Седюкевич, В.К.Ярошевич (зам. гл. редактора)

Ответственная за выпуск С.Г.Луговцева

Под общей редакцией О.С.Руктешеля

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ

УДК 629.113

А.И.ГРИШКЕВИЧ, д-р техн. наук, М.С.ЛЕБЕДЕВ, канд.техн.наук,
Л.А.МОЛИБОШКО, канд.техн.наук, О.С.РУКТЕШЕЛЬ, д-р техн. наук
(БГПА)

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЯ НА УПРАВЛЯЕМОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ

Безопасность эксплуатации и производительность автомобиля в значительной степени определяются его управляемостью и устойчивостью. Под управляемостью понимают свойство автомобиля сохранять заданное водителем направление движения или изменять его в соответствии с воздействием на рулевое управление. Устойчивость характеризует способность автомобиля сохранять заданное направление движения при воздействии внешних сил, стремящихся отклонить его от этого направления.

Улучшение характеристик управляемости и устойчивости приводит как к повышению безопасности движения, так и к значительному экономическому эффекту, позволяя осуществлять перевозки пассажиров и грузов с более высокими средними скоростями. В связи с этим при проектировании автомобиля необходимо знать влияние его конструктивных параметров на показатели управляемости и устойчивости.

Для решения этой задачи использована динамическая модель с пятью степенями свободы. Принятые координаты: x и y – продольное и поперечное горизонтальное перемещение центра масс автомобиля; λ , ψ , χ - угловые перемещения (повороты) поддрессоренной массы вдоль продольной оси x , поперечной оси y и вертикальной оси z . С кузовом автомобиля связана подвижная система координат x - y - z . Начало системы координат расположено в центре тяжести автомобиля.

При выводе уравнений движения приняты следующие допущения: автомобиль движется по ровной горизонтальной поверхности; угловые колебания поддрессоренной массы происходят относительно

оси крена, расположенной в плоскости симметрии автомобиля; кузов автомобиля считается абсолютно жестким; управляемые колеса переднего моста поворачиваются на одинаковые углы ϑ . Полная масса автомобиля m_a представлена в виде двух масс: m_n - подрессоренной и $m_{\text{н}}$ - неподдресоренной.

Для вывода уравнений движения рассматриваемой динамической модели использованы уравнения Лагранжа II рода в виде

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{dE_n}{dq_i} + \frac{d\Phi}{dq_i} = Q_i. \quad (1)$$

Кинетическая энергия системы равна

$$E_k = 0,5(m_a v_x^2 + m_a v_y^2 + J_x \omega_x^2 + J_y \omega_y^2 + J_z \omega_z^2), \quad (2)$$

где J_x, J_y и J_z - моменты инерции автомобиля относительно пространственных осей координат; ω_x, ω_y и ω_z - угловые скорости поворота этих масс относительно пространственных координат, v_x и v_y - линейные скорости автомобиля вдоль осей x и y .

Потенциальная энергия

$$E_n = 0,5(c_1 \Delta_1^2 + c_1 \Delta_2^2 + c_2 \Delta_3^2 + c_2 \Delta_4^2 + c_{p1} \Delta_{p1}^2 + c_{p1} \Delta_{p2}^2 + c_{p2} \Delta_{p3}^2 + c_{p2} \Delta_{p4}^2), \quad (3)$$

где c_1, c_2, c_{p1} и c_{p2} - боковая жесткость колес с учетом угла приложения силы и жесткость подвески колес соответственно переднего и заднего мостов, Δ_i - деформация упругого звена с жесткостью c_i .

Функция рассеивания

$$\Phi = 0,5(k_1 d_1^2 + k_1 d_2^2 + k_2 d_3^2 + k_2 d_4^2 + k_{p1} d_{p1}^2 + k_{p1} d_{p2}^2 + k_{p2} d_{p3}^2 + k_{p2} d_{p4}^2), \quad (4)$$

где d_i - скорость деформации соответствующего упругого звена Δ_i ; k_1, k_2, k_{p1} и k_{p2} - коэффициенты бокового сопротивления колес и сопротивления амортизаторов подвески колес соответственно переднего и заднего мостов.

После подстановки выражений (2), (3) и (4) в уравнения Лагранжа (1) и некоторых преобразований приводим к следующей системе дифференциальных уравнений:

$$m_a v_x' = F_{\text{шх}};$$

$$m_a v_y' + \sum F_i = F_{\text{шy}};$$

$$J_x \omega_x' + k_x \omega_x + c_x \lambda = m_n h_k (R_a \omega + g \lambda);$$

$$J_y \omega_y' + k_y \omega_y + c_y \psi = 0;$$

$$J_z \omega_z' + k_z \omega_z + c_z \chi = k_z \omega + c_z \gamma + k_{yв} v_y + c_{yв} u,$$

где $k_x, c_x, k_y, c_y, k_z, c_z, k_{yв}, c_{yв}$ - коэффициенты, характеризующие упругие и диссипативные свойства системы. Радиус поворота автомобиля

$$R_a = L / \vartheta + m_a v_a^2 (b / k_{y1} - a / k_{y2}) / (L \vartheta),$$

где k_{y1} и k_{y2} - коэффициенты сопротивления уводу мостов, зависят от бокового увода шин и нагрузки на колеса.

Силы F_{cx} и F_{cy} являются проекциями центробежной силы F_c , приложенной к центру масс автомобиля, на оси x и y .

Закон изменения угла поворота колеса ϑ зависит от вида испытания. При испытаниях "рывок руля" и "поворот" принят экспоненциальный закон изменения ϑ . При испытании "переставка" принято, что поворот рулевого колеса изменяется по гармоническому закону.

В соответствии с описанным алгоритмом разработан программный продукт, выполняющий следующие виды расчетов: рывок руля; поворот; переставка. Такие виды испытаний предусмотрены ОСТ 37.001.471-88.

При исследовании влияния параметров автомобиля на устойчивость и управляемость в качестве основного взят режим движения «поворот $R_n = 35$ м». При этом принималось равноускоренное движение с ускорением 2 м с^2 . Исследования многих авторов, например [4], показывают, что продольное ускорение мало влияет на показатели устойчивости и управляемости, особенно, при значительных радиусах поворота. Влияние параметров оценивалось скоростью $v_{\text{вых}}$, при которой автомобиль выходит за пределы заданного коридора, ширина которого задавалась в соответствии с [5]. В качестве объекта исследования взят автомобиль МАЗ-5337.

Для ряда геометрических и массовых параметров автомобиля совершенно очевидно их влияние на устойчивость и управляемость. Однако рекомендовать их в качестве основных для улучшения устойчивости и управляемости не приходится, поскольку при разработке автомобиля эти параметры уже взяты оптимальными. Исследование влияния параметров автомобиля на устойчивость и управляемость позволило установить следующее.

Снижение высоты центра тяжести автомобиля увеличивает $v_{\text{вых}}$ не более, чем на 5%. То же самое относится и к колее. Влияние данных параметров заметно сказывается лишь при малых радиусах поворота.

Снижение массы автомобиля при прочих неизменных параметрах сказывается сильнее. При снижении массы на 30% $v_{\text{вых}}$ увеличивается на 15%, а при снижении на 50% автомобиль вообще не вышел из коридора за заданное время. Изменение моментов инерции автомобиля относительно осей x, y и z в два раза в сторону увеличения и уменьшения практически не привело к изменению $v_{\text{вых}}$. Уменьшение жесткости подвески незначительно увеличивает $v_{\text{вых}}$.

Наибольшее влияние на устойчивость и управляемость оказывают коэффициенты сопротивления уводу переднего и заднего мостов k_{y1} и

k_{y2} . При этом существует оптимальное соотношение между ними. Отклонение в любую сторону каждого из этих коэффициентов ухудшает показатели устойчивости и управляемости. При малых значениях k_{y1} автомобиль обладает недостаточной поворачиваемостью, что приводит при равноускоренном движении к увеличению радиуса поворота и выходу автомобиля за пределы коридора. При увеличении k_{y1} поворачиваемость автомобиля увеличивается и в дальнейшем становится избыточной. В результате радиус поворота уменьшается, что опять же приводит к выходу автомобиля за пределы коридора. При значениях k_{y1} , близких к нейтральной поворачиваемости автомобиля, скорость $v_{\text{вых}}$ оказывается наивысшей. Пропорциональное увеличение коэффициентов k_{y1} и k_{y2} увеличивает скорость $v_{\text{вых}}$. В этом случае может произойти опрокидывание автомобиля в пределах коридора или начаться занос при недостаточном коэффициенте сцепления колес с дорогой.

Коэффициенты бокового сопротивления колес, пропорциональные потерям в шинах, не оказывают заметного влияния на $v_{\text{вых}}$, но существенно влияют на динамику поворота автомобиля. На рис. 3 показаны графики изменения бокового и углового ускорений центра масс автомобиля при значениях бокового сопротивления колес, соответствующих половине номинального.

Смещение положения центра масс ближе к оси заднего моста увеличивает поворачиваемость автомобиля, а приближение к оси переднего моста - приводит к недостаточной поворачиваемости.

Исходя из сказанного, рациональными являются такие параметры автомобиля, которые обеспечивают небольшую недостаточную поворачиваемость. Здесь следует иметь в виду, что коэффициенты сопротивления уводу мостов зависят от многих параметров автомобиля и зависимость эта нелинейная.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория. - Мн.: Выш. шк., 1986.
2. Применение ЭВМ при конструировании и расчете автомобиля / Под ред. А.И. Гришкевича. - Мн.: Выш. шк., 1978.
3. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. - М.: Машиностроение, 1989.
4. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. - М.: Машиностроение, 1984.
5. Работа автомобильной шины / Под ред. В.И. Кнорса. - М.: Транскорп, 1976.
6. ОСТ37.001.471-88. Управляемость и устойчивость автотранспортных средств.
7. ОСТ37.001.487-89. Управляемость и устойчивость автомобилей. Общие технические требования.
8. РД37.001.005-86. Методика испытаний и оценки устойчивости управления автотранспортными средствами.
9. РД37.001.166-90. Система автоматизированного проектирования. Управляемость и устойчивость автомобилей. Методы расчетной оценки.

ВЫБОР КОНЦЕПЦИИ ПОСТРОЕНИЯ ИМИТАЦИОННЫХ МОДЕЛЕЙ АГРЕГАТОВ И СИСТЕМ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Проектирование узлов и агрегатов автомобиля производится в настоящее время с помощью ЭВМ. При этом, в зависимости от этапа проектирования, объект проектирования представляется в виде имитационных моделей различной сложности.

При построении имитационных моделей сложных систем, к которым относится автомобиль и его отдельные агрегаты, целесообразно использовать модульный принцип. Последний связан с процессом разбиения сложной системы на отдельные слабосвязанные компоненты, допускающие их относительно независимую разработку и использование. Проблемы модульного построения, то есть проблемы разбиения (декомпозиции) системы на подсистемы, задачи на подзадачи, программного обеспечения на отдельные программы и подпрограммы возникают на различных этапах проектирования таких систем.

Выбор концепции построения имитационных моделей агрегатов и систем автомобиля на различных уровнях их проектирования может быть рассмотрен на примере создания имитационных моделей системы автоматического переключения передач (САПП). Здесь под САПП понимается система, состоящая из узлов силового агрегата транспортной машины и системы автоматического управления этими узлами в процессе переключения передач, называемой системой автоматического управления переключением передач (САУПП).

САУПП собирает и обрабатывает информацию о состоянии и режиме движения автомобиля, выбирает направление и момент переключения, управляет двигателем, моторным тормозом, сцеплением или фрикционом блокировки гидротрансформатора и коробкой передач в процессе переключения, производит выбор и включение требуемой передачи после торможения или движения автомобиля накатом, а также осуществляет самодиагностику элементов системы.

На каждом последующем уровне разработки САУПП степень подробности рассмотрения проектируемой системы возрастает, при этом последняя рассматривается не в целом, а в виде отдельных модулей. Кроме того, процесс переключения осуществляется совокупностью хотя и взаимодействующих друг с другом, но все же отдельных подсистем.

тем низшего уровня САПП. Это указывает на возможность декомпозиции и децентрализации управления переключением на основе разбиения процессов переключения на подпроцессы, осуществляемые подсистемами и сведения процесса управления к иерархической структуре.

Иерархическое представление процесса переключения передач и САПП в целом естественным образом включает в себя и математическое представление, то есть на каждом иерархическом уровне используются свои математические модели, сложность которых согласуется с требованиями анализа.

Однако когда моделируемый объект формализуется как многоуровневая иерархическая структура из элементов, которые сами являются достаточно сложными, разработка имитационной модели объекта превращается в трудную проблему. Это подчеркивает необходимость совершенствования средств автоматизации имитационного моделирования, которое, помимо основной цели – уменьшения трудоемкости ручных работ при проектировании систем, представляющих собой сложные структуры из разнородных элементов, - должно иметь в виду также снижение требований к подготовке пользователя по программированию, формализации и методам решения задач на ЭВМ.

Для создания имитационных моделей в рамках традиционных методов приходится составлять программы моделирования отдельно для каждого варианта системы с учетом различия по составу, структуре и типам элементов. Такой подход приводит к недопустимо большим затратам времени и вытекающему отсюда снижению оперативности имитационного моделирования.

В последние годы наметилась тенденция создания универсальных моделей и модельных модулей. Идея создания модельных модулей состоит в том, чтобы иметь набор моделей типовых элементов рассматриваемого класса систем, из которых с помощью несложных операций увязки входов и выходов создавать модели сложной системы любой структуры. Получаемые таким образом модели имеют ряд существенных преимуществ по сравнению с так называемыми монолитными моделями, в которых большинство изменений требует перестройки всей модели. Во-первых, упрощается процесс построения модели сложной системы, облегчаются условия автоматизации процесса моделирования; во-вторых, модель становится легко доступной для изменений, доводки и модернизации, так как исправления в одной части модели не влекут за собой изменений в других частях; в-третьих, облегчается параллельная разработка любой сложной системы с привлечением большого количества разработчиков, что обычно затруднено в случае создания монолитных моделей.

Чем сложнее техническая система, тем больше моделей необходимо для ее имитации. При этом для получения наибольшего эффекта целесообразно иметь не разрозненную совокупность, а организованную систему моделей, построенную в соответствии с определенными принципами. Построение системы имитационных моделей САПП может идти разными путями.

Первый путь – это последовательное построение моделей при переходе от высшего уровня проектирования САУПП к низшему.

Основным недостатком такого пути является то, что для разработки и отладки некоторых имитационных моделей требуется достаточно много времени, иногда столько, сколько отведено на проектирование САУПП, а ограничения по времени могут приводить к ухудшению качества моделей. Кроме того, большинство моделей, полученных этим путем, будут приспособлены в основном для конкретных уровней проектирования.

Второй путь – иметь созданную систему достаточно сложных моделей, пригодных для всех уровней проектирования САУПП, устанавливаемой на транспортной машине с различными типами трансмиссий и двигателей. Особенность такой системы моделей заключается в том, что для разных уровней проектирования САУПП требуется разное количество данных: для менее точных исследований на высших уровнях – мало данных, для более точных исследований на низших уровнях – больше. Недостатком такого пути являются трудности создания моделей, пригодных на все случаи жизни. Кроме того, такие модели получаются дорогими и громоздкими.

Третий, наиболее перспективный путь – иметь систему моделей с ограниченной универсальностью, которая дополняется новыми модельными модулями по мере постановки новых задач. При этом создание новых моделей или модернизация имеющихся осуществляется исходя из той организации и тех принципов, по которым построена исходная система моделей.

Имитационные модели, образующие систему, должны быть взаимосвязаны так, чтобы результаты, полученных на одних моделях, достаточно просто могли быть использованы в других. Кроме того, система имитационных моделей функционирования САПП должна иметь иерархическую структуру, определяемую структурой моделируемых подсистем.

Таким образом, исходя из иерархической структуры САПП и назначения комплекса моделей, последний должен включать в себя в качестве типовых элементов модельные модули двигателя внутреннего сгорания; регулятора угловой скорости коленчатого вала двигателя;

моторного тормоза, устанавливаемого в выпускной системе двигателя; сцепления и (или) гидротрансформатора и блокировочного фрикциона; коробки передач и ее элементов: синхронизаторов или многодисковых фрикционов; исполнительных механизмов управления двигателем, моторным тормозом, сцеплением, коробкой передач.

УДК 629.113.01-23

О.С.РУКТЕШЕЛЬ, д-р техн. наук,
асп. С.А.СИДОРОВ (БГПА)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЕЁ НАГРУЖЕННОСТИ

В настоящее время для удовлетворения разнообразных требований потребителей и повышения конкурентоспособности отечественных автомобилей необходимо резко сократить сроки разработки новых и модернизации серийно выпускаемых автомобилей.

Решение данной задачи невозможно без широкого применения ЭВМ и имитационного моделирования процессов, происходящих при движении автомобиля. Кроме того, моделирование режимов движения позволяет выбрать оптимальные программы форсированных испытаний как отдельных агрегатов, так и всего автомобиля в целом.

Вопросы создания математических моделей автомобиля, его узлов и агрегатов, а также моделирования движения рассмотрены достаточно широко. Однако при моделировании движения автомобиля в изменяющихся дорожных условиях в основном рассматривались либо переходные режимы, например, трогание с места, переключение передач, торможение и т.д., либо наоборот, моделировалось движение по маршруту без учета колебательных процессов, возникающих в узлах автомобиля на неустановившихся режимах. Модели, учитывающие то и другое по причине определенной сложности математического описания и реализации на ЭВМ, практически не создавались.

Нагруженность трансмиссии и отдельных её узлов и агрегатов изучена достаточно глубоко. Этим вопросам посвящены работы В.Б.Альгина [1], С.Ф.Безверхова, Б.В.Гольда, И.И.Малашкова, Н.Л.Островерхова [2], В.П.Тарасика, В.И.Чечика [3], В.С.Шуплякова [4], Н.Н.Яценко [5] и др.

Нагрузочные режимы работы карьерных самосвалов существенно отличаются от общетранспортных. Прежде всего, это обусловлено тяжелыми условиями эксплуатации в карьерах и забоях. Отсутствие научно обоснованных методов форсирования и специальных испытательных трасс и сооружений для испытаний такого рода машин затрудняет экспериментальное определение их нагруженности. В связи с этим, до настоящего времени новые или модернизированные карьерные самосвалы передаются в рядовую эксплуатацию, где и происходит опытно-экспериментальная доводка. При этом темпы испытательных работ являются низкими

На кафедре «Автомобили» Белорусской государственной политехнической академии была разработана математическая модель трансмиссии карьерного самосвала (рис.1) и программа расчета её нагруженности при движении по заданному маршруту.

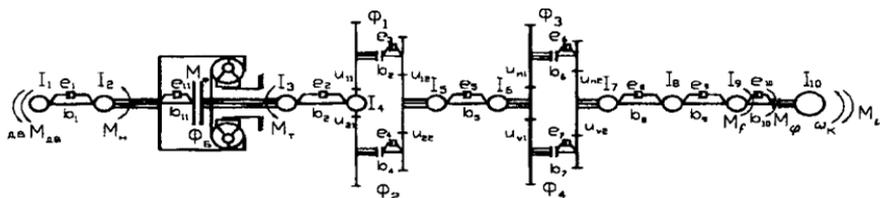


Рис.1 Схема динамической системы гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала

Здесь $I_1 \dots I_{10}$ – моменты инерции вращающихся деталей трансмиссии;
 $e_1 \dots e_{10}$ и $b_1 \dots b_{10}$ – соответственно податливости и коэффициенты демпфирования упругих звеньев системы;
 $M_{дв}$ – крутящий момент двигателя;
 M_t и M_n – моменты на насосном и турбинном колесах гидротрансформатора;
 M_f – момент сопротивления качению колес автомобиля;
 M_i – момент сопротивления подъему автомобиля;
 M_ϕ – момент сцепления шин с опорной поверхностью;
 $U_{ij}, U_{Ni}, U_{Vi}, \eta_{ij}, \eta_{Ni}, \eta_{Vi}$ – соответственно передаточные числа и КПД пар шестерен, обеспечивающих передачу крутящего момента;
 $\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3, \Phi_4$ и Φ_5 – фрикционные муфты.
 Данная модель позволяет обеспечивать:

- переключение передач как с разрывом, так и без разрыва потока мощности в любом направлении, в соответствии с задаваемым законом переключения передач;
- автоматическую блокировку и разблокировку гидротрансформатора в соответствии с задаваемым законом, а также разблокировку при переключении передач;
- движение самосвала по дороге переменного профиля с различными видами покрытия и ограничениями скорости движения на отдельных участках по условию безопасности движения.

Программа расчета на ЭВМ, помимо определения динамических моментов в элементах трансмиссии, позволяет имитировать работу и автоматической системы переключения передач и блокировки ГТ, действия водителя по управлению скоростью автомобиля на различных режимах движения (разгон, движение с допустимой скоростью, движение на спуске, накат, торможение двигателем, совместное торможение двигателем и тормозами).

При расчете моделировалась трансмиссия карьерного самосвала БелАЗ-7555. При этом имитировались следующие случаи нагружения:

- трогание с места и разгон на горизонтальном участке с асфальтобетонным покрытием при различных положениях педали управления двигателем (50, 70, 80, 90 и 100%);
- трогание с места и разгон при фиксированном положении педали управления двигателем на различных подъемах ($t=0...0,1$);
- трогание с места и разгон при фиксированном положении педали управления двигателем на горизонтальном участке при различной начальной частоте вращения коленчатого вала двигателя (860, 955, 1050, 1150 и 1240 мин⁻¹);
- трогание с места и разгон при фиксированном положении педали управления двигателем на горизонтальном асфальтобетонном участке при различной полной массе самосвала (100%, 110% и 120% полной массы).

При трогании и разгоне на первой передаче гидротрансформатор был разблокирован. Переключение передач и блокировка гидротрансформатора осуществлялись по достижении автомобилем заданной скорости движения на каждой передаче. На первой передаче гидротрансформатор не блокировался. При переключении передач гидротрансформатор принудительно разблокировался. Переключение происходило с разрывом потока мощности.

Оценка нагруженности ГМТ проводилась по следующим показателям:

- максимальные динамические моменты на карданном валу привода заднего моста;
- темпы накопления усталостных повреждений по контактным и изгибным напряжениям зубчатых колес и роликовых подшипников.

Сравнение проводилось по темпу накопления повреждений зубчатых колес по контактным напряжениям.

Результаты исследования на ЭВМ нагруженности деталей трансмиссии для различных режимов трогания и разгона приведены в таблице 1.

Проведенные исследования показали, что при трогании самосвала на ровном горизонтальном участке карьерной дороги при различных положениях педали управления двигателем (от 50% до 100% нажатия) максимальный динамический момент на карданном валу привода заднего моста увеличился в 1.8 раза. Темп накопления усталостных повреждений зубчатых колес по контактным напряжениям возрос в 1.9 раза.

При увеличении крутизны преодолеваемого подъема с 0 до 0,1 максимальный динамический момент на карданном валу привода заднего моста увеличился в 1,3, а темп накопления повреждений - в 1,9 раза.

С увеличением начальной частоты вращения коленчатого вала двигателя при трогании с места на 1-ой передаче последовательно с 860 мин⁻¹ до 1240 мин⁻¹ максимальный динамический момент на карданном валу привода заднего моста увеличился на 40%.

Табл. 1

Условия трогания и разгона			Темп накопления повреждений по контактным напряжениям зубчатых колес заднего моста
Дорожное сопротивление	Положение педали управления двигателем, %	Начальные обороты коленвала двигателя, мин ⁻¹	
0,02	70	955	1,52·10 ¹¹
0,02	100	955	2,15·10 ¹¹
0,02	100	1240	2,37·10 ¹¹
0,10	100	1240	2,84·10 ¹¹

Увеличение полной массы самосвала на 10% и 20% привело к увеличению максимального динамического момента на карданном валу привода заднего моста и темпа накопления усталостных повреждений на 10%.

Таким образом, разработанная модель и программа расчета на ЭВМ позволяет ещё на этапе проектирования оценить нагруженность трансмиссии карьерного самосвала и определить ресурс её основных

узлов и агрегатов, что существенно сократит сроки разработки новых машин и доводки серийно выпускаемых.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1.Альгин В.Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин. –Мн.: Навука і тэхніка, 1995. –256 с. 2. Островерхов Н.Л. Прогнозирование нагруженности и долговечности трансмиссий колесных транспортных машин на ранних стадиях проектирования: Дис. ... д-ра.техн.наук: 05.05.03.- М., 1990.- 180 с. 3.Чечик В.И. Исследование и разработка методики расчетного определения нагрузочного режима трансмиссии автомобиля. Дисс. ... канд.техн.наук. –Мн., 1982. 4.Шупляков В.С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. –М.: Транспорт, 1974.-328 с. 5.Яценко Н.Н., Шупляков В.С. Нагруженность трансмиссии автомобиля и ровность дороги.-М.:Транспорт, 1967. –164 с.

УДК 629.113.01

Б.У.БУСЕЛ,
канд. техн. наук (БГПА)

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НАГРУЖЕННОСТИ ДОТРАНСФОРМАТОРНОГО УЧАСТКА ТРАНСМИССИЙ САМОСВАЛОВ БЕЛАЗ

Известно, что в дотрансформаторных участках трансмиссий машин могут развиваться крутильные колебания большой интенсивности на отдельных режимах, вплоть, до резонансных [1]. Колебания возбуждаются крутящим моментом двигателя внутреннего сгорания. Поэтому при конструировании этого участка трансмиссии предварительно необходимо решить все вопросы по снижению уровня колебаний при условии гарантированного исключения или подавления резонансных режимов и обеспечить достаточную долговечность элементов. Для решения сформулированной задачи применительно к самосвалам БелАЗ с гидромеханической трансмиссией были проведены расчетно-экспериментальные исследования крутильных колебаний в дотрансформаторном участке трансмиссии.

Для моделирования колебательного процесса в дотрансформаторном участке трансмиссии была принята цепная динамическая система "двигатель-трансмиссия-автомобиль" [2]. Суммарный крутящий момент двигателя воздействует на массу, имитирующую массу маховика и де-

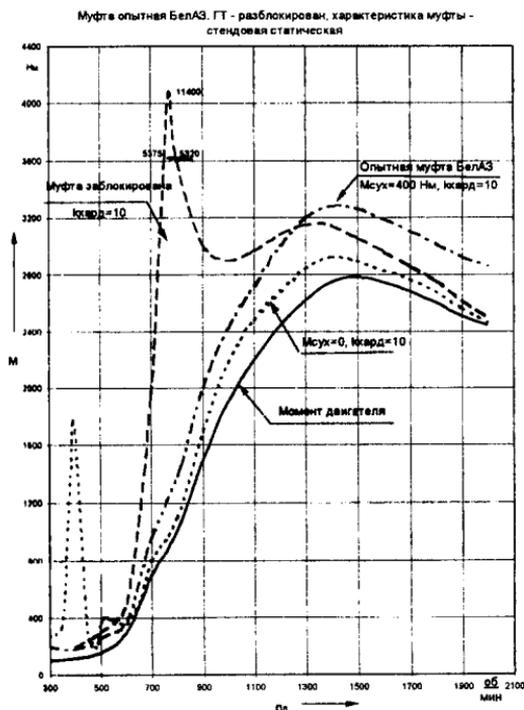
талей, жестко с ним связанных. Дотрансформаторный участок трансмиссии карьерного самосвала моделируется двумя упруго-демпфирующими звеньями. Упругие характеристики звеньев являются нелинейными; моменты трения задаются выражением

$$M_T = M_c + M_v,$$

где M_c - момент "сухого" трения; M_v - момент "вязкого" трения.

Принятая динамическая система может находиться в одном из двух состояний: гидротрансформатор разблокирован или заблокирован.

На основе динамической системы была составлена математическая модель и программа расчета колебательного процесса в дотрансформаторном участке трансмиссии. При проведении расчетных исследований варьировались: вид и параметры упругой характеристики одного из звеньев дотрансформаторного участка (муфты), величины моментов "сухого" и "вязкого" трения, рассматривались режимы с разблокированным и заблокированным гидротрансформатором. Расчеты выполнялись при изменении частоты вращения коленчатого вала двигателя в интервале 300÷2200 об/мин.



На рисунке показана зависимость максимального момента на элементах дотрансформаторного участка трансмиссии самосвала БелАЗ-7555 от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Для сравнения на графике нанесена внешняя скоростная характеристика двигателя.

Подобные зависимости были построены для всех вариантов расчетов для самосвалов БелАЗ-75473 и БелАЗ-7555. Анализ результатов выполнялся как по абсолютным значениям момента на звеньях дотрансформаторного участка, так и по величине

не коэффициента динамичности

$$k_d = \frac{M_{\max}}{M_{e \min}}$$

где M_{\max} - максимальное значение момента на звене дотрансформаторного участка; $M_{e \min}$ - максимальный момент двигателя.

Результаты расчетных исследований позволили сделать следующие выводы:

1 Если между маховиком двигателя и фланцем насосного колеса гидротрансформатора имеется любой механический узел (карданный вал, редуктор и т.п.), то дотрансформаторный участок трансмиссии должен обязательно включать в себя упругодемпфирующую муфту. Блокировка муфты недопустима. С помощью муфты достигаются следующие цели:

- отстройка частоты собственных колебаний дотрансформаторного участка от частоты возмущающего воздействия двигателя в интервале его рабочих оборотов;
- рассеивание энергии колебаний за счет трения в таком объеме, чтобы гарантированно подавлялись резонансные колебания, которые могут возникнуть вне диапазона рабочих оборотов двигателя, например, при запуске или заглохании.

2 Для гарантированной отстройки частоты собственных колебаний дотрансформаторного участка трансмиссий самосвалов БелАЗ от частоты воздействия двигателя в зоне рабочих оборотов угол закрутки муфты под действием максимального момента двигателя должен быть не меньше $4,5^\circ$.

3 Наиболее целесообразной является нелинейная прогрессивная упругая характеристика муфты. В этом случае при переменном нагружающем моменте не возникает стабильный резонансный режим и амплитудные значения момента в $2 \div 2,5$ раза меньше, чем в случае установки муфты с линейной упругой характеристикой.

Динамическая упругая характеристика муфты для конкретного дотрансформаторного участка может быть получена, исходя из выражения

$$C_m = kn_c^2$$

где C_m - жесткость муфты; n_c - частота вращения коленчатого вала, об/мин; k - коэффициент.

Коэффициент k определяется из условия надежной отстройки частоты собственных колебаний дотрансформаторного участка от частоты

воздействия момента двигателя. Для самосвала БелАЗ-7555 динамическая упругая характеристика муфты должна соответствовать уравнению

$$C_m = (0,06 \div 0,07)n_e^2$$

4 Муфта должна иметь специальный элемент сухого трения. Это исключит развитие резонансов на режимах пуска или заглохания двигателя. Кроме этого, значительно уменьшится количество энергии, рассеиваемой в резине элементов муфты за счет внутреннего трения и, как следствие, снизится разогрев резины. Оптимальный момент сухого трения определяется расчетом для конкретных конструктивных параметров дотрансформаторного участка.

С помощью специального программного обеспечения были выполнены исследования экспериментальных записей крутящего момента на карданном валу привода коробки передач самосвалов БелАЗ-75473 и БелАЗ-7555. Применялись процедуры цифровой фильтрации, выделения и исключения переходных процессов при переключении передач, подсчета числа циклов изменения нагрузки с заданным размахом значений, расчета коэффициентов динамичности.

Для оценки динамической нагруженности дотрансформаторного участка кроме коэффициента динамичности использовались значения локального коэффициента динамичности

$$k_{дл} = \frac{M_{max1}}{M} ,$$

где M_{max1} - текущий максимум процесса в пределах некоторого интервала изменения времени (в пределах скользящего окна); \bar{M} - среднее значение процесса в пределах скользящего окна. Установлено, что для дотрансформаторных участков трансмиссий самосвалов БелАЗ характерны следующие режимы нагружения:

- 1 Квазистационарные режимы (частота вращения вала двигателя близка к постоянной или сравнительно медленно меняется);
- 2 Переходные режимы нагружения при переключении передач или блокировке гидротрансформатора;
- 3 Резонансный режим крутильных колебаний.

Для расчета прочности и долговечности элементов муфт и деталей дотрансформаторного участка самосвалов БелАЗ рекомендуется следующий нагрузочный режим.

- 1 Средний расчетный нагрузочный момент следует принимать равным $0,9 M_{e\max}$.

2 Локальный коэффициент динамичности при работе на установленном режиме находится в диапазоне $1,25 \div 1,35$; размахи колебаний, наложенные на средний момент $(0,40 \div 0,50) M_{e \max}$.

3 Максимальные динамические нагрузки возникают на режиме блокировки ГТ. Как правило, имеют место два пиковых значения момента: первый пик соответствует $k_d = 3 \div 3,3$; второй пик соответствует $k_d = 2$.

4 За пробег 1 км с грузом на подъем в средних условиях эксплуатации (ГП "Гранит") элементы дотрансформаторного участка воспринимают:

– $15500 \div 18000$ циклов изменения нагрузки;

– $5 \div 7$ пиковых нагрузок с $k_d = 3 \div 3,3$ и $5 \div 7$ пиковых нагрузок с $k_d = 2,0$.

При движении порожнего самосвала на спуск детали дотрансформаторного участка воспринимают $8000 \div 9500$ циклов изменения нагрузки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вибрации в технике. Справочник в шести томах, т. 3. М.: "Машиностроение", 1980. 2. Гришкевич А.И., Чечик В.И., Альгин В.Б. Нагрузки в трансмиссии автомобиля от неравномерной работы двигателя внутреннего сгорания. – В сб.: "Автотракторостроение" Минск: "Высшая школа, 1976, вып. 8.

УДК 629.113

М. А. ФИРСОВ (МАЗ),
Л. А. МОЛИБОШКО, канд. техн. наук (БГПА)

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КАБИНЫ

В последнее время на Минском автомобильном заводе начали проводиться исследования в области равнопрочности кабины. Для оптимизации весовых и прочностных показателей кабины используются новые программы автоматического проектирования и анализа новых конструкций. Эти средства предназначены для расчета нагрузок в элементах кабины, что позволяет проводить ускоренные и точные прочностные испытания кабины, при использовании меньшего числа прототипов. Это, в свою очередь, позволяет уменьшить затраты на проектирование, изготовление кабин.

Однако прочностной расчет элементов кабины, подвергающихся регулярным нагрузкам, сводится к решению классической статической задачи, используя простую нагрузку и приближенные граничные условия. Данный метод не пригоден для анализа элементов кабины, так как статический анализ может применяться только для низко циклических периодических прочностных задач, в которых кинетическая энергия часто малая по сравнению с внутренней работой системы.

Кабина же является сложной упругой инерциальной системой с распределенными весовыми параметрами, подвергающейся переменным нагрузкам, которые возникают в результате колебаний, передаваемых от двигателя и неровностей дороги при движении автомобиля. Недостатки конструкции могут привести к появлению больших напряжений, вызывающих быструю усталость структуры. А это, в свою очередь, приводит к разрушению панелей кабины и сварных швов.

Поэтому важной задачей является проведение динамического анализа элементов кабины на стадии проектирования (определение возникающих напряжений), выявление недостатков конструкции и последующей ее модернизации.

Особое внимание необходимо уделять местам, где установлены закрывающиеся элементы. Такие узлы, как двери, стойки, крышки, люки и т.д., подвергаются дополнительным ударным нагрузкам, вызывающим значительные разрушения в области их установки. После захлопывания двери, она и стойки начинают колебаться с большой амплитудой, вызывая значительные изменения напряжения в структуре, приводящие к усталостному разрушению и требующие проведения модернизации конструкции панели двери кабины. Также большие усталостные повреждения могут появиться в области локализации воздуховодных и других технических отверстий.

Это подчеркивает необходимость инструмента динамических расчетов, чтобы имитировать вибрации для правильного определения напряжений, используемых при оценке усталости.

Для решения задачи динамического анализа используется прикладной пакет NASA Structural Analysis (NASTRAN). Данная программа основана на прикладывании нагрузки к каждой точке линейной конечно-элементной модели. При статическом анализе эта нагрузка не изменяется со временем, и все деформации остаются небольшими. Суммарные ускорения каждой точки превращаются в эквивалентные усилия. Структура затем анализируется с этим силовым полем и граничными условиями, определяя возможные усталостные разрушения.

Необходимые упрощения в уравнениях динамического режима при статическом анализе эквивалентны обнаруженным деформациям и

общим напряжениям тела, обусловленные околостатическими ускорениями, для которого деформация независима от времени. При моделировании динамических процессов в уравнения включают соответствующие физические режимы, которые решаются без упрощений.

При проведении динамического анализа захлопывающейся двери кабины в ее функциональную модель были введены следующие параметры: расположение петель, конечная угловая скорость, условия нагрузки. Модель двери может вращаться в петле и блокируется ограничителями в вертикальном направлении. Упругий элемент, расположенный сбоку, имитирует неподвижную стойку. При решении динамических уравнений определяется величина напряжений и смещений каждой точки модели. В конце изменяющиеся со временем напряжения анализируются программой оценки усталостной стойкости, позволяющей определять усталостную стойкость двери кабины и ее долговечность. Результаты расчета сводят в таблицу, включающую 100 наиболее нагруженных элементов с наиболее низкой усталостной стойкостью.

Во время анализа двери, инженер должен принять во внимание число циклов испытаний, выполненных при различном положении бокового стекла. Рассмотрев различные случаи его нагружения, долговечность двери может быть определена с большой точностью.

Для исследуемой двери кабины динамический анализ правильно предсказал области потенциальных повреждений. Усталостные разрушения были определены возле основных мест расположения трещин, обнаруженных при стендовых испытаниях двери. Однако расчетные напряжения оказались несколько выше реальных, но их величина входит в допустимую погрешность расчета. При этом данный анализ определил небольшие области усталости, которые не были выявлены поверхностным осмотром, и заключительное обследование обнаружило очень малые трещины.

В процессе динамического расчета были определены около 85% потенциальных повреждений конструкции. Анализируя полученные результаты исследования, можно своевременно внести ряд изменений, которые приведут к улучшению конструкции.

Динамический анализ значительно уменьшает время и количество прототипов, необходимых для оценки предложенных конструкций. Так как для испытаний на долговечность виртуальных моделей требуется несколько часов. В результате которых отсеиваются образцы с наименьшей усталостной стойкостью. А длительные стендовые испытания проводят с оставшимися прототипами, уменьшая, таким образом, количество тестов. Данные полученные в результате динамического ана-

лиза позволяют устранить большие затраты, используемые для проведения дополнительных конструкторских мероприятий, проводимых во время постановки изделия на серийное производство, чтобы решить проблему усталостного повреждения. А это в свою очередь сэкономит предпрятииво и покупателю значительные средства.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Automotive Engineering International, 1999 – 2000.

УДК 621.01

В.Г. ИВАНОВ, канд. техн. наук (БГПА)

КРИТИЧЕСКИЕ СИТУАЦИИ И АКТИВНАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Развитие систем активной безопасности (САБ) автомобиля ставит ряд вопросов с оценкой текущей дорожной ситуации в алгоритмах их работы. Современные САБ способны оценивать как продольную, так и поперечную динамику автомобиля. Однако правильная интерпретация информации, полученной от датчиков, сопряжена со значительным усложнением логики действий системы, что признаётся практически всеми разработчиками. Например, рост момента инерции автомобиля относительно вертикальной оси может быть признаком как торможения на миксте, так и избыточной поворачиваемости автомобиля.

В связи с этим возникает необходимость в классификации возможных критических ситуаций при движения автомобиля с целью упорядочения логики работы САБ. За критерии для классификации следует взять свойства системы "водитель - автомобиль - колесо - дорога", которые могут быть источниками опасных ситуаций, рис. 1.

Условно будем считать, что факторы возникновения критической ситуации могут находиться на микроуровне (уровень взаимодействия колеса с дорогой) и на макроуровне (уровень движения автомобиля). Естественно, что источником может быть и водитель, однако система активной безопасности должна быть максимально независима от влияния человеческого фактора.



Рис. 1. Связь критической ситуации с системой "водитель - автомобиль - колесо - дорога"

Критические ситуации на микроуровне возникают в результате такого взаимодействия колеса с дорогой, при котором колесо вынуждено работать в граничных областях движения по сцеплению и проскальзыванию. Здесь можно выделить следующие подклассы:

- 1) неблагоприятные сцепные свойства колеса;
 - 1.1) низкий коэффициент сцепления;
 - 1.2) изменение коэффициента сцепления в процессе движения автомобиля;
 - 1.3) различие коэффициента сцепления по бортам автомобиля (микст);
- 2) граничное проскальзывание колеса;
- 3) нарушенный контакт колеса с дорогой;
 - 3.1) вода, снег в контакте колеса с дорогой, аквапланирование;
 - 3.2) негативное влияние микропрофиля дороги.

Критические ситуации на макроуровне связаны с таким поведением автомобиля на дороге или воздействием на него внешних факторов, при котором автомобиль вынужден двигаться в граничных по устойчивости и управляемости областях, а колесо - работать в граничной области по боковому проскальзыванию. Подклассы критических ситуаций на макроуровне можно определить следующим образом:

- 1) нарушение траектории прямолинейного движения;
- 2) нарушение траектории криволинейного движения;
 - 2.1) криволинейное движение на влажной дороге;
 - 2.2) избыточная поворачиваемость автомобиля;
 - 2.3) движение по траектории с участками переменной кривизны;
 - 2.4) переходные ситуации;

2.5) изменение режимов движения.

К представленным подклассам относятся только те ситуации, которые не связаны напрямую с процессами в контакте колеса с дорогой, а обусловлены исключительно воздействием на автомобиль в целом внешних факторов - ветра, кривизны дороги и др.

При создании системы активной безопасности встаёт вопрос об оценке критичности той или иной дорожно-эксплуатационной ситуации, которую можно использовать в алгоритме работы.

На микроуровне для этой цели имеет смысл отталкиваться от соотношения потенциальной $F\mu^P$ и текущей (регулирующей) $F\mu^R$ силы в контакте колеса с дорогой, рис. 2.



Рис. 2. Изменение потенциальной и текущей силы в контакте колеса с дорогой в зависимости от относительного проскальзывания

Потенциальная сила в контакте колеса с дорогой $F\mu^P$ в общем случае является функцией нескольких переменных параметров:

$$F\mu^P = f(Vs, Rz, F\mu_x^{def}, F\mu_x^{adh}, F\mu_y). \quad (1)$$

При этом скорость относительного проскальзывания Vs определяет начало $F\mu^P$ -s-кривой, а реакция дороги Rz - её дрейф. Общий вид характеристики формируется деформационной $F\mu_x^{def}$, адгезионной $F\mu_x^{adh}$ и боковой $F\mu_y$ составляющими силы в контакте колеса с дорогой. В зависимости от типа дорожного покрытия (сухое, влажное, обледенелое и т.п.) и вида движения автомобиля (прямолинейное или криволинейное) превалирует та или иная составляющая, что и определяет протекание кривой - монотонное убывание, экстремальная зависимость и др.

В точке глобального экстремума $F\mu^R$ -s-кривой обе характеристики совпадают. Это означает, что колесо достигло граничных критических условий, т.е., с одной стороны, запас по сцеплению шины в боковом

направлении практически исчерпан, с другой стороны, сохранение данного режима управления колесом приведёт к его быстрому блокированию. В результате определённые внешние воздействия, например, боковая сила, могут негативно отразиться на устойчивости автомобиля, что, в свою очередь, приведёт к возникновению критической ситуации на макроуровне.

Для того чтобы определить, насколько критична такая ситуация, введём понятие коэффициента активной безопасности на микроуровне $K_{S_{mic}}$:

$$K_{S_{mic}} = 1 - \frac{F\mu^R}{F\mu^P}. \quad (2)$$

Таким образом, при отсутствии движения колеса $K_{S_{mic}}=1$, а при достижении им критической границы $K_{S_{mic}}=0$. Предложенный коэффициент в первую очередь показывает имеющийся запас по управлению колесом. С учётом обеспечения высокой тормозной или тяговой эффективности в первом приближении можно предложить $K_{S_{mic}}=0,75 \dots 0,99$.

Выбор критерия для оценки критической ситуации на макроуровне не является однозначным. Глобальным показателем здесь может стать курсовой или траекторный увод автомобиля, а также его поперечное ускорение и инерционная скорость (ускорение) относительно вертикальной оси. Данные параметры могут быть связаны друг с другом, поэтому в качестве примера рассмотрим определение коэффициента активной безопасности на макроуровне $K_{S_{mac}}$ через угол траекторного увода автомобиля β :

$$K_{S_{mac}} = \begin{cases} \frac{\Delta\beta}{\Delta\beta_p} = \frac{|\beta_v - \beta_p|}{\Delta\beta_p} \text{ при } \Delta\beta \leq \Delta\beta_p, \\ 1 \text{ при } \Delta\beta > \Delta\beta_p \end{cases}, \quad (3)$$

где β_v - траекторный угол, задаваемый водителем; β_p - фактический (реальный) траекторный угол; $\Delta\beta$ - угол траекторного увода; $\Delta\beta_p$ - рекомендуемое для данной ситуации значение максимально допустимого угла траекторного увода.

Взаимосвязь коэффициентов активной безопасности на микро- и макроуровне целесообразно осуществлять через некоторые весовые ко-

коэффициенты ν_{mic} и ν_{mac} , выводя таким образом общий коэффициент активной безопасности Ks :

$$Ks = \nu_{mac} \cdot Ks_{mac} + \nu_{mic} \cdot Ks_{mic}. \quad (4)$$

При отсутствии манёвра, обычном движении автомобиля $\nu_{mic} = \nu_{mac} = 0,5$. В противном случае веса коэффициентов перераспределяются, однако их сумма всегда равна 1. Например, при обычном торможении на прямой определяющим является поведение одиночных колёс, поэтому $\nu_{mic} > \nu_{mac}$. Наоборот, при любом виде криволинейного движения важно сохранение заданной траектории автомобиля и $\nu_{mic} < \nu_{mac}$.

Таким образом, приведенная методика для оценки критичности дорожной ситуации позволяет из большого потока информации, анализируемой блоком управления системы активной безопасности, отбирать наиболее важные, определяющие параметры и должным образом корректировать алгоритм своих действий.

УДК 621.113.012 (0.88.8)

В.П.БОЙКОВ, д-р техн. наук,
П.В.ЗЕЛЁНЫЙ, Ч.И.ЖДАНОВИЧ, кандидаты техн. наук (БГПА)

ОПЫТ СОЗДАНИЯ ТАНДЕМ-КОЛЁСНЫХ РЕЗИНО- ГУСЕНИЧНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ

Тандем-колёсные гусеничные движители на основе эластичной армированной ленты, которыми охватывают два обычных пневматических колеса, уже давно нашли применение за рубежом как относительно несложное средство повышения проходимости колёсных машин. В частности, они применяются в северных странах [1], близких нам по погодным условиям и состоянию почвы. Снабжение колёсной техники, выезжающей ранней весной и поздней осенью на наши поля, эластичными гусеницами, следует рассматривать как перспективное.

Одной из задач, которую необходимо решить при создании таких движителей для повышения их эффективности, является обеспечение высокого натяжения гусеницы, а в перспективе – саморегулирование натяжения в зависимости от условий и режима движения. В одних случаях, когда речь идёт о движении по слабонесущим грунтам, гусеничный обвод целесообразно дополнительно натягивать. Этим повышается проходимость движителя, поскольку не опертые участки гусеничного обвода в зоне контакта с грунтом меньше будут прогибаться, обуславливая более равномерное распределение опорных давлений и, сле-

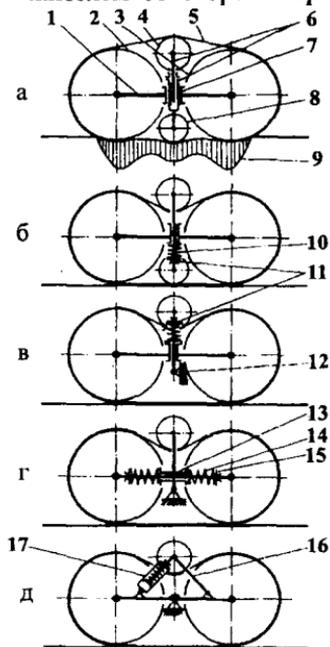
довательно, снижение их пиковых значений (рис. 1,а). Приведенная схема обеспечивает самонатяжение ленты на легко сминаемом грунте благодаря восприятию опорных реакций, приходящихся на катковую опору, верхней ветвью гусеницы.

В других случаях, когда в типичных условиях движения транспортного средства велика вероятность наезда на несминаемые единичные неровности (трелёвка леса, каменистые почвы) эластичную гусеницу необходимо предохранять от перенатяжения в момент зависания движителя на неровности (бревне, пне, камне) участком нижней ветви, не опирающемся на колёса. Такого зависания можно избежать, если кратковременно резко ослабить натяжение гусеницы, что и позволяет реализовать схема, представленная на рис. 1,б.

Благоприятно скажется на долговечности гусеничного обвода также саморегулирование его натяжения в функции весовой нагрузки со стороны транспортного средства, могущее проявить максимальный эффект в случае постоянно меняющейся массы транспортируемого груза (на машинах по внесению удобрений, транспортных средствах, входящих в состав уборочных комплексов и других). Не будучи постоянно чрезмерно натянутым, гусеничный обвод сможет дольше прослужить. Для реализации эффекта самонатяжения гусеничного обвода необходимо обеспечить полное или частичное восприятие нагрузки движителем со стороны транспортного средства не через балансир, что

имеет место традиционно, а посредством опирания остова на верхнюю ветвь гусеничного обвода (рис. 1,в).

Рис. 1. Принципиальная схема тандем-колёсных гусеничных движителей с саморегулируемым натяжением обвода в зависимости от опорных реакций (а и б), весовой нагрузки со стороны остова транспортного средства (в), сопротивления движению (г) и направления движения (д): 1 - балансир; 2 и 3 - переднее и заднее пневматические колёса; 4 - натяжной ролик; 5 - эластичная гусеница; 6 - раздвижная вертикальная стойка; 7 - направляющая стойки; 8 - дополнительная катковая опора; 9 - эпюра опорных давлений на мягком грунте; 10 - упругий элемент; 11 и 15 - регулировочные гайки; 12 - поперечно-горизонтальный шарнир; 13 - продольная направляющая балансира; 14 - упругие элементы; 16 - поворотный рычаг натяжного ролика; 17 - телескопическая тяга.



Ещё одним фактором, в функции которого целесообразно регулировать натяжение гусеничного обвода в процессе движения, является сопротивление движению. Сопротивление движению является комплексной переменной, которая учитывает ряд других факторов, могущих привести к потере движителем проходимости: будь-то снижение несущих способностей грунта, возрастание нагрузки на движитель, ухудшение характера рельефа опорной поверхности. Схема движителя, позволяющая реализовать зависимость натяжения гусеничного обвода от сопротивления движению, основана на том, что натяжной ролик крепится неподвижно, а баланси́р имеет возможность продольного перемещения относительно поперечно-горизонтального шарнира своего качания в продольно-вертикальной плоскости (рис. 1,г).

В движителях транспортных средств с реверсивным характером работы (бульдозеры, автогрейдеры), когда движение в одном направлении осуществляется под максимальной нагрузкой, а в противоположном – на холостом ходу, целесообразно обеспечить саморегулирование натяжения гусеничного обвода в зависимости от направления движения, то есть усиливать при прямом ходе и ослаблять при обратном. С этой целью шарнир крепления на баланси́ре поворотного рычага, несущего натяжной ролик, должен быть смещён относительно плоскости, проходящей через ось вращения ролика в сторону заднего колеса тандем-колесного движителя (рис. 1,д). Такое саморегулирование натяжения гусеничного обвода положительно отразится на армирующем гибком корде, являющемся несущим элементом эластичной гусеницы [2].

Все пять схем саморегулирования натяжения гусеничного обвода могут быть заложены в одну конструкцию тандем-колесного гусеничного движителя, применяться по отдельности или попарно в зависимости от того, на какие условия, режимы и характер эксплуатации ориентируется создаваемое транспортное средство. В любом случае перед конструкторами возникает задача расчёта длины гусеничного обвода, переменными в которой являются следующие параметры: относительное продольное положение натяжного ролика и колёс; их относительное вертикальное положение. Вывод соответствующей расчётной зависимости позволяет получить схема на рис. 2, согласно которой длина гусеничного обвода,

$$L = b + a + \pi(R_2 + R_1) + \frac{\pi}{180}(R_2\alpha + R_1\beta) + k(\operatorname{cosec}\alpha + \operatorname{cosec}\beta) - (R_2 + r)g\frac{\alpha}{2} - (R_1 + r)g\frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{180}(\beta + \alpha),$$

где b и a - длины переднего и заднего плеч баланси́ра; R_1 и R_2 - радиусы колёс; α и β - дополнительные углы охвата колёс, обеспечиваемые на-

тяжным роликом; r - радиус натяжного ролика; h - стрела прогиба верхней ветви гусеницы.

Все величины, за исключением α и β , в полученном выражении задаются конструктивно. Для их определения необходимы ещё два выражения, позволяющие их увязать с известными величинами a и b , R_1 , R_2 , r , h .

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{a - (R_2 + r) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}; \operatorname{tg} \beta = \frac{h}{b - (R_1 + r) \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}}.$$

Таким образом, полученная система из трёх уравнений позволяет определить длину гусеничного обвода L в зависимости от соотношения плеч a и b балансира и стрелы прогиба h его верхней ветви при прочих постоянных конструктивных параметрах (r , R_1 и R_2).

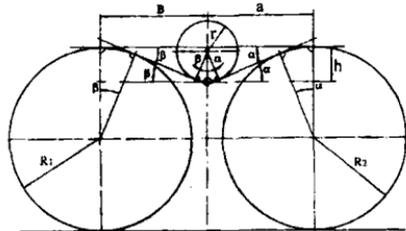


Рис. 2. Схема для расчёта длины гусеничного обвода тандем-колёсного гусеничного движителя с натяжным роликом.

Анализ полученных выражений показывает, что минимальную длину обвода имеет при равенстве плеч a и b балансира и, что очевидно, при нулевом значении стрелы прогиба h . Это подтверждает, что регулирование натяжения гусеничного обвода возможно не только перемещением натяжного ролика по высоте (схема на рис. 1,а; 1,б; 1,в и 1,д), но и продольным перемещением балансира совместно с обоими колёсами относительно неподвижного натяжного ролика (рис. 1,г).

Однако проблеме обеспечения саморегулирования натяжения гусеничной ленты в тандем-колёсном движителе должно предшествовать решение проблемы его принципиальной работоспособности. С этой целью машина по внесению органических удобрений ПРТ-10А грузоподъёмностью 11 тонн, разработанная ГСПКТБ по комплексу машин для внесения органических удобрений (г. Бобруйск) снабжалась эластичными гусеницами, выполненными на основе транспортёрных лент (рис. 3).

Отрезки лент необходимой длины 5900 мм, рассчитанной по выше приведенным выражениям, закольцовывались на горячем прессе по специально разработанной для этой цели технологии. Ширина ленты для шин 16,5/70-18 КФ 97, которыми оборудованы машины ПРТ-10А, составляла 600 мм (с учётом зон для крепления реборд, фиксирующих ленту в поперечном направлении). Толщина ленты и высота грунтозацепов равные – по 20 мм. Будучи армированными в продольном на-

правлении гибким нерастяжимым кордом, планки придают ленте необходимую поперечную жёсткость, препятствующую загибанию её краёв на слабонесущих грунтах и, тем самым, повышающую проходимость движителя и снижающую пиковые опорные давления (согласно изобретению [3]). Натяжной ролик диаметром 250 мм, снабжённый шиной атмосферного давления, располагается в верхней зоне межколёсного пространства и огибается гусеничной лентой снизу.



Рис. 3. Испытания тандем-колёсных гусеничных движителей на машине для внесения органических удобрений ПРТ-10А в агрегате с универсально-пропашным трактором МТЗ-82.

Испытания подтвердили высокую работоспособность представленного (рис. 3) макетного образца тандем-колёсного гусеничного движителя, в самых различных дорожных и внедорожных условиях. Снижение пиковых значений опорных давлений при этом составило 50-70 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жданович Ч.И., Бойков В.П. Ходовые системы для повышения проходимости и снижения воздействия на почву тракторов и сельскохозяйственных машин. Мн.: БелНИИНТИ, 1990. – 35 с. 2. А. с. 1781120 (СССР). Ходовая часть транспортного средства. 3. А. с. 1835736 (СССР). Эластичная гусеница.

УДК 621.114.592

П.В.ЗЕЛЁНЫЙ, канд. техн. наук (БГПА)

О ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОСНОВАХ И ТЕХНИЧЕСКИХ КОНЦЕПЦИЯХ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИНОТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

В отличие от требований безопасности дорожного движения, специфика требований сельскохозяйственного производства к управлению мобильными средствами механизации более разнообразна и включает

первые. Это удовлетворение выполняемому технологическому процессу (точному вождению в условиях междурядий или узких проходов между кормушками), обеспечение высокого быстродействия рулевого управления и вписываемости коридора криволинейного движения агрегата в те или иные стеснённые условия (в полосу разворотов на загонах или в ограниченное свободное пространство помещений животноводческих ферм). Зачастую, и то, и другое необходимо одновременно, для мобильных сельскохозяйственных средств механизации универсального назначения. При всём при этом должна обеспечиваться и высокая безопасность дорожного движения агрегата, и нередко в общем транспортном потоке, что связано как с необходимостью переездов сельскохозяйственных агрегатов с одного поля на другое, так и в связи с прямым их использованием в качестве транспортных средств.

С точки зрения технологии сельскохозяйственного производства необходимо обеспечивать работу рулевого управления машинотракторного агрегата (МТА) в двух режимах: точностном – для сохранения устойчивости траектории движения (преимущественно прямолинейной), и быстродействующем – для выбора диапазона поворота направляющих колёс (излома рамы у шарнирно-сочленённых агрегатов) в короткий промежуток времени. Во втором случае не столь важны показатели точности вождения, сколь соответствие необходимого быстродействия управления возможностям среднестатистического водителя. В противном случае коридор криволинейного движения агрегата может не вписаться в стеснённые условия помещений животноводческих ферм, а при переориентации движения агрегата на загонах придётся снижать скорость его движения.

Основной принцип, которому отвечают конструкции существующих рулевых управлений транспортных средств, – обеспечение равновесного состояния механической системы в положении, соответствующем прямолинейному движению машины. Облегчая необходимые для поддержания такого движения усилия на задающем органе (рулевом колесе), принцип уравнивания действующих на левое и правое колёса моментов является причиной самопроизвольных колебаний колёс в пределах зазоров и податливостей в рулевом механизме, поскольку такое уравнивание возможно чисто теоретически из-за постоянно изменяющегося случайным образом сопротивлению направляющих колёс по микрорельефу опорной поверхности (для ведущих колёс – касательных сил тяги). Создание рулевых механизмов, не обладающих зазорами и податливостями, встречает на своём пути труднопреодолимые препятствия технического характера, осо-

бенно в виду сложности обеспечения поддержания беззазорности рулевого механизма в процессе эксплуатации.

Наличие зазоров и податливостей, в пределах которых направляющие колёса предоставлены самим себе, нарушает связь последних с рулевым колесом при прямолинейном движении, в поисках которой водитель должен беспрестанно «шевельить» рулём то в одном, то в другом направлении, дополнительно напрягая органы чувств и дополнительно утомляясь. Предоставленные самим себе в некотором диапазоне направляющие колёса обуславливают зигзагообразный характер траектории прямолинейного движения агрегата, усложняя действия водителя по его поддержанию и ухудшая качество выполняемого технологического процесса (например, междурядной обработки пропашных культур).

Второй недостаток существующих рулевых управлений сельскохозяйственных тракторов связан с постоянством передаточного отношения рулевого механизма, заложенным конструктивно, составляющем от 3 до 5. При большем передаточном отношении затрудняются действия водителя по обеспечению вписываемости криволинейного коридора движения агрегата в стесненные условия (в полосу разворота на загоне или внутри помещений животноводческих ферм), когда диапазон поворота направляющих колёс используется почти полностью то в одном, то в другом направлении. Водитель, обеспечивая высокую скорость вращения рулевого колеса, переутомляется. Он вынужден снижать скорость трактора или переходить на сложное маневрирование, что вызывает дополнительные потери времени.

Один из путей повышения степени соответствия рулевых управлений тракторов сельскохозяйственного назначения комплексу требований технологии выполняемых ими разнообразных операций – создание многорежимного рулевого механизма. Основные режимы его работы должны включать точностной, высокоскоростной (быстродействующий) и некоторый третий, сочетающий оба первых. При точностном режиме управления по прямолинейным траекториям следует обеспечивать по возможности прямую связь рулевого колеса с направляющими колёсами при минимальном количестве передающих звеньев и их передаточном отношении, близком к единице. Поскольку момент сопротивления повороту колёс в их положениях, близких к нейтральному, незначителен, то необходимые для этого усилия на рулевое колесо не будут превышать допустимые у тракторов классов 0,6...1,4, что позволяет осуществить описанный режим управления по безусилительной схеме.

Для обеспечения высокого быстродействия рулевого управления необходимо также снижать передаточное отношение рулевого механизма, однако подключение гидроусилителя в этом случае является обязательным, так как при значительном отклонении направляющих колёс от нейтрального положения в процессе изменения направления движения агрегата сопротивление повороту колёс, как известно, резко возрастает.

В третьем режиме работы рулевого управления тракторов должны обеспечивать точность и быстродействие, достаточные для безопасного вождения агрегата в транспортном режиме. Как показал предварительный анализ, существующие рулевые управления удовлетворяют именно этому последнему режиму. Здесь сказывается аналогия их принципиального устройства с рулевым управлением автомобилей. В частности, для тракторов характерно приблизительно такое же передаточное отношение рулевого механизма, хотя специфика их движения при выполнении сельскохозяйственных технологических операций разнообразнее. Поэтому представляется целесообразным обеспечивать легкий переход рулевых управлений тракторов из режима в режим. Необходимость в таком переходе диктуется, например, особенностями движения агрегата в полевых условиях, когда прямолинейное движение рабочего хода по следу маркера или в междурядьях тут же сменяется на криволинейное движение на загоне для переориентации агрегата на выполнение рабочего хода в обратном направлении и т.д.

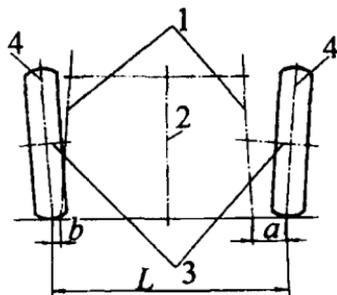


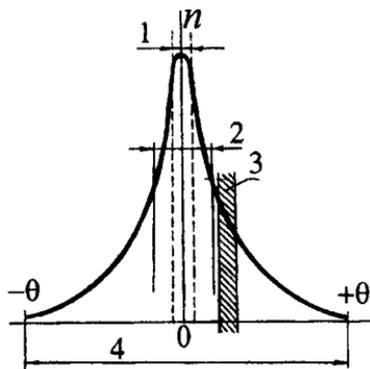
Рис. 1. Схема обеспечения неравенства плеч обката a и b направляющих колёс трактора: 1 — геометрические оси цапф (шкворней); 2 — след продольной плоскости симметрии трактора; 3 — геометрические оси вращения колёс; 4 — следы продольных плоскостей симметрии колёс; L — колея

Вторым направлением совершенствования рулевых управлений тракторов сельскохозяйственного назначения является отказ от принципа уравнивания моментов от сил сопротивления качению колёс на рулевой трапеции, недостижимому в действительности. Напротив, необходимо создать условия для заведомо асимметричного нагружения колёс этими моментами. Наиболее просто реализовать такое нагружение путём изменения установочных параметров колёс с целью обеспечения неравенства плеч обката (рис. 1). Моменты от сил сопротивления качению на таких плечах,

действуя в противоположных направлениях, не уравнивают друг друга. В результате вся механическая система, включая рулевую трапецию и сошку, должна поворачиваться по направлению действия большего момента. От этого она удерживается водителем, который создаёт на рулевом колесе момент противоположного направления. Благодаря такому уравниванию результирующего момента от сил сопротивления качению колёс все зазоры и податливости в сопрягаемых звеньях рулевого механизма будут постоянно выбранными, а у водителя улучшится «чувство дороги», направляющие колёса не будут иметь возможности непредсказуемо рыскать в пределах зазоров.

Поскольку, помимо упомянутых моментов, на направляющие колёса действуют ещё и восстанавливающие моменты, возрастающие по мере отклонения колёс от нейтрального положения, то в некотором их положении восстанавливающие моменты уравнивают первые, заложенные конструктивно, и влияние зазоров и податливостей на управление вновь начнет проявляться. Однако на точность поддержания прямолинейного движения рабочих ходов их влияние при достаточном неравенстве плеч обката сказываться не будет. Эти зазоры окажутся за пределами зоны поворотов направляющих колёс, используемой при прямолинейном движении (рис. 2).

Рис. 2. Распределение частоты n поворотов направляющих колёс в различных диапазонах при поддержании прямолинейного движения рабочего хода агрегата: 1 – недопустимая с точки зрения точности вождения по прямолинейной траектории зона расположения шнуров и податливостей в рулевом управлении; 2 – диапазон поворотов направляющих колёс, используемый при точном вождении по прямолинейной траектории; 3 – допустимая зона расположения зазоров, расположенная за пределами диапазона поворота колёс, используемого при прямолинейном движении; 4 – полный диапазон поворотов направляющих колёс относительно нейтрального положения (от $-\theta$ до $+\theta$)



Предварительно рассчитано, что у отечественных тракторов класса 0,6...1,4 неравенство действующих на направляющие колёса моментов не нарушается условиями предстоящей эксплуатации в требуемом для поддержания прямолинейного движения агрегата диапазоне их поворотов (до 12 град) при неравенстве плеч обката от 0,005 до 0,05 м. Хотя при этом водитель и вынужден постоянно прикладывать некото-

рое усилие к рулевому колесу даже при удержании направляющих колёс в нейтральном положении, ослабление напряжения его органов чувств ожидается получить за счёт того, что в этом случае ему неизвестна только величина уравнивающего усилия, в то время как традиционно ему ещё не было известно и направление действия прикладываемого усилия. Другими словами, снимается фактор ожидания. Водитель знает, куда действует момент, стремящийся повернуть рулевое колесо, и уравнивает его в соответствии с ощущаемыми на нём реакциями. Необходимость в беспрестанном «шевелении» рулевого колеса в поисках обратной связи в пределах зазоров при прямолинейном движении отпадает, снижая психофизическое напряжение водителя и повышая точность вождения агрегата.

УДК 629.114.3-592

А.И.САФОНОВ, канд. техн. наук (БГПА)

МЕТОДИКА ДОРОЖНЫХ И СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ТРОЛЛЕЙБУСОВ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЯГОВЫХ И ТОРМОЗНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

На стадии производственных испытаний и доводки новой техники в целом и троллейбусов в частности существенное значение имеет снятие технических характеристик систем в реальных условиях. От этого во многом зависит эффективность создаваемой техники. В свою очередь, точность и достоверность этих характеристик во многом определяется возможностями используемой измерительной аппаратуры, а также методикой испытаний, адекватно отражающей все характерные режимы эксплуатации.

Настоящая методика определяет объем дорожных и стендовых испытаний пассажирских троллейбусов с электронным управлением тяговым асинхронным электродвигателем переменного тока и оборудованных антиблокировочной системой (АБС) тормозов. Целью испытаний является оценка влияния тягового электродвигателя и его системы управления, а также трансмиссии и пневматического тормозного привода на эффективность и качество процессов разгона и торможения троллейбуса при использовании рабочей и вспомогательной тормозных систем.

Предусмотренные методикой испытания предполагают решение следующих задач: определение основных показателей процесса разгона

троллейбуса; определение показателей процесса торможения при использовании вспомогательной тормозной системы и АБС; определение показателей процесса торможения троллейбуса при использовании рабочей тормозной системы; определение статических и динамических характеристик пневматической тормозной системы.

В процессе испытаний измеряются следующие параметры: пройденный путь; скорость движения; замедление (ускорение); время исследуемого процесса; давление на выходе тормозного крана; давление в тормозных камерах каждого моста; перемещение педали хода; перемещение педали тормоза; напряжение контактной сети и потребляемый (рекуперированный) ток; сила тока в цепи тягового электродвигателя; напряжение на тяговом электродвигателе; угловая скорость вала тягового электродвигателя; задаваемый системой управления и реализуемый моменты на валу тягового электродвигателя; угловые скорости колес.

Испытания проводятся как для троллейбуса с полной, так и снаряженной массами.

Определение оценочных показателей в режиме разгона троллейбуса осуществляется следующим образом:

– разгон троллейбуса с нулевой начальной скорости до максимально установившейся при нажатии водителем педали хода до ее максимального положения за $0,15 \dots 0,2$ с в одном режиме и за $1 \dots 2$ с – в другом;

– разгон троллейбуса с различных начальных скоростей, в том числе и нулевой, до установившихся скоростей, соответствующих различным фиксированным не максимальным положениям педали хода.

Определение оценочных показателей в режиме торможения троллейбуса осуществляется следующим образом:

– торможение троллейбуса вспомогательной тормозной системой (ВТС) с различной (в том числе максимальной), но постоянной для каждого опыта эффективностью до минимальной скорости, которую может обеспечить ВТС;

– торможение с различных начальных скоростей, в том числе максимальной, до полной остановки троллейбуса; имитируются торможение в аварийной ситуации и режим служебного торможения, характеризующиеся нажатием тормозной педали за $0,15 \dots 0,2$ с и за $1 \dots 2$ с соответственно, до положения, соответствующего ее максимальному ходу; торможение осуществляется при различных сочетаниях совместной работы основной и вспомогательной тормозных систем и АБС;

– свободный выбег; троллейбус разгоняется до максимальной скорости, после чего осуществляется замедление за счет сил сопротивления

движению при отсутствии активных тормозных и тяговых сил (педали хода и тормоза отпущены).

Определение оценочных показателей на стендах осуществляется следующим образом. Определение характеристик тормозных механизмов, представляющих собой зависимость тормозной силы колеса от давления воздуха в тормозной камере. Измеряются значения тормозной силы каждого моста при соответствующем изменении давления воздуха в рабочих тормозных камерах мостов от 0,1 МПа до 0,7 МПа с интервалом 0,1 МПа.

Оборудование для проведения испытаний (рис. 1) представляет собой предложенный и подробно рассмотренный [1] комплекс измерительно-регистрирующей аппаратуры, обладающий явными преимуществами: установлен непосредственно на машине, имеет интерфейс с ЭВМ и соответствующее программное управление, обладает хорошей гибкостью процесса регистрации данных, что в целом позволяет обеспечить высокую степень точности получаемых результатов без трудоемкой настройки и тарировки датчиков, а также проводить испытания в кратчайшие сроки.

Для измерения пройденного пути, скорости движения, замедления (ускорения), времени исследуемого процесса, давления воздуха на выходе тормозного крана и в тормозных камерах каждого моста применяется комплект аппаратуры измерительно-регистрирующего комплекса, включающий соответствующие датчики, пульт управления, адаптер, системный блок, печатающее устройство.

Для измерения перемещения педалей хода и тормоза, напряжения контактной сети и потребляемого (рекуперированного) тока, силы тока и напряжения на тяговом электродвигателе, угловой скорости и момента на валу тягового электродвигателя применяется комплект аппаратуры измерительно-регистрирующего комплекса, включающий электронный блок фирмы-производителя системы управления тяговым электродвигателем, датчики, адаптер и программное обеспечение для передачи данных на переносной компьютер.

Для измерения угловой скорости колес применяется комплект аппаратуры измерительно-регистрирующего комплекса, включающий электронный блок фирмы-производителя антиблокировочной системы, датчики для измерения соответствующих параметров, адаптер и программное обеспечение для передачи данных на переносной компьютер.

В качестве примера, иллюстрирующего некоторые результаты испытаний, далее приведены зависимости, характеризующие процесс разгона (рис. 2) и торможения (рис. 3), позволяющие оценить скольжение и буксование ведущих колес, а также эффективность АБС по действительной и теоретической скоростям движения троллейбуса в любой момент времени.

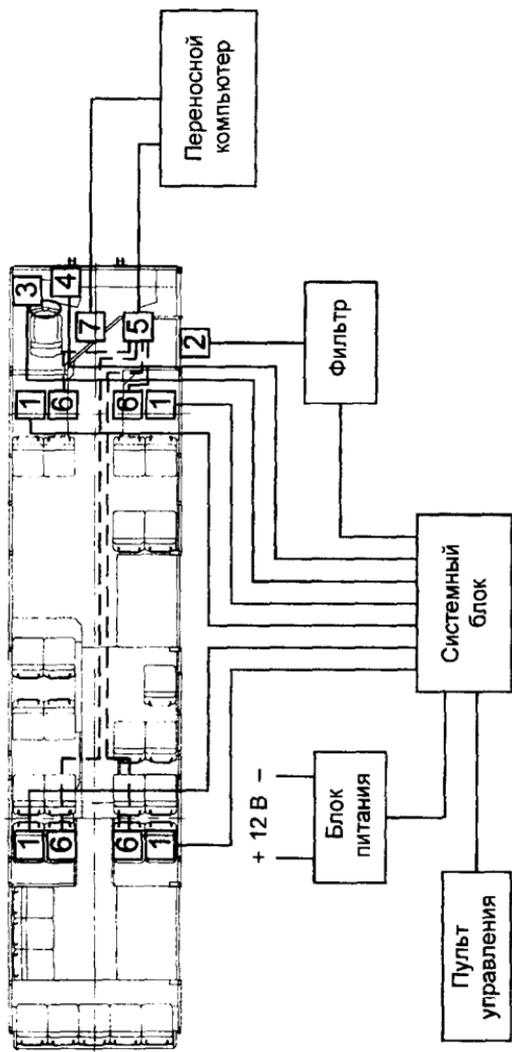


Рис. 1. Схема установки комплекса измерительно-регистрающей аппаратуры: 1 – датчик давления воздуха в рабочей тормозной камере; 2 – оптический датчик перемещения, скорости и ускорения; 3 – датчик начала нажатия тормозной педали; 4 – цифровой индикатор, отображающий текущие значения измеряемых величин; 5 – электронный блок управления антиблокировочной системы тормозов; 6 – датчик угловой скорости колес; 7 – электронный блок системы управления тяговым двигателем

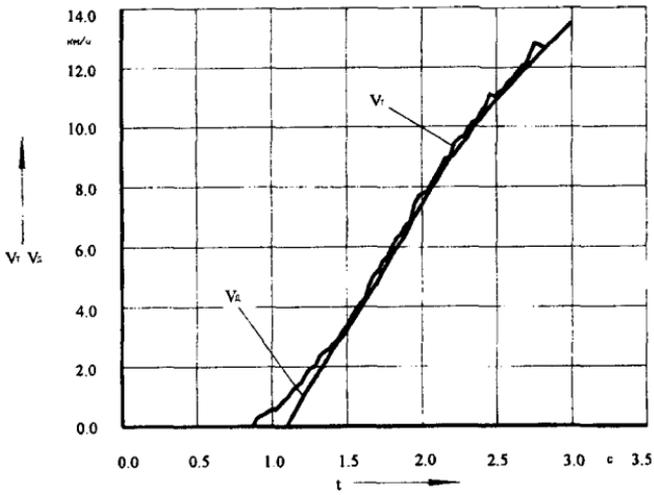


Рис. 2. Изменение действительной V_d и теоретической V_t скоростей движения троллейбуса в процессе разгона.

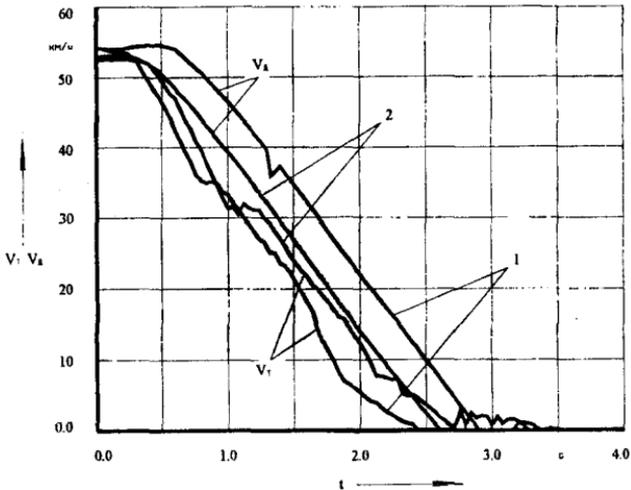


Рис. 3. Изменение действительной V_d и теоретической V_t скоростей движения троллейбуса в процессе торможения; 1 - без АБС, 2 - с АБС.

Таким образом, предложенная методика испытаний позволяет с высокой степенью адекватности моделировать дорожные условия экс-

штатации троллейбусов, сократить время и трудоемкость подготовки и проведения испытаний, получать результаты, позволяющие оценивать работу двигателя, трансмиссии, тормозных и антиблокировочной систем, а также их взаимное влияние на работу друг друга и троллейбуса в целом. Все это позволяет сократить сроки создания и повысить технико-экономические показатели троллейбусов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сафонов А.И. Новицкий С.Н. Комплекс измерительно-регистрирующей аппаратуры для испытаний сочлененного троллейбуса. / Инженер-механик. 2001, № 1, с. 19-22.

УДК 621.436.2/3

Г.М. КУХАРЕНКО
д-р техн. наук (БГПА)

ЗАВИСИМОСТЬ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЯХ

Математическое моделирование рабочего процесса двигателей является необходимым инструментом теоретического исследования при разработке основ его управления.

Практика моделирования рабочих процессов двигателей показывает, что дальнейшее совершенствование расчетных моделей связано с повышением достоверности определения продолжительности сгорания с учетом особенностей организации процесса смесеобразования. Рядом авторов предложены зависимости для расчета процесса сгорания [1]. Однако все они получены с допущениями и возможности применения этих зависимостей ограничиваются рамками конкретных двигателей.

Поэтому были проведены исследования по определению зависимости продолжительности сгорания топлива τ_z в высокооборотных дизельных двигателях производства Минского моторного завода и Гомельского завода пусковых двигателей с полуразделенными камерами сгорания от режимных факторов: частоты вращения коленчатого вала и коэффициента избытка воздуха, а также от параметров, характеризующих эффективность использования воздушного заряда [2].

Для комплексной оценки эффективности использования воздушно-го заряда введен параметр

$$K_b = \frac{V_k}{V_c} \cdot P, \quad (1)$$

где P – коэффициент равномерности распределения топлива в объеме камеры сгорания, V_k/V_c - отношение объема камеры в поршне к объему камеры сгорания.

Он является одним из оценочных параметров совершенства конструкции двигателя. Его применение позволяет осуществить принцип оптимизации при доводке камеры сгорания в поршне и выборе количества и расположения топливных факелов.

В полуразделенных камерах сгорания с организованным торoidalным воздушным вихрем (типа ЦНИДИ) эффективность использования воздушно-го заряда определяется совместным влиянием отношения объема камеры в поршне к объему камеры сгорания и равномерности распределения топлива в пространстве камеры сгорания. Распределение топлива в пространстве камеры сгорания ЦНИДИ оценивалось по степени охвата топливной пленкой боковой поверхности камеры

$$P = \frac{\sum F_\phi}{F_{ст}}, \quad (2)$$

где $\sum F_\phi$ – суммарная площадь поверхности топливной пленки на стенке камеры сгорания; $F_{ст}$ – площадь поверхности боковой стенки камеры сгорания.

Распределение топлива в пространстве камеры сгорания ЯМЗ с организованным осевым воздушным вихрем оценивалось по степени равномерности распределения топлива в объеме камеры

$$P = \frac{\omega_\phi}{\omega_\tau}, \quad (3)$$

где ω_ϕ - угловая скорость воздушного вихря в камере сгорания; ω_τ - угловая скорость обеспечивающая поворот воздушного вихря за время впрыска на угол равный углу между осями топливных факелов.

После преобразований соотношение (3) представлено в виде

$$P = \frac{H\phi_{впр}}{360 / i_{спрыг}}, \quad (4)$$

где H – вихревое отношение, равное отношению угловых скоростей вихря и коленчатого вала, $H = \omega_v/\omega$; $\varphi_{впр}$ – продолжительность впрыска топлива; $i_{струй}$ – число топливных факелов.

Для оценки совершенства процесса смесеобразования предложен параметр K , представляющий собой произведение коэффициента эффективности использования воздушного заряда на коэффициент избытка воздуха

$$K = \alpha \cdot P \cdot V_K / V_C, \quad (5)$$

где α – коэффициент избытка воздуха.

Этот параметр учитывает величину коэффициента избытка воздуха, относительного объема камеры сгорания и равномерность распределения топлива в камере. По существу он является эффективным коэффициентом избытка воздуха.

Были проведены экспериментальные исследования по определению влияния исследуемых факторов на продолжительность сгорания, которая определялась путем обработки индикаторных диаграмм.

Для вывода формулы для определения τ_z вначале определялось влияние на продолжительность сгорания в исследуемом дизеле коэффициента избытка воздуха при трех значениях отношения объема камеры в поршне к объему камеры сгорания $V_K/V_C = 0,74; 0,77; 0,79$.

При проведении исследований увеличение отношения V_K/V_C достигалось одновременным увеличением объема (V_K) и уменьшением объема, образованного надпоршневым зазором и подклапанными выточками при сохранении неизменной величины степени сжатия.

С ростом V_K/V_C продолжительность сгорания топлива уменьшается, что связано с увеличением количества воздуха заключенного в объеме V_K и эффективно используемого в процессе сгорания. Однако с увеличением α влияние V_K/V_C на продолжительность сгорания уменьшается и при $\alpha = 2,5...3$ для исследованных значений V_K/V_C продолжительность τ_z практически одинакова, т.е. при этих α для исследуемого дизеля обеспечиваются наиболее благоприятные условия протекания процесса сгорания.

Для определения влияния скоростного режима двигателя на продолжительность сгорания были обработаны индикаторные диаграммы, полученные при работе по нагрузочным характеристикам в диапазоне $n=1200...2200$ мин⁻¹. По результатам этих исследований построены графики зависимостей $\tau_z = f(n)$ при постоянных значениях параметра K

(рис.1). Из графика видно, что при малых значениях K с ростом частоты вращения уменьшается τ_z . С увеличением K влияние частоты вращения на τ_z снижается. При значениях $K = 2,1$ продолжительность сгорания достигает оптимальной величины 3,2 мс и практически не зависит от частоты вращения коленчатого вала.

Путем математической обработки зависимостей, представленных на рис.1, получена функциональная зависимость для определения продолжительности сгорания топлива в дизелях

$$\tau_z = \tau_o + b \cdot \left(\frac{K_o - K}{K^3} \right) \cdot \left(\frac{n_{ном}}{n} \right)^{0,92}, \quad (6)$$

где τ_o – оптимальная продолжительность сгорания; K_o – значение параметра, соответствующее τ_o ; b – постоянный коэффициент, зависящий от условий смесеобразования.

Для дизеля 4Ч 11/12,5 с камерой сгорания ЦНИДИ: $\tau_o = 3,2$ мс; $K_o = 2,1$; $b = 2,4$; $n_{ном} = 2200$ мин⁻¹.

Для малогабаритного дизеля 1Ч 8,2/ 7,5 с камерой ЯМЗ: $\tau_o = 2,4$ мс; $K_o = 2,1$; $b = 2,6$; $n_{ном} = 3000$ мин⁻¹.

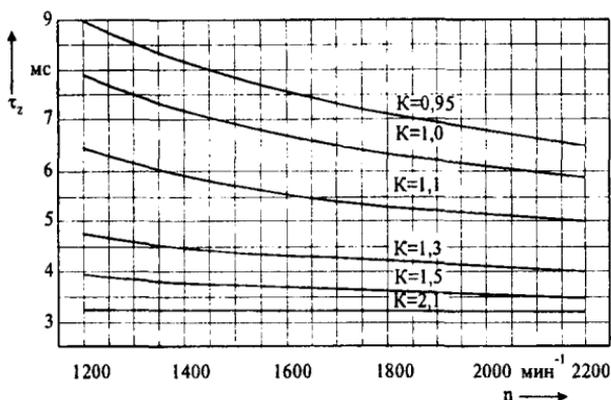


Рис. 1 Зависимость продолжительности сгорания топлива от частоты вращения коленчатого вала

Предложенные параметры эффективности использования воздушного заряда и зависимость для определения продолжительности сгорания в дизелях позволяют осуществить принцип оптимизации при совершенствовании конструкций камер сгорания и улучшении условий взаимодействия воздушного заряда и топлива.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Разлейцев Н.Ф. Касита А.М. Кинетические особенности процессов сгорания в форсированных дизелях и методы приближенного их описания / Двигатели внутреннего сгорания. - 1989. - Вып.49. - С. 48-56. 2. Кухаренок Г.М., Петрученко А.Н. Повышение эффективности использования воздушного заряда дизеля // Состояние и перспективы развития науки и подготовки инженеров высокой квалификации в БГПА: Материалы международной 51-й НТК БГПА- Минск, 1995. - С.77-78.

УДК 621.436.2/3

Г.М. КУХАРЕНОК д-р техн.наук
В.В. ТРИКОЗЕНКО (БГПА)

ВЛИЯНИЕ СТУПЕНЧАТОГО ВПРЫСКА ТОПЛИВА НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ

Экономичность дизеля определяется степенью совершенства процессов смесеобразования и сгорания. Существенное влияние на эти процессы оказывают параметры топливного насоса и форсунки. Представляют практический интерес исследования по созданию аппаратуры, обеспечивающей разделенный впрыск топлива [1,2]. Наиболее доступным способом реализации разделенного впрыска топлива является применение двухпружинных форсунок. Целью работы была разработка опытной двухпружинной форсунки и определение влияния ступенчатого впрыска топлива на технико-экономические показатели дизелей 4Ч 11/12,5 с камерой сгорания ЦНИДИ.

Конструкция опытной форсунки, обеспечивающей ступенчатый впрыск топлива, разработана совместно с Вильнюским заводом топливной аппаратуры. Чертеж форсунки представлен на рис. 1. Она имеет две пружины, определяющие давление впрыска первой и второй ступени. Ход иглы в первой ступени лимитируется зазором - А, во второй ступени - Б. Давление впрыскивания в первой ступени определяется усилием сжатия слабой пружины 1, давление во второй – сильной пружины 2. Давление сжатия слабой пружины регулируется прокладками 3, сильной – регулировочным винтом 4.

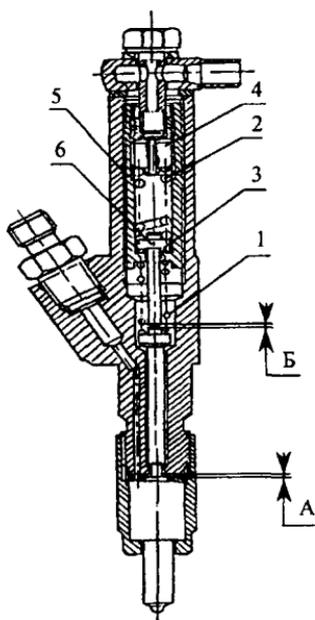


Рис.1 Двухпружинная форсунка

$P_2 = 25,0 - 30,0$ МПа.

3. Зазор Б = 0,05 мм.

Экспериментальные исследования производились на безмоторных стендах, одноцилиндровой установке и полноразмерных дизелях ММЗ. В процессе испытаний на двигателях снимались:

- регулировочные характеристики по углу опережения впрыска топлива;
- нагрузочные характеристики при $n=2200$ мин⁻¹ и $n=1600$ мин⁻¹.

Методика проведения испытаний предусматривала определение экономичности и уровня шума дизеля, снятие индикаторных диаграмм и осциллографирование процесса топливоподачи.

Индицирование двигателей и осциллографирование процесса топливоподачи проводилось пьезокварцевым индикатором на номинальном режиме и режиме максимального крутящего момента. На этих режимах определялся уровень шума рабочего процесса прибором СМ-1000 фирмы "Лукас".

При обработке осциллограмм топливоподачи рассчитывалась максимальное давление впрыскивания топлива $P_{\text{тmax}}$ и продолжительность впрыска $\Phi_{\text{впр}}$.

Влияние ступенчатого впрыска на динамические показатели двигателя оценивались по величине скорости нарастания давления $\Delta P/\Delta \Phi$,

Регулировка давления впрыска отдельных ступеней производилась на ручном стенде. Обычным способом регулировалась слабая пружина. Отдельно регулировалась сильная пружина в сборе со стаканом 5 и штангой 6. Далее стакан устанавливался в корпус форсунки.

После регулировки опытная форсунка обеспечивала:

1. Давление срабатывания первой ступени $P_1 = 18,5 - 19$ МПа.
2. Давление срабатывания второй ступени

максимального давления сгорания P_{\max} , угла опережения воспламенения ϕ_v , продолжительности впрыска $\phi_{\text{впр}}$, и скорости активного теплоныделения $\Delta X_i/\Delta \phi$.

При обработке индикаторных диаграмм рассчитывалась также максимальная температура цикла T_{\max} , определяющая содержание окислов азота в отработавших газах.

Пример осциллограммы подъема иглы двухпружинной форсунки представлен на рис. 2. При работе двухпружинной форсунки на осциллограмме подъема иглы имеется характерный излом, свидетельствующий о наличии двух ступеней впрыска.

Результаты сравнительных испытаний форсунок даны в табл. 1.

Таблица 1

Результаты сравнительных испытаний форсунок

Частота вращения n , мин ⁻¹	Серийная							Опытная						
	P_{\max} , МПа	T_{\max} , К	P_b , МПа	η_i	g_i , г/кВт ч	$\Delta X_i/\Delta \phi_i$	L_e , ДБа	P_{\max} , МПа	T_{\max} , К	P_b , МПа	η_i	g_i , г/кВт ч	$\Delta X_i/\Delta \phi_i$	L_e , ДБа
1200	8.18	2030	0.83	0.44	186.2	0.16	93.0	8.10	1999	0.83	0.43	190.2	0.13	93.0
2200	8.96	2190	0.90	0.48	171.9	0.25	97.5	8.20	2176	0.90	0.47	172.5	0.10	97.5

Реализация двухступенчатого впрыска по сравнению со штатной системой топливоподдачи несколько уменьшает динамические показатели цикла и уровень шума двигателя при сохранении топливной экономичности. При угле опережения впрыска топлива θ -20 град. до в.м.т. и $n=2200$ мин⁻¹ максимальное давление сгорания уменьшается на 17 %, жесткость сгорания на 22 %, уровень шума на 1,3 %.

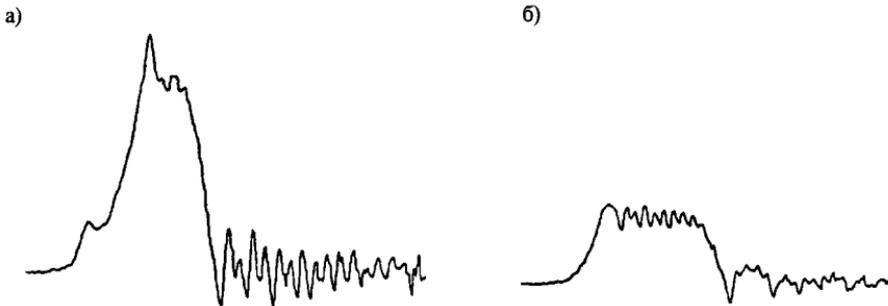


Рис. 2 Осциллограммы подъема иглы форсунок
 $(P_e=0,65 \text{ МПа}, n=2200 \text{ мин}^{-1})$
 а) двухпружинная форсунка б) штатная форсунка

Индикаторные диаграммы снятые при работе с различными форсунками приведены на рис. 3.

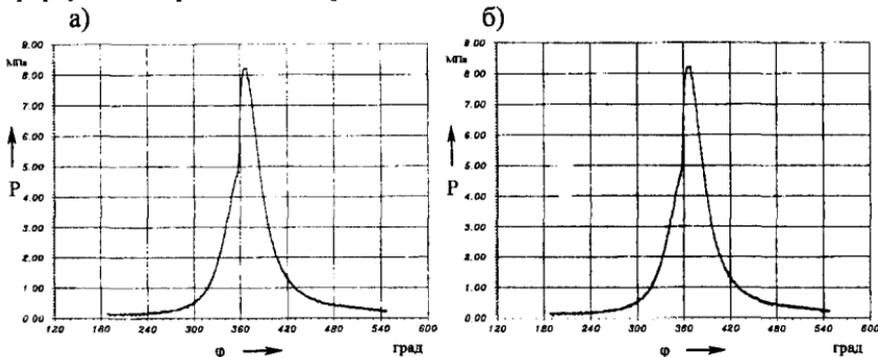


Рис. 3 Индикаторные диаграммы
 $(P_e=0,65 \text{ МПа}, n=2200 \text{ мин}^{-1})$
 а) двухпружинная форсунка б) штатная форсунка

Для двухступенчатой форсунки угол опережения впрыска топлива на 2 град. поворота коленчатого вала больше чем для штатной. Сравнение показателей рабочего цикла при оптимальных по условиям экономичности углах опережения впрыска топлива показывают, что при применении двухпружинной форсунки по сравнению со штатной обеспечивается практически одинаковый уровень экономичности дизеля на номинальном режиме и режиме максимального крутящего момента.

При работе дизеля с двухпружинной форсункой снижаются максимальное давление и температура цикла, а также скорость активного тепловыделения.

На номинальном режиме работы дизеля снижение P_{\max} составляет 8,5 %, T_{\max} - 0,7 %, $\Delta X_i/\Delta\phi$ - 58 %. Меньшие значения T_{\max} для двухпружинной форсунки могут привести к уменьшению содержания окислов азота в отработавших газах.

Применение 2-х ступенчатой форсунки приводит к снижению шума сгорания на всех режимах, что связано с уменьшением P_{\max} и $\Delta X_i/\Delta\phi$. На номинальном скоростном режиме шум сгорания снижается на 0,5-1,5 Дба во всем диапазоне нагрузок. При $n=1200 \text{ мин}^{-1}$ шум сгорания снижается на 1,5-5,5 Дба. Наибольшее снижение шума происходит на низких нагрузках. При этом следует отметить, что для 2-х ступенчатой форсунки все результаты по шуму получены при угле опережения впрыска топлива на 2 град. п.к.в. больше, чем для штатной форсунки.

Таким образом применение на дизеле 4Ч 11/12,5 опытной двухпружинной форсунки по сравнению со штатной:

- практически не изменяет удельный расход топлива;
- снижает динамические показатели рабочего цикла. На номинальном режиме снижение P_{\max} составляет 8,5 %, $\Delta X_i/\Delta\phi$ - 58 %;
- на 1-2 % уменьшает уровень шума процесса сгорания на режимах полных нагрузок;
- уменьшает максимальную температуру цикла для исследованных режимов на 14-31 градус.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фанлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. - Л. : Машиностроение, 1990.
2. Лазарев Е.А., Арасв Б.Л., Пономарёв Е.Г. Эффективность разделённого впрыскивания топлива в тракторных дизелях с камерой сгорания ЦНИДИ. - Двигателестроение, № 11, 1990.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ВПРЫСКА ТОПЛИВА В АВТОТРАКТОРНОМ ДИЗЕЛЕ МЕТОДОМ ФАКТОРНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА

Технический опыт и проведенные исследования /1/ показали, что эффективным методом повышения показателей дизеля является оптимальное управление основными параметрами топливоподачи - цикловой подачей топлива и углом опережения впрыска топлива (УОВТ). Величина УОВТ может влиять на расход топлива, токсичность отработавших газов, шумность двигателя. Поэтому актуальной является задача определения оптимального по расходу топлива УОВТ в условиях изменения режимных факторов работы дизеля в эксплуатации.

В статье показано решение этой задачи методом многофакторного эксперимента. Применение методов планирования эксперимента позволяет эффективно, с наименьшими затратами, решать практически важные задачи по построению математических моделей явлений по опытными данным эффективность таких методов доказана на многочисленных примерах использования их в различных областях науки и техники. Объектом испытаний был автотракторный дизель 4 ЧН 11/12,5 (Д-245) Минского моторного завода. В качестве режимных факторов приняты три параметра: частота вращения n , крутящий момент M и температура охлаждающей жидкости $T_{ж}$. Выбранные факторы удовлетворяют требованиям управляемости, совместимости и независимости факторов друг от друга. Приняты также области их изменения на трех уровнях: верхний $X_{1в} = n_{\max} = 2200 \text{ мин}^{-1}$, $X_{2в} = M_{\max} = 300 \text{ Нм}$, $X_{3в} = T_{ж\max} = 90^\circ\text{C}$; нижний $X_{1н} = 900 \text{ мин}^{-1}$, $X_{2н} = 100 \text{ Нм}$, $X_{3н} = 60^\circ\text{C}$; исходный $X_{10} = 1550 \text{ мин}^{-1}$, $X_{20} = 200 \text{ Нм}$, $X_{30} = 75^\circ\text{C}$. Интервалы варьирования получились соответственно $\Delta X_1 = 650 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta X_2 = 100 \text{ Нм}$, $\Delta X_3 = 15^\circ\text{C}$.

После изучения априорной информации была принята математическая модель зависимости УОВТ от указанных выше факторов $\psi = f(n, M, T_{ж})$ в виде квадратичного полинома /1, 2/. Эксперимент выполнялся по полному симметричному трехуровневому плану и число опытов составило $N = 3^3 = 27$. Как известно, матрица полного факторного эксперимента (ПФЭ) обладает свойствами симметричности, ортогональности, ротатабельности и условием нормировки /2/. При проведении эксперимента для каждого сочетания n , M , $T_{ж}$ определяли расход топлива при установочных углах опережения впрыска $\Theta = 18, 21,$

24, 28, 31 ° п.к.в. до ВМТ. Затем для данного сочетания факторов определяли оптимальный УОВТ по условию минимального расхода топлива. Число повторных измерений в опыте составило $m=3$. Результаты одного из измерений показаны в табл. 1.

Таблица 1

Результаты второго измерения

№ п /	п, м и н т	М, Н М	Т ж , о С	Расход топлива Gт кг/ч при Θ					Оптим альный угол Θ, пкв	Рас ход то пли ва Gт, кг/ ч
				18°	21°	24°	28°	31,2°		
1.	2200	300	90	-	-	16,17	15,85	15,89	29,11	15,83
2.	1550	300	90	-	10,84	10,63	11,02	-	23,96	10,63
3.	900	300	90	-	6,90	6,78	7,39	-	23,23	6,76
4.	2200	200	90	-	11,39	-	11,01	11,18	27,08	11,0
5.	1550	200	90	7,46	7,38	-	7,52	-	22,36	7,37
6.	900	200	90	4,32	4,37	4,59	-	-	18,62	4,32
7.	2200	100	90	-	6,99	-	6,79	7,04	25,87	6,74
8.	1550	100	90	4,45	-	-	4,47	4,73	22,83	4,31
9.	900	100	90	2,50	2,50	2,61	-	-	19,50	2,49
10.	2200	300	75	-	-	16,02	15,89	15,95	28,28	15,89
11.	1550	300	75	-	10,89	10,63	10,89	-	23,69	10,63
12.	900	300	75	-	7,02	-	7,02	7,73	23,56	6,93
13.	2200	200	75	-	-	11,15	11,07	11,28	26,84	11,05
14.	1550	200	75	7,48	7,51	-	7,55	-	22,50	7,48
15.	900	200	75	4,30	-	-	4,37	4,59	22,25	4,22
16.	2200	100	75	7,30	6,99	-	6,79	-	26,41	6,77
17.	1550	100	75	4,50	4,40	4,49	-	-	21,08	4,40
18.	900	100	75	2,54	2,50	2,60	-	-	20,36	2,50
19.	2200	300	60	-	16,72	-	15,97	16,03	28,84	15,96
20.	1550	300	60	-	10,80	10,61	10,92	-	24,07	10,61
21.	900	300	60	-	6,78	6,67	7,07	-	23,44	6,66
22.	2200	200	60	11,75	11,43	-	11,37	-	24,94	11,28
23.	1550	200	60	7,60	7,45	7,66	-	-	20,75	7,45
24.	900	200	60	4,54	4,41	4,43	-	-	22,10	4,40
25.	2200	100	60	7,29	-	-	7,05	7,14	26,04	7,03
26.	1550	100	60	4,57	4,56	4,66	-	-	19,77	4,55
27.	900	100	60	3,60	2,60	2,65	-	-	19,30	2,59

По результатам опытов решалась интерполяционная задача, т.е. строилась полиномиальное уравнение регрессии, адекватное результатам опыта. Регрессионный анализ включал следующие действия /2, 3/ :

1. Вычисление математического ожидания.

2. Проверка воспроизводимости эксперимента с помощью эксперимента Кохрена. Статистика G этого критерия в нашем случае равна 0,18, что меньше табличного значения 0,23. Это значит, что условия о постоянстве дисперсии шума выполняется.
3. Уточнение дисперсии шума $S_e^2 = 0,341$.
4. Определение численных значений коэффициентов регрессии по методике, предложенной в работе [3] для ортогонального центрально-композиционного плана.
5. Проверка значимости коэффициентов регрессии. Критерий Стьюдента для всех коэффициентов оказался больше табличного, т.е. все коэффициенты оказались значимые. Решено было исключить из уравнения член $(-0,05\bar{X}_2\bar{X}_3)$ ввиду его малого влияния на точность расчета.
6. Проверка адекватности уравнения регрессии с помощью критерия Фишера. Вычисленное значение критерия оказалось меньше табличного, что позволяет признать регрессионное уравнение адекватным.
7. Переход от нормированных переменных к натуральным.

Уравнение зависимости установочного угла опережения впрыска топлива, оптимального по расходу топлива, от режимных факторов для дизеля Д-245 имеет вид

$$\Theta = 18,62 + 4,55 \cdot 10^{-6} n^2 + 8,2 \cdot 10^{-5} M^2 - 1,9 \cdot 10^{-3} T_{ж}^2 - 7,57 \times 10^{-6} nM + 5,56 \cdot 10^{-5} nT_{ж} - 0,0124n - 5,6 \cdot 10^{-3} M + 0,212T_{ж}.$$

На основе анализа расчетных УОВТ и фактических данных, полученных при натурных испытаниях для разных зон тягово-транспортного режима, полученная зависимость была скорректирована за счет изменения свободного члена. Величина свободного члена (обозначенного А) для дизеля Д-245 выбирается по условиям нагружения двигателя:

- $n=800 \dots 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $M \leq 300 \text{ Нм}$ - $A=14,62$;
- $n=800 \dots 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $M > 300 \text{ Нм}$ - $A=10,62$;
- $n > 1500 \text{ мин}^{-1}$ до $n=2200 \text{ мин}^{-1}$ и на всех уровнях нагрузки по M - $A=13,62$;
- $n > 2200 \text{ мин}^{-1}$ и на всех уровнях нагрузки по M - $A=18,62$.

Полученная зависимость является базовой для последующей корректировки по условиям заказчика двигателя. Так, например, для конкретного двигателя могут индивидуально подбираться УОВТ в режиме пуска, УОВТ в нужных зонах тягово-транспортного режима по условиям выброса токсичных веществ. Полученная таким образом рабочая характеристика является фактически алгоритмом функционирования

устройства опережения впрыска топлива. Подобное устройство может иметь различные конструктивные реализации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Работа дизелей в условия эксплуатации: Справочник/ А.К. Костин и др. - Л.: Машиностроение , Ленинград. отделение, 1989,-284 с.: ил. 2. Красовский Г.И., Филаретов Г.Ф. Планирование экспериментов. -Мн.: изд-во БГУ, 1982.- 302 с. 5ил. 3. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент: Справочник/ Е.В. Аметистов и д.р.- М.: Энергоиздат, 1982.- 512с.:ил.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ДИАГНОСТИКА

УДК 629.113.004

Н.М.КАПУСТИН, канд.техн.наук, асп. **А.В.ГУРСКИЙ**,
ст. **Е.А.ЕВСТРАТЕНКО** (БГПА)

ИССЛЕДОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ АВТОБУСОВ МАЗ

С обретением независимости Республики Беларусь в 90-х годах, возникла проблема обновления парка общественного транспорта, в частности автобусов. Для решения этой проблемы, в 1992 году заводом МАЗ был создан филиал АМАЗ, который должен заниматься производством автобусов, и была закуплена, для этих целей, лицензия у немецкой фирмы Neoplan.

При сотрудничестве с фирмой Neoplan (детали фирмы или детали закупленные через Neoplan), было создано только 6 автобусов. Опыт эксплуатации показал, что многие технические решения в немецких автобусах не учитывали специфики перевозок пассажиров в условиях наших городов и улиц. Поэтому с самого начала разработали свою собственную конструкторскую документацию на основные узлы и агрегаты под технологию, ориентированную на промышленность Беларуси и стран СНГ.

В первой низкопольной модели МАЗ-101 использовались двигатели Минского моторного завода (ММЗ), Ярославского моторного завода (ЯМЗ) и двигатель французской фирмы Renault. Двигатель располагался в специальной шахте. Ведущий мост portalного типа пытались сделать самостоятельно, но для производства такого типа агрегатов не было технологий позволяющих их выпускать. Поэтому на МАЗ-101 были частые неисправности ведущего моста. Всего, автобусов МАЗ-101 было выпущено 37 единиц.

Переработав конструкцию ведущего моста, приблизив его к схеме автомобильного моста МАЗ (за счет этого проход в салоне над задним мостом стал шире) и, подняв пол в задней части салона на 80 мм по сравнению с МАЗ-101, Автобусный филиал МАЗ (АМАЗ) в 1996 году начал производство модели МАЗ-103. Внешне МАЗ-103 ничем не отличается от предшественника и в настоящее время является основной моделью завода. В том же 1996 году был освоен выпуск модели городского автобуса МАЗ-104, в котором уровень пола выше, чем у МАЗ-103 на 700мм. В этой модели автобуса максимальное количество узлов и агрегатов унифицировано с узлами семейства автомобилей МАЗ. МАЗ-104 предназначен для эксплуатации в более сложных дорожных условиях.

Кроме того, на базе МАЗ-103 и МАЗ-104 Автобусный филиал МАЗ начал производство пригородных автобусов МАЗ-103С и МАЗ-104С, немного изменив их конструкцию. Основное их отличие от городских автобусов – это отсутствие задних дверей, что дало возможность установить дополнительно несколько сиденных мест для сидения. Для увеличения вариантов комплектации и повышения конкурентоспособности на автобусы МАЗ-103 и МАЗ-103С серийно устанавливаются, помимо двигателей Минского моторного завода ММЗ 260.5, двигатели Renault мощностью до 250 л.с. Кроме того, конструкция автобуса позволяет использовать практически любой другой двигатель, как механическую так и автоматическую трансмиссию, таких фирм как Renault, ZF, Voith, Praga. Впервые в СНГ на автобусе была применена независимая подвеска передних колес.

Основным двигателем, устанавливаемым на автобусы МАЗ-104 и МАЗ-104С, является двигатель Ярославского моторного завода ЯМЗ-236 и его модификации. Благодаря тому, что автобусы имеют гибкую бесштамповую технологию производства кузова, которая применяется и на автобусах МАЗ-103, возможна установка различных двигателей и трансмиссий под заказ.

В 1998 году выпущен городской низкопольный автобус сочлененного типа МАЗ-105. Автобус рассчитан для перевозки свыше 160 человек.

Разработан и с января 1999 года выпускается междугородний автобус повышенной комфортности МАЗ-152 номинальной вместимостью 47 человек. Автобус оснащается двигателем ЯМЗ (Евро-1), также на данное время испытывается автобус с двигателем Mercedes. В его салоне расположены мягкие кресла с бесступенчатой регулировкой наклона спинки, имеются системы индивидуального освещения и обдува. Большое багажное отделение объемом 6 м³ расположено под полом салона. Высота пола над уровнем дороги 1м 18см. По желанию заказчиков ав-

тобус оснащается кондиционером, биотуалетом, холодильником, стойкой-баром и т.д. Максимальная скорость 110 км/ч.

Все автобусы МАЗ спроектированы в соответствии с современными требованиями европейских стандартов, директив ЕЭС, и правил ЕЭК ООН.

В настоящее время согласно договору заключенному с АМАЗ, НПО "Транстехника" проводит исследования надежности и определения технологии ТО и ремонта автобусов МАЗ. Под его наблюдением находится около 80 подконтрольных автобусов марок МАЗ-103 и МАЗ-104, которые эксплуатируются в автобусных парках города Минска. Вся информация об их ходимости обрабатывается и сводится в промежуточные отчеты, подаваемые на АМАЗ для последующего анализа, рассмотрения и устранения причин поломок, а также согласования нормативов по обслуживанию и ремонту. Кроме того, работники гарантийной службы АМАЗ сами ведут учет основных неисправностей и выходов из строя узлов и деталей автобусов за гарантийный период эксплуатации. Данные систематизируются по узлам и агрегатам, анализируются и предоставляются в отдел по качеству, а также в конструкторский отдел для принятия решений по устранению недостатков.

Согласно данным исследований порядка 45% отказов приходится на электрооборудование, затем следуют отказы по силовому агрегату и пневмосистеме – это около 20%. Одной из основных причин отказов по электрооборудованию является брак, т.е. поставки некачественных деталей. В связи с этим завод постоянно ищет новых партнеров для налаживания связей в целях поставки более качественных деталей.

В последнее время участились случаи возгорания в аккумуляторном отсеке, а также в отсеке двигателя. Основной причиной которого является короткое замыкание, которое возникает в основном из-за повреждения изоляции проводов о кузов. Основной причиной чего является недостаточный контроль за техническим состоянием, а также несколько недоработанная планировка расположения проводов.

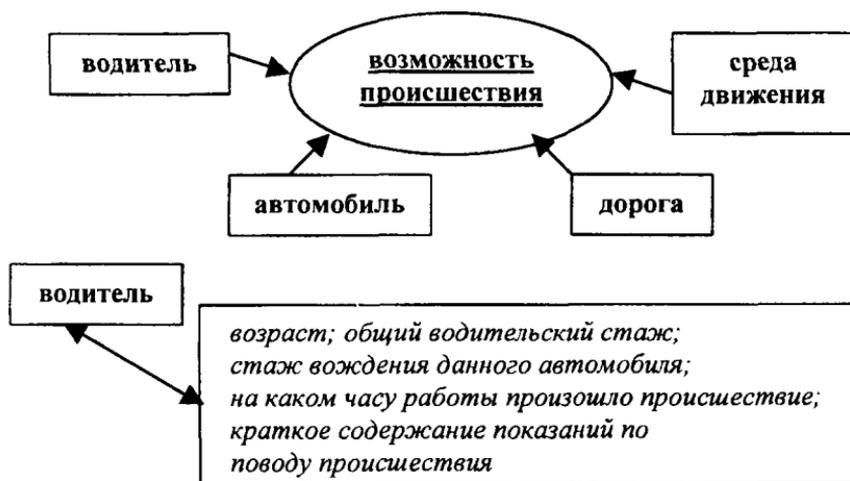
Следует отметить, недостаточную ремонтпригодность автобусов, что повышает в несколько раз трудоемкость работ связанных с демонтажем основных агрегатов и узлов и последующей их установкой. Также для автобусов марок МАЗ-103 и МАЗ-104 необходима срочная разработка утверждённой технической документации по ТО и ремонту, исследований надёжности, долговечности и ремонтпригодности.

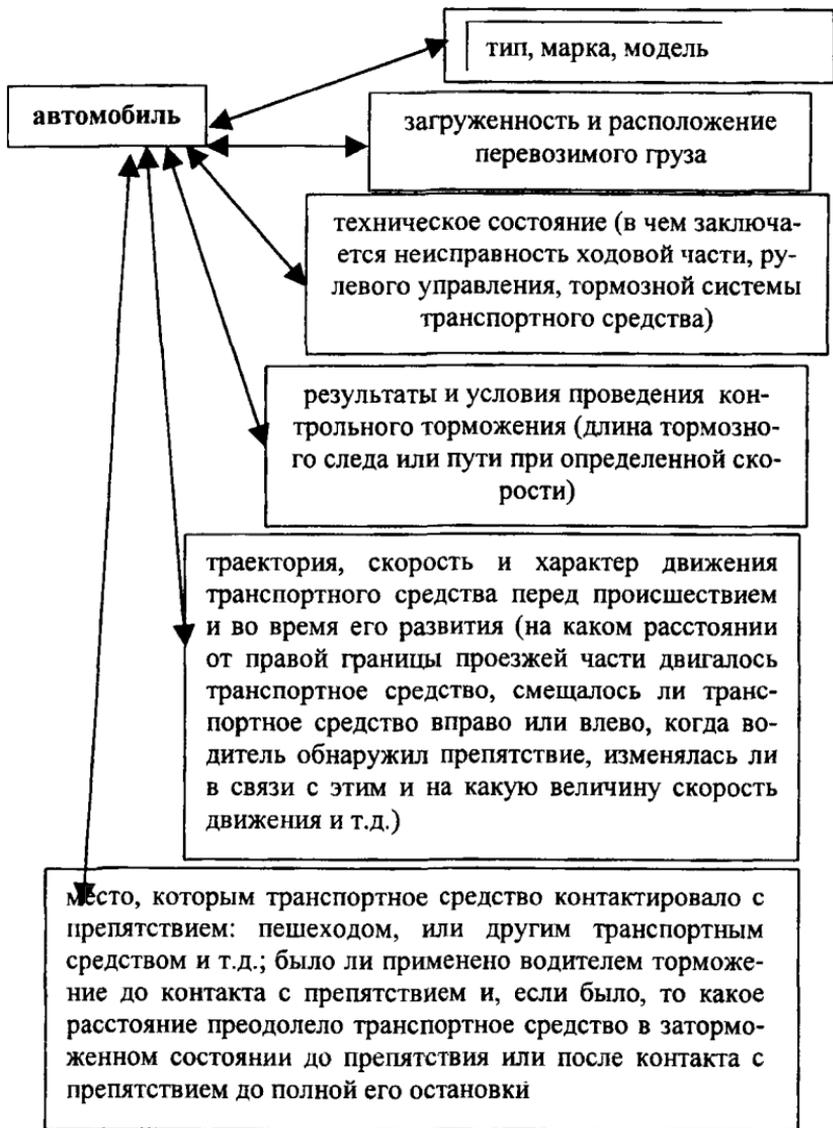
В целом же автобусы МАЗ решают проблемы переоснащения автобусных парков Республики Беларусь, взамен устаревших морально и физически ЛАЗов и "Икарусов".

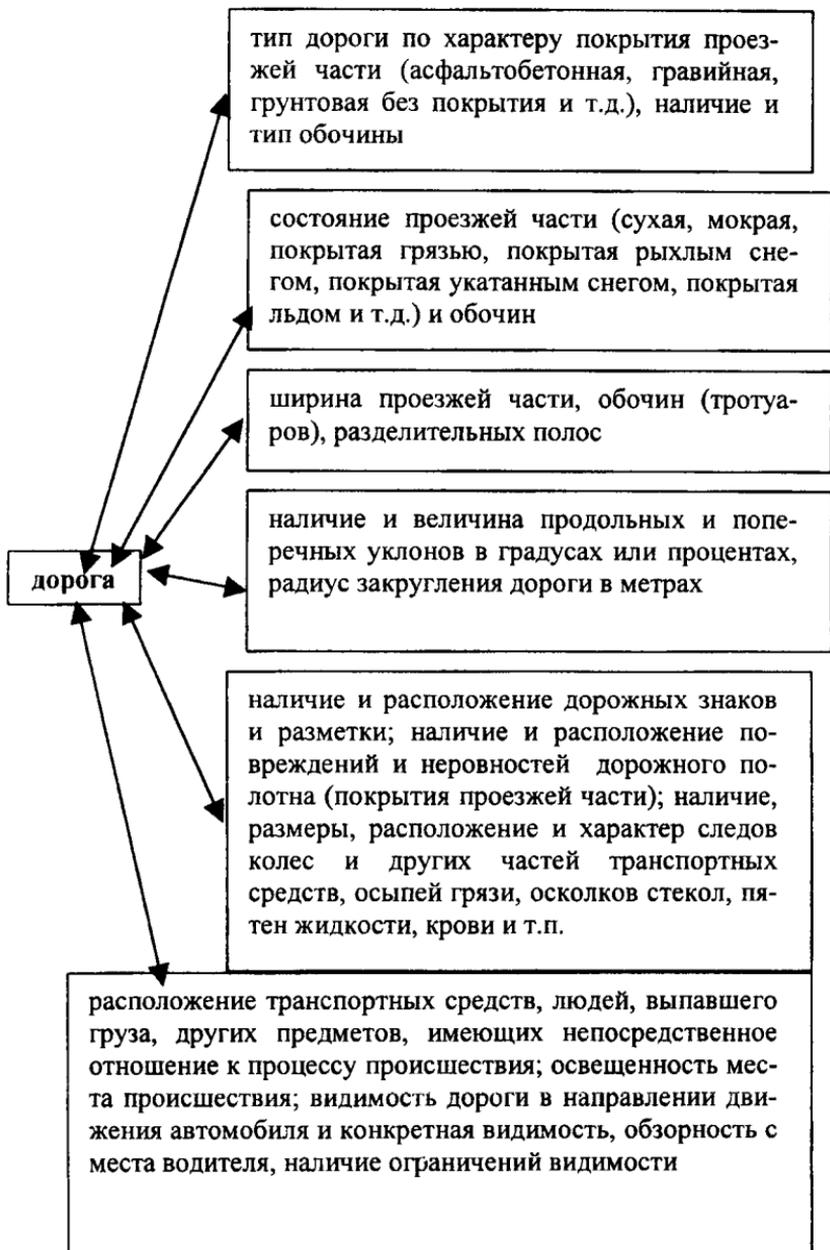
АНАЛИЗ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ АВАРИЙНОСТИ С УЧЕТОМ ЭКСПЕРТНОЙ ПРАКТИКИ

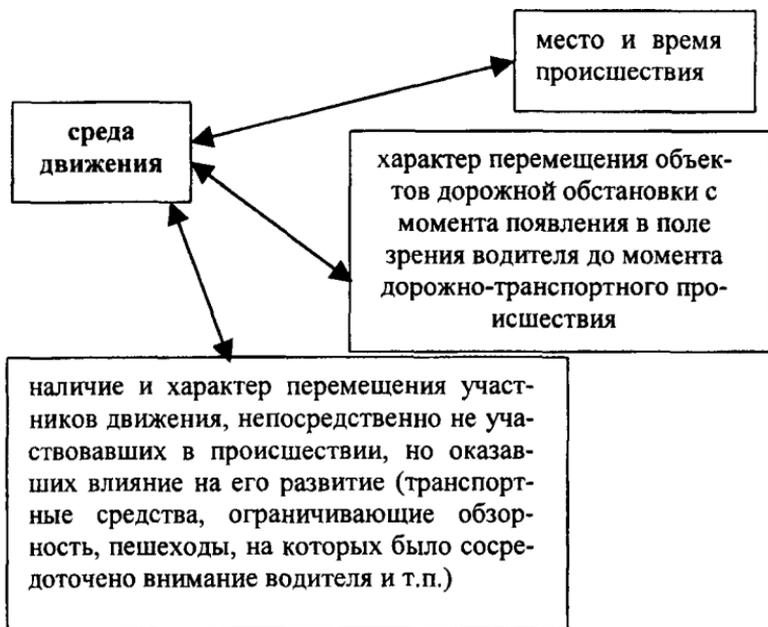
Специалисты научных и экспертных организаций анализируют в процессе выполнения автотехнических экспертиз дорожно-транспортную обстановку, организацию дорожного движения на данном участке улично-дорожной сети, автомобильные транспортные средства и иные объекты, устанавливают разнообразные обстоятельства, повлекшие происшествие.

Дорожно-транспортное происшествие может возникнуть вследствие технических отказов автомобилей из-за конструкторских недоработок, недоброкачественного изготовления отдельных деталей, несвоевременного технического обслуживания и ремонта, недостатков в организации движения и планировке городов, отказов и недостатков дорожных сооружений, неточных действий водителя, плохого качества путей сообщения и т.д. Работая с материалами по факту совершения дорожно-транспортного происшествия, с материалами уголовного или гражданского дела, предоставляемыми органами следствия, суда или дознания, эксперт находит специальную информацию о каждом конкретном происшествии, о каждом звене системы "Водитель-Автомобиль-Дорога-Среда движения" с момента, предшествовавшего возникновению происшествия, до момента его свершения. Структура исследуемой информации приведена ниже.









Учитывая вышеизложенное, можно утверждать, что данная информация является качественными сведениями о причинах и условиях возникновения происшествия, и содержится только в материалах расследования происшествия.

Эксперты рассматривают многие случаи происшествий с материальным ущербом и почти все с тяжелыми последствиями и поэтому имеют в своем распоряжении большое количество информации, анализ которой позволяет сделать наиболее обоснованные выводы о характере и причине возникновения происшествия. Задача эксперта – определить технические причины и условия происшествий.

Сбор и анализ информации по каждому отдельному происшествию на конкретном перекрестке (как участке улично-дорожной сети) позволяет создать информационную базу данных, содержащую параметры конфликтующих транспортных потоков, геометрические характеристики исследуемых перекрестков, особенности организации дорожного движения, светофорного регулирования, природно-климатические условия.

На практике (Г.Я. Волошин, Анализ дорожно-транспортных происшествий), сбор информации по отслеживанию дорожно-транспортных происшествий, проводится: дорожными организациями

(на обслуживаемых участках дорог), коммунальными организациями (на обслуживаемых территориях городов и населенных пунктов), органами Госавтоинспекции (на всей обслуживаемой территории). Различия между этими видами источников информации заключается не только в форме ее представления - цифровой и содержательной, но и в целях использования. Однако наиболее полная и компетентная информация может быть получена лишь специалистами, обладающими необходимыми знаниями и опытом в области дорожного транспорта. При изучении происшествий необходимо стремиться к получению материалов как можно большей информационной насыщенности. Качество и полнота фиксации информации, особенно первичной, о происшествии, позволяет четко выделить причину возникновения каждого отдельно взятого происшествия, а по совокупности происшествий – выработать направление действий и меры по их предотвращению с учетом действующих нормативов в дорожном движении.

Таким образом, учет информации о происшествиях, позволяет накопить специфическую информацию на основе детального рассмотрения экспертами факта совершения происшествия, что позволяет установить вероятность возникновения аварии: $P(A) = \Phi(\mathcal{R}, \varphi, \alpha, V, Q, \chi, \dots)$, где \mathcal{R} - радиус поворота, φ -коэффициент сцепления, α - продольный уклон, V - скорость движения, Q - интенсивность движения, χ - коэффициент загрузки полосы движением и т.п.). На практике все еще недостаточно учитывается для подготовки и принятия обоснованных решений по обеспечению безопасности дорожного движения экспертный источник специфических данных. Полученные зависимости на основе материалов автотехнических экспертиз позволяют прогнозировать аварийность и тем самым управлять процессом повышения эффективности дорожного движения.

УДК 656.13

И.А.ХЛЕБНИКОВА (БГПА)

ТРАНСПОРТНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТУРИСТИЧЕСКОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ

Оказание туристических услуг гражданам связано с их перевозками различными видами транспорта. При оказании

практически любой туристической услуги используются пассажирский транспорт.

В зависимости от дальности сообщения выбирается, как правило, вид транспорта, обеспечивающий наименьшие потери времени туристов на передвижение к цели получения туристских услуг.

Наряду с фактором времени при выборе используемых видов транспорта в сфере туризма выступает фактор комфортности и удобства поездки пассажиров. Транспортное обслуживание туристической деятельности должно способствовать увеличению спроса на туристические услуги.

В международном сообщении преимуществом обладает воздушный и автомобильный транспорт. Железнодорожный транспорт используется совместно с автомобильным транспортом.

Обеспечение транспортного обслуживания туристов производится туроператором с возможным участием турагентов. Туроператор может выступать одновременно в качестве автомобильного перевозчика или пользоваться услугами другого, как правило профессионального автомобильного перевозчика (юридического лица или индивидуального предпринимателя).

При оказании туристических услуг стоит задача принятия туроператором оптимального решения по транспортной составляющей:

транспортная схема (виды транспорта на отдельных этапах оказания услуг);

отношение перевозчика к оказанию услуг (турист самостоятельно, туроператор, профессиональный перевозчик);

автомобильные транспортные средства (легковой автомобиль, автобус и их класс по комфортности перевозок);

виды маршрутов автомобильной перевозки и пункты (места) отдыха туристов во время перевозки.

Целевая функция эффективности транспортной составляющей оказания туристической услуги с точки зрения туроператора Z_{on} может быть предложена в виде прибыльности его работы:

$$Z_{on} = B_{on}(X_{onj}) - S_{on}(X_{onj}) = \max_{X_{onj}},$$

где $B_{on}(X_{onj})$ - выручка туроператора при принятой j -й стратегии транспортного обслуживания туристов;

$S_{on}(X_{onj})$ - затраты туроператора на туристическое обслуживание при принятой им j -й стратегии транспортного обслуживания;

$X_{onj} = \{x_{oni}\}$ - вектор i -х компонент управляемых параметров транспортного обслуживания ($i=1, 2, \dots, m_{onj}$);

m_{onj} - общее число рассматриваемых компонент вектора управляемых параметров j -й стратегии.

При оказании транспортных услуг профессиональным перевозчиком целевая функция эффективности его деятельности может определяться также прибыльностью по следующему выражению:

$$Z_{nep} = B_{nep}(X_{onj}) - S_{nep}(X_{неpk}) = \max_{X_j, X_k},$$

где $B_{nep}(X_{onj})$ - выручка перевозчика при принятой туроператором j -й стратегии транспортного обслуживания;

$S_{nep}(X_{неpk})$ - затраты перевозчика при его k -й стратегии транспортного обслуживания туристической деятельности;

$X_{неpk} = \{x_{неpi}\}$ - вектор i -х компонент вектора управляемых параметров, принимаемых автомобильным перевозчиком ($i=1, 2, \dots, m_{неpk}$);

$m_{неpk}$ - общее число компонент вектора управляемых параметров k -й стратегии автомобильного перевозчика.

Как правило $B_{nep}(X_{onj}) = B_{on}(X_{onj})$.

Тогда после преобразования обобщенную целевую функцию эффективности транспортного обслуживания туристической деятельности можно представить в виде:

$$Z_{общ} = B_{on}(X_{onj}) - S_{nep}(X_{неpk}) = \max_{X_j, X_k}.$$

Из последней целевой функции следует, что оптимальные решения по транспортному обслуживанию туристической деятельности возможны только на основе взаимоувязанных решений туроператоров и автомобильных перевозчиков.

В качестве компонент векторов управляемых параметров на автомобильном транспорте могут рассматриваться:

вместимость пассажирского автомобильного транспортного средства (автобуса);

число водителей и стюардов;

схема работы водителей на маршруте;

класс комфортабельности автобуса (например, наличие гардероба, туалета, видеосистемы и т.п.);

скоростные свойства автобуса;

экологическая и дорожная безопасность автобуса;
тип маршрута;
трасса маршрута;
места пунктов и периоды отдыха отдыха;
дополнительные услуги при выполнении перевозки;
период выполнения перевозки (момент начала и окончания перевозки) и соответственно срок доставки туристов;
основание использования пассажирского автомобильного транспортного средства автомобильным перевозчиком (собственное, арендное, лизинговое и вид аренды или лизинга);
место регистрации автомобильного перевозчика;
схема договорных отношений между туроператором и автомобильным перевозчиком (прямой договор, с участием посредников, порядок расчетов и др.).

Поскольку значения управляемых, неуправляемых параметров и их влияние на целевую функцию зависят от сезона года, то решения должны приниматься с учетом сезонности.

УДК 656.13.136

А.С.САЙ, канд.техн.наук, асп. А.В.ТРИФОНОВ (БГПА)

ПРЕДПОСЫЛКИ ФОРМИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОГО КОНТРОЛЯ АВТОМОБИЛЕЙ НА СООТВЕТСТВИЕ МЕЖДУНАРОДНЫМ СТАНДАРТАМ

Международные автомобильные перевозки являются важным элементом экономики Республики Беларусь (РБ), что связано с ее географическим положением. Располагаясь между странами Востока и Запада, РБ содержит два международных транспортных коридора. В настоящее время, в связи с ужесточением требований к автомобилям с точки зрения выбрасываемых ими загрязняющих веществ и производимого шума, преимуществом обладают те перевозчики, кто использует так называемые "зеленые" и "более зеленые и безопасные" автомобили, удовлетворяющие, соответственно, требованиям по токсичности "Евро-1" и "Евро-2", а с 2002 г. - "Евро-3" ("суперзеленые" автомобили), что подтверждается соответствующим сертификатом. Согласно "Евро-2", например, содержание вредных веществ в отработанных газах грузовых автомобилей с дизелями (директива 91/542/ЕС):

СО - 4 г/(кВт·ч);

НС - 1.1 г/(кВт·ч);

NOx - 7 г/(кВт·ч);

твердые частицы - 0.15 г/(кВт·ч).

Шум транспортных средств (директива 92/97/ЕС) при мощности менее или равно 150 кВт - 78 дБ(А), более 150 кВт - 80дБ(А).

Сертификат для "зеленых" автомобилей и "более зеленых и безопасных" с указанием характеристик по шуму и загрязняющим выбросам выдается вместе с транспортным средством заводом-изготовителем или уполномоченным его представителем в стране регистрации транспортного средства, данный сертификат в дальнейшем не требует подтверждения в течение всего срока службы. Сертификаты по нормам безопасности (дорогосоответствие), предъявляемые только для "более зеленых и безопасных" автомобилей, должны выдаваться для новых транспортных средств заводом изготовителем или уполномоченным его представителем в стране регистрации транспортного средства сроком на двенадцать месяцев и подтверждаться ежегодно органом по сертификации, уполномоченным Госстандартом и Минтрансом (РУП БелНИИТ "Транстехника"), на основании результатов испытаний, проведенных независимыми испытательными лабораториями.

При проведении теста на дорогосоответствие к транспортному средству предъявляется ряд требований, в частности, в соответствии с директивой 96/96/ЕС требования к:

- тормозным системам, включая антиблокировочную систему;
- рулевому управлению;
- условиям видимости;
- фарам, отражателям и электрооборудованию;
- осям, колесам, шинам, подвеске шасси и креплениям шасси, включая задние и боковые защитные чехлы;
- воздействию на окружающую среду;
- идентификации транспортного средства.

Сегодня такие испытания проводит только одна лаборатория - СП "Элдиакар", находящаяся в г. Минске. В этой связи, с учетом роста количества выдаваемых разрешений для "более зеленых и безопасных", а в перспективе - "суперзеленых" автомобилей, возникает необходимость формирования сети независимых испытательных лабораторий - системы инструментального контроля автотранспортных средств. При формировании необходимо учитывать ряд особенностей элементов системы в сравнении с обычными диагностическими станциями:

- независимость;

- испытание автомобилей, осуществляющих международные перевозки;
- испытание грузовых транспортных средств повышенной грузоподъемности;
- контроль определенного ограниченного числа систем автомобилей по упрощенным методикам (в соответствии с директивой 96/96/ЕС).

Разработка системы сводится к определению оптимальной структуры (размещению и мощности ее элементов), оснащенности средствами контроля лабораторий, учитывается возможность использования существующих диагностических станций. В качестве исходных данных выступают сведения о:

- размещении предприятий, занимающихся международными перевозками;
- составе и характеристиках их автомобильного парка;
- маршрутах движения транспортных средств;
- местах пересечения ими границы.

Анализ размещения АТП показал их концентрацию в областных центрах и других крупных городах и их районах. На рис.1 представлена диаграмма, отражающая распределение автомобилей предприятий, осуществляющих международные перевозки, по территории республики на начало 2001 г. (на диаграмме указаны районы, содержащие более одного процента автомобилей от общего их количества по республике).

Количество автомобилей, %

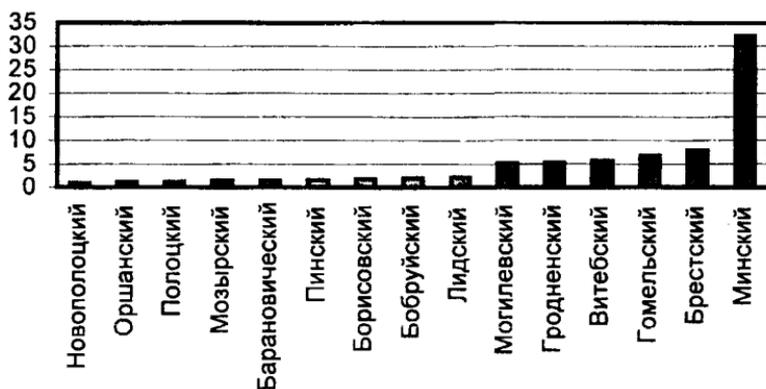


Рис. 1. Распределение автомобилей, участвующих в международных перевозках, по районам РБ, %

В настоящее время, при указанном распределении транспортных средств и наличии только одной лаборатории, для проведения сертификации автомобили преодолевают достаточно большие расстояния, что отражено на рис.2.

Основным типом автопоезда, используемым в международных перевозках грузов, является двухосный тягач с трехосным полуприцепом. Белорусскими перевозчиками используются тягачи, прицепы и полуприцепы марок: МАЗ, Iveco, Scania, Volvo, Mercedes-Benz, MAN, DAF, Kogel, Rolfo, Krone, Schmitz, Narko, Lohr.

Наиболее интенсивное движение транспортных средств осуществляется через следующие международные автодорожные пункты пропуска: "Козловичи", "Каменный Лог-1", "Берестовица-2", "Котловка", "Бигосово-1", а также – "Редьки", "Езерище", "Новая Гута", "Селище", "Брузги".

Расстояние до Минска, км

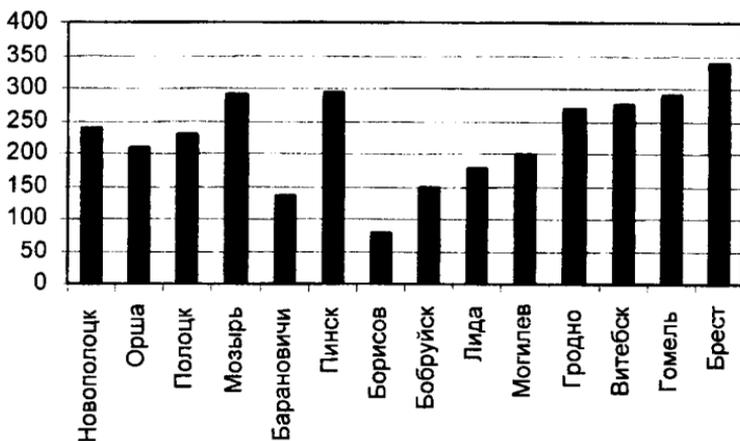


Рис. 2. Распределение расстояний между г. Минском и городами с наибольшим количеством автомобилей, совершающих международные перевозки, по РБ

Методика формирования системы инструментального контроля предполагает учет различных вариантов размещения ее элементов (независимых испытательных лабораторий). При этом, в соответствии с назначением системы, в качестве альтернативы расположению лабораторий вблизи мест концентрации автотранспортных предприятий рас-

сматривается возможность их строительства на границах РБ при автодорожных пунктах пропуска. Далее, согласно разрабатываемой методике, используя аппарат теории массового обслуживания или линейного программирования, решается задача оптимизации структуры системы, а на основании анализа характеристик автомобилей и с учетом требований, касающихся технического контроля (директива 96/96/ЕС), осуществляется выбор средств контроля для оснащения лабораторий.

УДК 629.113.012.5

А.М. РАСОЛЬКО, А.Д. ПАШИН, кандидаты техн. наук,
Е.П. ЗЕЛЁНЫЙ, студент (БГПА)

ОПЕРАТИВНОЕ ИЗМЕРЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЬНЫХ ШИН ПРИ ИХ ДИАГНОСТИРОВАНИИ

Поддержание шин в технически исправном состоянии с минимальными затратами, в том числе и на диагностику, является одной из задач технической эксплуатации автомобиля. К эксплуатационным параметрам шин, подлежащих оперативному измерению при диагностировании, следует отнести, прежде всего, внутришинное давление воздуха, глубину протектора, а также неравномерность его износа. Кроме того, необходим и постоянный осмотр шин для обнаружения внешних повреждений. Контроль эксплуатационных параметров шины позволяет комплексно оценивать состояние ходовой части автомобиля в целом перед началом эксплуатации или при его контрольной проверке различными службами.

Давление воздуха в шине влияет на динамическую нагрузку креплений агрегатов автомобиля, расход топлива, долговечность шин, напряжение и температуру в зоне контакта шины с дорогой, интенсивность и равномерность изнашивания протектора и на другие эксплуатационные свойства. Анализ показывает, что несоблюдение норм внутришинного давления воздуха является причиной выхода из строя шин грузовых автомобилей в 60% случаев. В то же время, из-за отсутствия надлежащего оперативного контроля только 39% шин эксплуатируются с давлением, соответствующим норме [1]. В период между ТО давление воздуха в шинах должно контролироваться со следующей периодичностью: у легковых автомобилей через 5 – 6 дней, у грузовых

– через 10 – 11. Отклонение от нормы при этом не должно превышать: для легковых автомобилей $\pm 0,01$ Мпа, для грузовых $\pm 0,02$ Мпа [1].

Для предупреждения преждевременного выхода шин из строя и обеспечения безопасности движения запрещается выпуск на линию автомобилей и другого подвижного состава, эксплуатационные параметры шин которых не соответствуют установленным нормам. Прежде всего, когда понижено или повышено давления воздуха, не отремонтированы местные повреждения (пробои, порезы, разрывы – сквозные и несквозные), имеются расслоения каркаса и отслоения протектора и боковин, рисунок протектора предельно изношен. Остаточная глубина рисунка протектора по центру беговой дорожки должна составлять для грузовых автомобилей – 1,0 мм, для автобусов и троллейбусов – 2,0 мм, для легковых автомобилей – 1,6 мм (или до индикаторов износа – выступов в шести сечениях по дну канавки рисунка протектора высотой $1,6 \pm 0,15$ мм). Это свидетельствует о необходимости измерения остаточной глубины рисунка протектора с высокой точностью, что сложно обеспечить обычными средствами при оперативном диагностировании шин.

Высокая точность измерения остаточной глубины рисунка протектора необходима не только в связи с безошибочным определением пригодности шин в конце срока службы, но также для комплексной оценки по характеру износа протектора состояния всей ходовой части. Неравномерный износ свидетельствует, прежде всего, о нарушении углов схождения и развала управляемых колёс, наклона оси их поворота, соотношении углов поворота. Если нарушено схождение, неизбежен односторонний пилообразный износ, который в 2 – 3 раза сокращает пробег шин. При большом схождении интенсивно изнашивается наружная сторона протекторов обеих шин. Малое схождение, а тем более расхождение колёс отражается на состоянии шин с внутренней стороны [1].

Оперативный контроль за состоянием эксплуатационных параметров шин представлял интерес давно. В частности, известно механическое приспособление для экспресс-контроля давления воздуха в шине без вскрытия вентиля, принцип действия которого основан на изменении усилия, с которым шина оказывает сопротивление вдавливанию в протектор или боковину специального датчика [2]. Но это устройство мало оперативно и не позволяет измерять износ протектора.

Известен переносной прибор с лазерным излучателем и приёмником отражённого луча, посредством которого построчно сканируется и фиксируется на ленте глубина протектора [3]. Однако такой прибор не

позволяет оценивать давление воздуха в шине, а измерение глубины протектора занимает много времени.

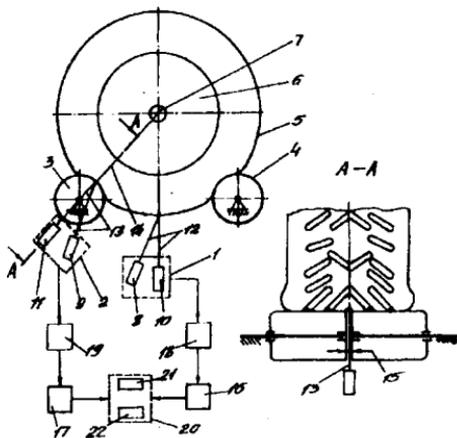
Более совершенным в этом плане является стенд, при въезде на который, каждое колесо транспортного средства опирается на пару свободно вращающихся роликов, снабжённый расположенным между роликами сканирующими аппаратами. Каждый аппарат состоит из излучателя и приёмника лазерного луча и подключен через аналого-цифровой преобразователь к ЭВМ, которая выводит получаемую информацию на дисплей в виде изображения поперечных сечений протектора [4]. Недостатком устройства является невозможность измерения эксплуатационных параметров шины в местах её деформации.

Для устранения указанных недостатков предложено устройство, которое состоит из двух лазерных сканирующих аппаратов 1 и 2 и роликов 3 и 4 для опирания шины 5 (рис.1). Один из сканирующих аппаратов установлен по середине между роликами, а второй – непосредственно у одного из роликов.

Сканирующие аппараты представляет собой устройства, которые состоят из излучателей 8 и 9 и приёмников 10 и 11 лазерных лучей 12 и 13. При этом лазерный луч 12 излучателя 8 направлен в точку на поверхности шины, расположенную на вертикальной оси. Отражаясь от поверхности шины, он попадает в рядом расположенный приёмник 10. Луч 13 излучателя 9 направлен в продольной плоскости симметрии колеса в точку, расположенную непосредственно в зоне контакта шины с роликом 3 (на линии 14, проходящей через геометрические оси этого ролика и колеса).

Для обеспечения доступа в зону контакта ролик 3 выполнен сдвоенным. Входящие в его состав отдельные соосные ролики расположены с образованием небольшого осевого зазора 15, достаточного для прохождения лазерного луча 13.

Сканирующие аппараты установлены таким образом, что приёмники 10 и 11 лазерных лучей направлены радиально относительно шины, причём приёмник второго сканирующего аппарата 2 направлен радиально и относительно опорного ролика 3. Приёмники 10 и 11 подключены к аналого-цифровым преобразователям 16 и 17 через преобразователи 18 и 19 луча лазера в электрические сигналы. Аналого-цифровые преобразователи, в свою очередь, подключены к электронному блоку 20 для обработки и расшифровки снимаемых параметров, включающему элемент сравнения 21 и устройство 22 для отображения и фиксации результатов измерения. В качестве элемента сравнения может использоваться соответствующее электронное устройство, к которому подключено устройство для отображения и фиксации результа-



тов измерения, например ЭВМ. Наиболее современным, однако, является выполнение функций сравнения параметров, снимаемых обоими сканирующими аппаратами, посредством специальной программы, обрабатывающей поступающие сигналы.

Рис. 1. Устройство для измерения основных эксплуатационных параметров шины при её оперативном диагностировании

Работает устройство для измерения эксплуатационных параметров шины следующим образом. При опирании на ролики шина деформируется. Эта радиальная деформация измеряется сканирующим аппаратом 2 благодаря сравнению полученной информации с показаниями сканирующего аппарата 1, установленного в зоне, где радиальная деформация практически отсутствует. По изменению в показаниях обоих сканирующих аппаратов, определяемому элементом сравнения 21 блока 20, косвенно оценивают внутришинное давление воздуха. Результаты измерения отображаются и фиксируются устройством 22.

Исключение влияния на результаты измерения типоразмера шин, их упругих характеристик и конструкции, нагрузки на колесо и других факторов, влияющих на деформацию шины помимо внутришинного давления воздуха, производится вводом соответствующей информации в блок 20 для обработки и расшифровки снимаемых параметров. Эта дополнительная информация вводится или в элемент сравнения 21, если блок 20 представляет собой аппаратное средство, или в программу, если сравнение реализуется специальной программой, запускаемой в ЭВМ. Измерение расстояния от протектора шины в зоне максимальной деформации и в сводной от деформации зоне до приёмников лазерных лучей и сравнение результатом измерения позволяет определять значение радиальной деформации шины, а через него оценивать значение внутришинного давления воздуха. Этот способ оценки внутришинного давления воздуха отличается высокой оперативностью, по сравнению с тем, если бы это осуществлять манометром через вентильное устройство или механическим устройством для косвенного контроля давления [2]. Кроме того, наличие двух сканирующих устройств и измерение глубины рисунка протектора в разных местах (нагруженном и не

нагруженном) позволяет более точно определять степень износа протектора, а также оценивать, влияние на остаточную глубину протектора радиальной нагрузки, более точно диагностировать техническое состояние ходовой части в целом.

Ресурс протектора шины, как известно, характеризуется его высотой на новой шине V_n за вычетом минимально допустимой остаточной высоты протектора $V_{доп}$, при которой шина должна сниматься с эксплуатации (для шин автобусов 2 мм). Фактическая высота рисунка протектора шины $V_{ф}$ определяется как средняя из значений, измеренных по окружности в четырёх сечениях шины. В каждом сечении высота рисунка определяется по зоне беговой дорожки, имеющей максимальный износ.

Рассмотрим на конкретном примере, насколько важно точно измерять в условиях эксплуатации глубину рисунка протектора для диагностирования состояния шин. В частности, у автобуса МАЗ 104С после пробега в 21150 км высота протектора составила у шин передних колёс 10 мм, у задних – 11 мм. Эти данные были получены обычными средствами, но процесс измерения не был оперативным (затрачено 0,5 чел.-ч). Оперативно с такой точностью (до 0,5 мм) обычными средствами измерения остаточной глубины рисунка протектора производить просто невозможно. Если относительно оценивать состояние протектора на основе полученных измерений, то процент износа шин, рассчитываемый по известной формуле, $H_{ш} = \frac{V_n - V_{ф}}{V_n - V_{доп}} \times 100\%$, в которую их необходимо

подставить, составил для передних колёс 38,5 %, для задних – 30,7%. Как видим, задние шины изнашиваются несколько медленнее. Этот вывод сделан благодаря именно точному измерению остаточной глубины рисунка протектора. В среднем же за проведенное время эксплуатации автобуса шины изнашивались на 34%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шумик С.В., Савич Е.Л. Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник. – Мн.: Выш. Шк., 1996. – 355 с.: ил. 2. Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов / Е.С. Кузнецов, В.П. Воронов, А.П. Болдин и др.; Под ред. Е.С. Кузнецова. – 3-е изд., перераб. И доп. – М.: Транспорт, 1991. – 413 с. 3. Заявка РСТ WO 96/37754 G01B 11/22 от 24.05.96. 4. Заявка РСТ WO 98/34090 G01M 17/02, G01B 11/22 от 03.02.98

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ СИСТЕМ ВПРЫСКА БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В Республике Беларусь, как и в других странах бывшего СССР, наблюдается тенденция постоянного роста количества автомобилей зарубежного производства. При сложившейся экономической ситуации в Республике Беларусь было бы выгодно не дать перетекать капиталу граждан зарубежным фирмам, обслуживающим эти автомобили. В настоящее время станции технического обслуживания сталкиваются с тем, что автомобили, поступающие в ремонт, имеют существенные конструктивные отличия от ранее применявшихся в Республике Беларусь. В частности, таким отличием являются системы впрыска бензиновых двигателей. Эти системы постоянно совершенствуются с целью снижения потребления топлива и уменьшения загрязнения окружающей среды. Наибольшее распространение получили электронные системы распределенного впрыска бензиновых двигателей, как наиболее надежные и экономичные. Наибольшая трудность при обслуживании и ремонте таких систем заключается в диагностировании. Процесс диагностирования системы впрыска бензиновых двигателей, как любой сложной системы состоит из двух этапов: общего диагностирования и поэлементно-го диагностирования.

Необходимо отметить, что при этом следует различать неисправности: явно выраженные и не явно выраженные. Явно выраженные неисправности, такие как засорение топливного фильтра, отказ в работе топливного насоса, не вызывают затруднений в диагностировании, поэтому в данной статье не затрагиваются. Основную трудность представляют не явно выраженные неисправности, такие как например: перерасход топлива, высокий уровень СО на выпуске отработавших газов, неустойчивая работа на холостом ходу. При этом в первую очередь необходимо установить неисправность именно системы впрыска, так как наряду с ней, на работу двигателя оказывают огромное влияние другие системы, такие как газораспределительный механизм, система зажигания, система выпуска отработавших газов, система подачи воздуха. Отказ системы впрыска составляет только около 25 % отказов вышеперечисленных систем. Существующие методы и средства диагностирования систем впрыска не дают точной оценки исправности систем впрыска бензиновых двигателей.

ограничитель. Причем частота импульсов соответствует частоте открытия форсунок на режиме средней частоты вращения коленчатого вала двигателя, а амплитуда сигнала достаточна для работы усилителя-ограничителя. В состав усилителя-ограничителя входит регулятор скважности импульса, позволяющий, независимо от частоты вращения и положения дроссельной заслонки, изменять длительность импульса открытия форсунок. Далее сигнал поступает на усилитель мощности, а затем на форсунки. Питание всех узлов прибора осуществляется посредством блока питания. Блок питания подключается к аккумуляторной батарее. На выходе получают все питающие напряжения, необходимые для работы прибора. В приборе предусмотрена защита от неправильного подключения. Прибор работает совместно с осциллографом или мотор-тестером типа М-3-2 и газоанализатором.

Последовательность выполнения диагностирования с помощью прибора следующая:

- подключение питания прибора;
- отключение разъемов от форсунок и подключение разъемов прибора к форсункам;
- подключение к разъемам форсунок мотор-тестера М-3-2 в режиме измерения длительности импульса впрыска;
- на выпуске отработавших газов устанавливается газоанализатор;
- прибор настраивается на длительность впрыска, соответствующую моменту запуска двигателя без включения топливного насоса;
- после настройки выключателем прибора отключается принудительная подача топлива и включается топливный насос;
- синхронно запускается двигатель стартером и включается принудительная подача топлива, при предварительно приоткрытой дроссельной заслонке;
- после запуска двигателя с помощью прибора устанавливается устойчивая работа двигателя, одновременно контролируется подача топлива с помощью мотортестера М-3-2, который имеет функции определения впрыска топлива и содержание окиси углерода на выпуске отработавших газов с помощью газоанализатора.

Если показатели работы двигателя, при подключении прибора, аналогичны показателям с использованием основной системы и входят в допустимый предел, это свидетельствует о неисправности системы впрыска, если нет – на неисправность других систем.

Перед работой прибор необходимо настроить с помощью мотор-тестера М-3-2, используя для этой цели справочные данные по длительности впрыска. При отсутствии данных, их можно получить с помощью

мотор-тестера М-3-2, снимая показания с исправного, хорошо отрегулированного двигателя.

Испытания были проведены на двигателе BMW-318i с помощью предлагаемого прибора в автономном режиме.

Этот же прибор может использоваться и в синхронном режиме. Синхронный режим, использующий сигналы датчиков частоты вращения и положения дроссельной заслонки, позволяет с большей точностью имитировать реальные условия подачи топлива при работе двигателя. При этом частота открытия форсунок пропорциональна частоте вращения коленчатого вала, а длительность впрыска регулируется с помощью датчика положения дроссельной заслонки.

УДК 621.436.004.58

В.А.БАРМИН,
канд. техн. наук (БГПА)

НЕКОТОРЫЕ АСПЕКТЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

В последнее время в мировой практике эксплуатации автотракторной техники наметилась стратегия технического обслуживания (ТО) и ремонта (Р.) ее по состоянию в дополнении к традиционной стратегии— по наработке. Рост качества и уровня совершенства техники и всех её агрегатов приводит к увеличению надёжности и ресурса их работы. Утверждение в полной мере относится и к дизельным двигателям, устанавливаемым на автотракторную технику. При такой стратегии ТО и Р значительно возрастает роль системы технического диагностирования дизелей.

Различные условия эксплуатации, режимы работы дизелей, качество технического обслуживания и другие факторы значительно влияют на техническое состояние двигателей. Это не всегда достаточно точно учитывается в инструкциях по эксплуатации двигателя и другой документации заводов-изготовителей при определении сроков проведения ТО и Р, которые базируются на среднестатистических данных, определяющих техническое состояние. Такое положение дел приводит к тому, что двигатель обслуживается или ремонтируется не в соответствии с его фактическим техническим состоянием, а в сроки установленные в инструкции. При этом двигатель вместе с техникой, на которой он уста-

новлен, выводится из эксплуатации, что приводит к увеличению затрат связанных с вынужденными простоями.

Исследованиями, проведенными в ОАО "Автодизель" г. Ярославль установлено, что двигатели ЯМЗ сдаются в капитальный ремонт преждевременно с недоиспользованием их ресурса в эксплуатации [1]. У них отмечено снижение эффективной мощности до 30% и увеличение удельного расхода топлива на 25% от первоначальных значений. Установлено, что это происходит, главным образом, из-за нарушений регулировок двигателей в эксплуатации и в первую очередь таких, как угол опережения впрыскивания топлива и теплового зазора в механизме газораспределения. Экспертиза подтвердила необходимость капитального ремонта только у 60% двигателей, а у 40% двигателей только необходимость замены вкладышей коленчатого вала и поршневых колец.

Приведенный пример показывает, что своевременно проведенное техническое диагностирование дизелей непосредственно в автохозяйствах, из которых поступили эти двигатели, исключило бы необходимость отправлять часть их в капитальный ремонт.

Другой пример, подтверждающий целесообразность проведения технического диагностирования дизелей по анализу работающего масла, даёт возможность получить значительную экономию материальных и трудовых затрат. Так, по данным НАМИ, анализ работавшего масла позволяет вдвое снизить вынужденные простои автомобилей из-за неисправности, увеличить межремонтную наработку двигателя на 40%, на 10% снизить затраты на их текущие ремонты, на 11% сократить расход запасных частей, а также уменьшить расход топлива и масла. [2]

Анализ картерного масла не только позволяет проводить диагностирование двигателей и увеличивать ресурс их работы, но и осуществлять своевременную замену масла. На новых двигателях смена масла, как правило, производится преждевременно, а на старых или неисправных двигателях из-за течей в системах питания и охлаждения масло становится неработоспособным до истечения срока его замены.

Существенным условием получения достоверной информации при анализе работавшего масла является: правильный и регулярный отбор проб; использование масла одной марки в течение всего периода наблюдения; учёт значительных изменений режимов эксплуатации техники или происшествий, влияющих на состояние масла.

Приведенные примеры и общемировая тенденция проведения ТО и Р по состоянию подтверждают необходимость широкого применения диагностического обеспечения при определении фактического технического состояния дизелей на всех этапах жизненного цикла. Основная

проблема заключается в том, что разработанные методы и средства диагностирования дизелей недостаточно применяются и приспособлены к современным рыночным условиям. При этом стратегия диагностирования дизелей не вполне соответствует стратегии их ТО и Р по состоянию, так как должно сопровождаться широким внедрением диагностического оборудования.

Нынешнее состояние дел связанное с техническим диагностированием автотракторных дизелей можно считать неудовлетворительным. Оно связано с недостаточным насыщением простым и недорогим диагностическим оборудованием автотракторного парка хозяйств различных форм собственности, станций технического обслуживания, фирменных технических центров, станций сервисного обслуживания и частных мастерских по техническому обслуживанию и текущему ремонту автомобилей и тракторов.

Как правило, диагностирование дизелей осуществляется с применением газоанализаторов и дымомеров только на современных СТО, в технических центрах и в некоторых крупных хозяйствах, где также имеются в наличии мотор-тестеры и другое дорогостоящее диагностическое оборудование. Там же применяются тормозные и безтормозные методы проверки двигателей. В других случаях отличных от указанных качественное диагностирование дизелей проблематично.

Практически отсутствуют бортовые системы с встроенными средствами диагностирования дизелей, а также простые и дешевые приборы диагностического внешнего контроля, основанные на виброакустических методах и методах анализа картерного масла на наличие продуктов износа и его качественных характеристик.

Известно, что диагностирование любого технического объекта, в том числе и дизельного двигателя, решает три основные задачи: контроль технического состояния, поиск места и причин отказа, прогнозирование технического состояния. Для решения каждой из этих задач применяются соответствующие методы и средства диагностирования.

Перспективным представляется развитие методов и средств бортового диагностирования дизелей, а также методов и средств их функционального диагностирования основанных на уже существующих приборах и тех, которые необходимо создать в ближайшее время для получения экспресс-диагнозов технического состояния дизелей в условиях эксплуатации.

Разработка диагностических методов и средств должна основываться на последних достижениях прикладной физики в области электроники, оптики, магнитных и электромагнитных явлений и достижени-

ях других наук. При этом точность и достоверность измеряемых диагностических параметров должна возрастать.

Полнота и достоверность диагностирования дизеля зависит от правильного выбора системы диагностирования, что, в конечном итоге, приводит к постановке правильного диагноза.

Важным звеном в системе диагностирования дизеля является оператор, осуществляющий диагностический контроль. От качества его подготовки зависит насколько качественно проведено диагностирование дизеля, проанализирован результат и правильно поставлен диагноз технического состояния. Подготовка таких операторов должна вестись инженерами, хорошо знающими техническую диагностику, а также владеющими современными методами и средствами диагностирования дизелей. Изучение технического диагностирования дизелей необходимо как инженерам по эксплуатации автотракторной техники, так и конструкторам двигателей. Первые должны обеспечить полное функционирование системы диагностирования дизелей в условиях их эксплуатации, а вторые – проектировать двигатели, приспособленные к диагностированию и установке встроенных средств диагностирования.

Развитие комплексной системы диагностирования дизеля приведёт, в конечном итоге, к улучшению экономических и экологических показателей двигателя, увеличению ресурса его работы и позволит управлять его эксплуатационной надёжностью.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Антропов Б., Королёв В., Баранов В. Полнее использовать ресурс дизельных двигателей // Автомобильный транспорт. – 1998. -№5.- С.41-43.
2. Резников В.Д., Мещерин Е.М. Анализ масла как средство диагностики двигателя // Автомобильный транспорт. – 1997. -№4.-С.22-25.
3. Технические средства диагностирования: Справочник / В.В.Клюев, П.П.Пархоменко, В.Е.Абрамчук и др.; Под общ. ред. В.В.Клюева. – М.: Машиностроение, 1989. – 672с.

УДК 656.013

В.В.МОЧАЛОВ, канд.техн.наук (БГПА)

МИКРОПРОЦЕССОРНАЯ ИДЕНТИФИКАЦИЯ ТИПА И СКОРОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В системах управления дорожным движением широко используются детекторы транспорта с индуктивной рамкой, врезаемой в дорож-

ное полотно, индуктивность которой изменяется при прохождении над ней транспортного средства. В штатных детекторах этот эффект используется для определения момента прохождения (а при двух рамках и скорости) транспортного средства без идентификации его типа. Способ является наиболее эффективным средством автоматизированного регулирования дорожного движения (практически единственным средством автоматического подсчета интенсивности транспортного потока).

На кафедре "Организация автоперевозок и дорожного движения" БГПА решается задача микропроцессорной идентификации типов и скорости транспортных средств с помощью штатного детектора транспорта типа ДТ-1...4, обрабатывающего сигналы от индуктивной рамки, и дополнительно подключенной ЭВМ с аналого-цифровым преобразователем в устройстве сопряжения. Принцип работы основан на изменении индуктивности рамки, включенной в цепь LC-контура, при прохождении над ней транспортного средства и, следовательно, изменении резонансной частоты LC-контура. Из детектора транспорта в этот LC-контур подается стабильный по частоте сигнал от кварцевого генератора (130 кГц). Амплитуда сигнала, снятого с рамки изменяется при изменении резонансной частоты контура. Таким образом, измеряя относительное изменение амплитуды во времени можно определять параметры движения транспортного средства, сравнивая такую сигналограмму с базовыми или рассчитывая по разработанным алгоритмам определения. Подобная задача сводится, фактически, к задаче определения образа, и в общем случае является математически нетривиальной. Аналитическое описание процесса, который базируется на известном законе электромагнитной индукции

$$\varepsilon = -\varepsilon_0 \times d\Phi/dt,$$

где ε_0 – электромагнитная проницаемость среды, $d\Phi/dt$ – интенсивность изменения магнитного потока, затруднено как из-за нестабильности и многофакторной зависимости условий (например, солнечной и магнитной активности, времени суток, времени года, степени загрязненности дорожного покрытия и высоты насыпи над рамкой), так и из-за различных конструктивных и эксплуатационных особенностей транспортных

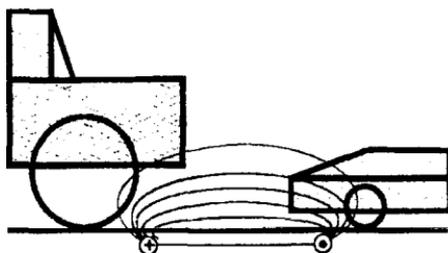


Рис.1 Проезд грузового (слева) и легкового (справа) автомобилей над индуктивной рамкой детектора транс-

средств, влияющих на образование и интенсивность изменения магнитного потока, проходящего в зоне рамки через транспортное средство (стереометрия дорожного просвета, распределение ферромагнитных свойств корпуса в пространстве, а на это влияет, в свою очередь, загруженность транспортного средства и многое другое).

На рис. 1 показан условный вид магнитного потока в зоне рамки, врезанной в дорожное покрытие, при движении грузового автомобиля с большим дорожным просветом и легкового автомобиля с меньшим дорожным просветом. При одной и той же скорости этих автомобилей интенсивность изменения магнитного потока $d\Phi/dt$, пропорциональная количеству условных магнитных линий, пересекаемых транспортным средством в единицу времени, будет больше у легкового автомобиля и для него будет характерна большая амплитуда сигнала, снимаемого с рамки. У автобусов наибольшая ферромагнитная масса, вызывающая наибольшую амплитуду сигнала. При увеличении скорости транспортных средств увеличивается интенсивность изменения магнитного потока и возрастает амплитуда сигнала.



Рис.2 Сигналограммы различных транспортных средств

На рис. 2 показаны сигналограммы для различных транспортных средств (автобусов сочлененного типа "Икарус"; легковых автомобилей; грузовых автомобилей). Алгоритмически идентификация типов транспортных средств базируется на анализе фазового пространства в координатах площадь соответствующей кривой и ее длительность по

времени t на определенном уровне от максимального значения напряжения U сигнала. Дополнительными критериями являются максимальная величина и крутизна изменения сигнала во времени. В результате достоверность разработанной и практически апробированной идентификации типов транспортных средств составляет около 90%.

Определение скорости транспортных средств с одной рамкой рассматриваемым методом характеризуется большей по величине погрешностью. Это связано с тем, что сигнал формируется не строго в момент наезда на рамку, а в зависимости от скорости и высоты дорожного просвета транспортного средства с некоторым угловым отклонением от этого момента. Для уменьшения погрешности нужно совершенствовать алгоритм идентификации скорости, над чем на кафедре и ведется в на-

стоящее время работа. Аппаратно-программное обеспечение было разработано и испытано как для СМ ЭВМ “Электроника МС1030”, так и для ЭВМ семейства IBM “Искра 1030” (аналог IBM XT); сейчас разработки ведутся для ЭВМ IBM PC четвертого и более высоких поколений. Повышение вычислительных возможностей ЭВМ позволяет совершенствуя алгоритм повысить достоверность определения скорости транспортного средства.

Разработанный алгоритм целесообразно использовать в современных микропроцессорных дорожных контроллерах типа ДК-М, в которых техническая база позволяет достаточно легко видоизменять алгоритмы обработки информации. Появляется возможность более детального анализа суточной интенсивности движения транспорта. Выявление предложенным способом, например, автобусов для их приоритетного пропуска, не представляет никаких проблем без дополнительных устройств оперативного контроля. Появляется также возможность оценки с помощью одной индуктивной рамки скорости автомобиля идентифицированного типа. При достаточном быстродействии микропроцессорного анализа и его дальнейшей алгоритмической проработке можно ставить вопрос об идентификации достаточно узких групп автомобилей или, даже, отдельного автомобиля.

Сигналограмма – индивидуальный электронный отпечаток параметров движущегося автомобиля во времени и пространстве.

УДК 631.372:629.114.2:658.512

Г.А.ТАЯНОВСКИЙ, канд. техн. наук (БГПА)

ИНФОРМАЦИОННАЯ ТЕХНОЛОГИЯ РАСЧЕТА И СОГЛАСОВАНИЯ АГРЕГАТИРОВАНИЯ ТРАКТОРОВ НА ТРАНСПОРТЕ

В связи с разработкой высокоэнергонасыщенных тракторов «Беларус» с двигателями мощностью 150...300 л.с. особую актуальность представляет обеспечение агрегатирования таких тягачей на транспорте. При этом решаются задачи как о наилучшем использовании разрабатываемых тракторов в составе тракторных поездов с существующими колесными тракторными прицепами, так и о наилучших составах, схемах и параметрах новых прицепов и сцепных устройств к данным тракторам.

Значительно усложняет разрешение упомянутых задач отсутствие комплексной универсальной информационной технологии обоснования агрегатирования, согласованных баз данных по параметрам и характеристикам звеньев разрабатываемых агрегатов и комплекса прикладных программных приложений анализа агрегатирования, увязанных между собой и в автоматизированную подсистему функционального проектирования в рамках САПР “Белорусский трактор”.

В статье, с целью разработки практического инженерного инструментария для решения задач агрегатирования, целесообразного по сложности и затратам, изложены основные принципы функционирования и организации структуры разрабатываемой автоматизированной подсистемы анализа агрегатирования тракторов и МЭС “Беларус” на транспорте.

Согласование транспортного агрегата требует соответствующей организации всего процесса, от постановки цели до оформления акта и сводных таблиц паспорта агрегатирования. Согласование целесообразно осуществлять по видам агрегатирования: конструктивно-геометрическому, силовому, энергетическому, агротехническому и эксплуатационному, что позволяет проанализировать и оценить на соответствие требованиям нормативно-технической документации и достигнутому в мире уровню свойства и параметры создаваемого транспортного агрегата.

При удовлетворительных решениях по каждой из проверок или оценок транспортного агрегата делается положительное решение о допустимости совместной эксплуатации звеньев и устанавливаются их параметры, обеспечивающие наилучшую эффективность транспортного агрегата в эксплуатации. В противном случае дорабатываются звенья, и процесс повторяется.

Традиционный подход заключается в сопоставлении паспортных параметров звеньев агрегата и экспериментальной проверке в характерных условиях и на типичных для создаваемого агрегата режимах эксплуатации [1].

Конкуренция между ведущими производителями тракторов и с.-х. машин для работы с ними предопределяет необходимость создания высокоэффективных конкурентоспособных агрегатов. Разработка таких агрегатов сегодня объективно требует на стадии проектирования проведения многовариантного анализа функциональных свойств, многопараметрической оптимизации транспортного агрегата, а значит и широкого привлечения средств компьютерного моделирования. Даже при изготовленных звеньях агрегата, их согласование эффективнее вести при

совместном использовании моделирования и экспериментальной проверки рабочего процесса транспортного агрегата.

Решение задач согласования агрегатирования, требующих исследования и оценки свойств транспортного агрегата на математических моделях и в натурном эксперименте, выполняется после начального конструктивно-геометрического и энергетического согласования по конструкторской и эксплуатационной документации звеньев и их техническим характеристикам. При этом сопоставляются конструктивные, силовые и энергетические возможности трактора, указанные в его технической характеристике, с соответствующими «потребностями» согласовываемого на агрегатирование прицепа. Проверяется в первом приближении допустимость полной массы прицепа при работе с данным трактором в дорожных условиях, принятых за расчетные, и при рекомендуемых, на основе статистических данных по аналогам, скоростях движения.

В случае высокоэнергонасыщенных тракторов реализовать в достаточной мере потенциал трактора в агрегате с одним штатным транспортным прицепом в более легких, чем принятые при разработке прицепа, дорожных условиях за счет скорости не удастся. В таком случае рассматривается состав, включающий два и более прицепа. Если взяты прицепы разных моделей, то согласование агрегатирования проводится для всех прицепов данного состава.

Из-за высокой универсальности тракторов «Беларус» внесение каких-либо изменений в их конструкцию, при необходимости обеспечить работу с готовым прицепом, практически невозможно. Поэтому, если вариативных возможностей сцепных устройств трактора недостаточно для снятия возможных затруднений при агрегатировании, то конструктивные изменения касаются прицепного состава в части корректирования сцепных приборов, опорно-стояночных и опорно-поворотных механизмов, расположения мест крепления-соединения и типа разъемов, длин соединительной арматуры гидро-, пневмо-, электросистем и страховочных приспособлений, конструкции дышла и его положения перед осуществлением сцепки, поперечных габаритов, задней видимости, систем блокировки поворотных устройств при маневрировании задним ходом, стояночных тормозных систем, массы груза, средств обеспечения безопасности при аварийном отрыве прицепа от тягача, соответствия параметров светотехнических приборов и др. В некоторых случаях необходимо изменение базового расстояния, длины платформы и мест ее закрепления на раме.

Алгоритм принятия решения по согласованию агрегатирования трактора с транспортным прицепом складывается из полученных реше-

ний по совокупности отдельных задач-проверок и в общем виде может быть представлен следующим образом.

Пусть x_{ijk} – значение i -го параметра j -го модуля k -го звена агрегата;

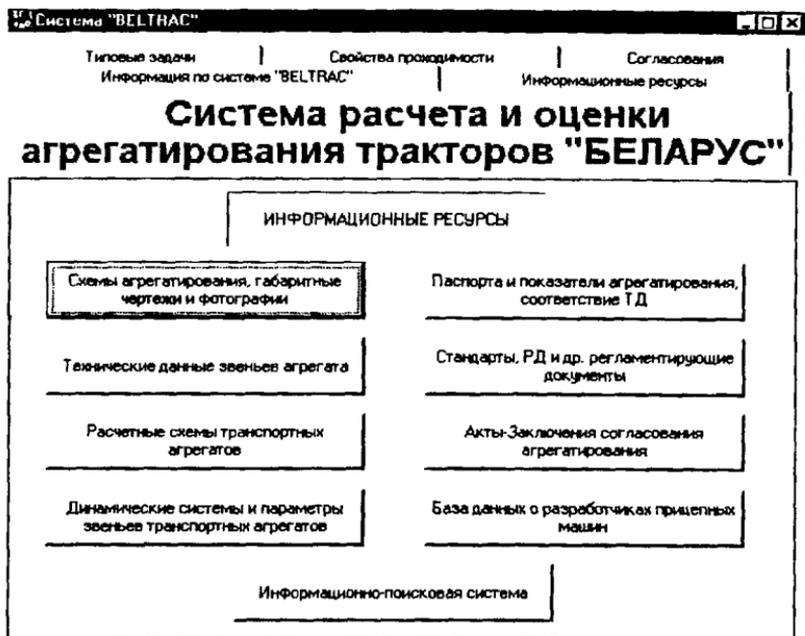


Рис. 1.



Рис.2.

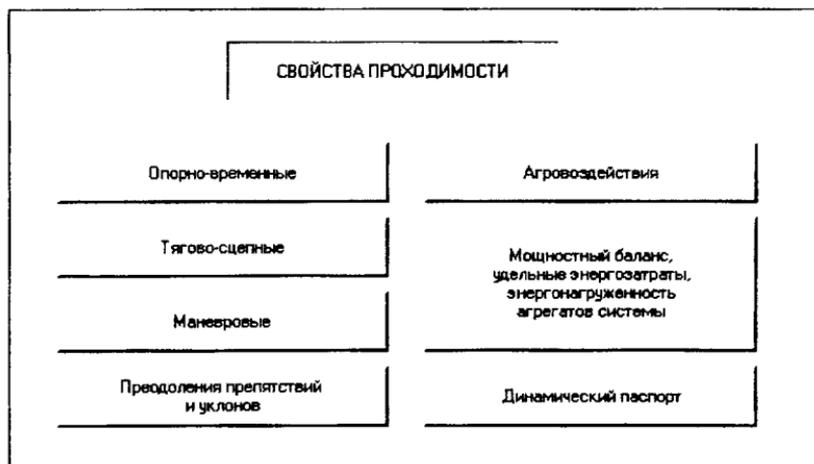


Рис.3.

y_{ijk} – нижнее граничное или допустимое значение i -го параметра j -го модуля k -го звена агрегата; Z_{ijk} – верхнее значение, аналогичное предыдущему; $f(\bar{x}, \bar{q})_l$ – значение l -ой функции вектора параметров агрегата \bar{x} и вектора условий движения \bar{q} ; $\Phi(\bar{x}, \bar{q})_l$ – допустимое граничное значение l -ой функции $f(\bar{x}, \bar{q})_l$; $P(a)_l$ – l -ое переменное высказывание, истинность которого зависит от значений аргумента a ; $Q(\bar{x}, \bar{q})$ – переменное высказывание о результате согласования агрегатирования агрегата в спектре штатных условий его работы. Проверка каждой из m позиций на успешность согласования при оценке агрегатирования выражается неравенствами вида

$$Z_{ijk} \geq x_{ijk} \geq y_{ijk}, \quad x_{ijk} \leq y_{ijk} \quad \text{или} \quad x_{ijk} \geq Z_{ijk}, \quad (1)$$

$$f(\bar{x}, \bar{q})_l \geq \Phi(\bar{x}, \bar{q})_l \quad \text{или} \quad f(\bar{x}, \bar{q})_l \leq \Phi(\bar{x}, \bar{q})_l, \quad (2)$$

на основании которых делается окончательное заключение о положительном результате согласования агрегатирования

$$\exists \bar{X} \left(\bigcup_{l=1}^m (P(a)_l = True) \right) \rightarrow Q(\bar{x}, \bar{q}) = True, \quad (3)$$

где a – одно из выражений (1), (2), если в выражении (3) вариации \bar{X} соответствуют только конструктивным возможностям и наладкам, настройкам звеньев реального тракторного агрегата, которые при этом фиксируются в рекомендациях по агрегатированию. В противном слу-

чае $Q(\bar{x}, \bar{q}) = False$ и задача нахождения положительного результата переходит в задачу улучшения проекта транспортного агрегата, что сопряжено с конструктивными доработками звеньев одним из перечисленных ранее способов «малого вмешательства в конструкцию», о которых составляется дополнение к протоколу согласования агрегатирования. Если и при этом согласование недостигнуто, то используют известные более радикальные способы улучшения проекта транспортного агрегата, например, изменения размеров и схемы, ходовой системы прицепа.

Оформление протокола согласования агрегатирования транспортного агрегата обеспечивается заполнением специальных табличных форм, инвариантных по отношению к составу агрегата на основании решений по каждой из позиций согласования. Формы заполняются по мере решения отдельных задач согласования. Для выполненных полностью согласований, по которым подписан протокол, результаты поступают в компьютерную базу данных, наращивая ее конкретными вариантами агрегатов и повышая тем самым ее информационную ценность как для разработчиков, так и для эксплуатирующих организаций.

На рис. 1, 2, 3, 4, 5 показаны диалоговые окна основных меню экранного интерфейса программного продукта "BELTRAC", который представляет собой систему расчета и оценки агрегатирования тракторов "Беларус", выполненную в виде пакета прикладных программ (ППП).



Рис.4.

Подсистема позволяет выполнять типовые процедуры согласования агрегатирования, моделировать и рассчитывать параметры тракторных поездов на базе тракторов "Беларус" с

различным прицепным составом. Приведенные рисунки 1-4 в совокупности дают представление и о структуре решаемых задач и о возможностях автоматизированной подсистемы агрегатирования.

Представленные важнейшие принципы технологии организации согласования агрегатирования тракторов «Беларус» на транспорте позволяют реализовать ее в виде информационной компьютерной технологии с элементами автоматизации принятия решений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Амельченко П.А. и др. Агрегатирование тракторов «Беларусь». -Мн.: Ураджай, 1993.-302 с.

ГИДРОПНЕВМОСИСТЕМЫ И АГРЕГАТЫ МАШИН

УДК 621.892.86

Л.А.ГЛАЗКОВ, канд. техн. наук, А.В.СИВОДЕД, ст. Ю.В.БАРТОШ,
А.А.ГЛЯЦЕВИЧ

ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССОВ АТМОСФЕРНОЙ КОРРОЗИИ И МЕХАНИЗМ ЗАЩИТНОГО ДЕЙСТВИЯ СМАЗОК В УСЛОВИЯХ С ПОВЫШЕННЫМ СОДЕРЖАНИЕМ ХЛОРИДОВ

Известно, что коррозионная активность атмосферы зависит от температуры, влажности, природы и состава коррозионных компонентов и т.д. Одним из самых неблагоприятных видов загрязнений атмосферы является наличие в ней минеральных солей, например, хлоридов. Присутствие в атмосфере хлоридов ускоряет коррозию при относительной влажности более 60-70% в десятки раз, что объясняется их высокой гигроскопичностью.

Надежность, долговечность лакокрасочных покрытий (ЛКП) определяется условиями эксплуатации и свойствами самого покрытия. Опыт показывает, что применяемые эмали в обычных условиях обеспечивают надежность антикоррозионной защиты в течение 10 – 15 лет. При воздействии коррозионно-агрессивных сред с высокой влажностью срок защитного действия лакокрасочных покрытий сокращается до 2 – 3 лет.

Стойкость ЛКП в процессе эксплуатации особенно быстро снижается под воздействием электролита, поскольку полимерные покрытия проницаемы для воды, кислорода и хлорид-ионов вследствие диффузии этих агентов сквозь зазоры и поры в пленке.

Скорость проникновения воды через лакокрасочные пленки во много раз больше, чем скорость поглощения воды неокрашенными образцами, находящимися в промышленных условиях или под воздействием электролита.

Повышению влагопроницаемости способствуют высокая полярность пленкообразователей, слабая упорядоченность структуры линейных полимеров, разветвленность боковых цепей, неполная степень сшивки полимеров. Влагопроницаемость обуславливает проницаемость

пленки лакокрасочного покрытия и для ионов электролита, т.к. диффузия электронов происходит из водных растворов. Молекулы воды, диффундируя в пленку, растворяют водорастворимые вещества, создавая микрообъемы электролита с концентрацией большей, чем на поверхности. Наличие градиента концентраций растворов создает условия для протекания осмотического перемещения влаги в пленку и под пленку. При осмотическом перемещении влаги через полимерные пленки давление электролита увеличивается, в результате чего возможно образование под пленкой пузырей, наполненных электролитом. Диаметр пузырей зависит от адгезии, прочности и эластичности полимерной пленки. Образование отдельных пузырей, т.е. местное, а не сплошное по всей поверхности нарушение пленки может быть объяснено микродефектами в структуре пленки.

Исследование проницаемости разных типов пленок ЛКП для хлор-ионов показало, что труднее всего хлор-ионы проникают через лаковые, а также пигментированные покрытия, полученные на основе алкидной смолы с добавкой толуилендиизоцианата, легче всего – через пленки нитроцеллюлозы и глифталевой смолы.

Так как применение для защиты от коррозии полимерных покрытий не исключает взаимодействия металла с коррозионной средой, то такая система как металл – полимерное покрытие – электролит является в электрохимическом отношении относительно активной.

Наличие в лакокрасочной пленке микродефектов, трещин усугубляет коррозионное разрушение металла. Для металлов, покрытых полимерными пленками, имеющими повреждения, возникают коррозионные элементы, в которых поверхность металла функционирует в качестве катода. Анодная поляризация концентрируется в порах. В зависимости от характера пленкообразующего разность потенциалов между окрашенной и неокрашенной частями металла может достигнуть относительно большой величины. Проникновение воды, кислорода и электролита через полимерное покрытие стимулируют коррозионный процесс.

Суммируя вышесказанное, можно утверждать, что коррозия в условиях атмосферы с повышенным содержанием хлоридов протекает по электрохимическому механизму преимущественно с кислородной деполаризацией, при этом катодный процесс развивается на поверхности защитной пленки металла, а анодный протекает в порах, трещинах и других дефектах защитной окисной пленки.

Таким образом, для усиления защитной эффективности лакокрасочных покрытий при воздействии коррозионно-активных веществ необходимо использовать средства, улучшающие свойства пленок как

диффузионного барьера. Такими средствами могут служить углеводородные защитные смазки.

В промышленности используются две группы пластичных смазок: неингибированные и ингибированные.

Название "неингибированные" не означает, что в составе таких композиций отсутствуют вещества, тормозящие процессы коррозии, однако, концентрация их незначительна и эффективность невелика.

Механизм защитного действия ингибированных смазок сводится к следующему:

образование защитного адсорбционно-хемосорбционного слоя под воздействием сил адгезии и когезии, на этой стадии важным является формирование защитной пленки;

предохранение окрашенных и неокрашенных участков от коррозии сформировавшимся слоем защитного материала благодаря механической изоляции поверхности от влаги и агрессивных агентов (изоляционная, или омическая, составляющая);

образование адсорбционно-хемосорбционных слоев маслорастворимых ингибиторов коррозии на защищаемой поверхности;

торможение электрохимических процессов коррозии благодаря анодной или катодной поляризации (поляризационная составляющая).

Следовательно, для повышения защитных свойств смазок в них необходимо вводить маслорастворимые ингибиторы коррозии, которые условно можно разделить на три типа:

1. Анодного действия.
2. Катодного действия.
3. Ингибиторы экранирующего действия.

Первые обладают электронодонорными свойствами по отношению к металлу и сорбируются на положительно заряженных участках металла. К ним относятся поверхностно-активные вещества, имеющие функциональные группы с сильным отрицательным электронным эффектом: нитро-, сульфо-, карбоксигруппы.

Ингибиторы катодного действия обладают электроноакцепторными свойствами и содержат в своем составе группы с положительным электронным эффектом. К ним относятся амиды, иминозолины, соли органических кислот, смолы. Маслорастворимые ПАВ акцепторного действия несколько более полярны, чем доноры. И те, и другие могут образовывать хемосорбционные фазы в результате химической или электрохимической реакции с металлом.

Взаимодействие ингибиторов экранирующего действия с металлом определяется физической адсорбцией (силами Ван-дер-Ваальса). Это наименее полярные соединения. Наиболее широко используются в качестве ингибиторов

экранирующего действия полные и неполные сложные эфиры, в том числе полиэфиры. Ингибиторы экранирующего действия образуют на поверхности металла адсорбционные пленки, которые теряют свой защитный эффект после удаления. Тем не менее, они обладают существенными преимуществами перед ПАВ хемосорбционного действия: хорошими пластифицирующими и вододерживающими свойствами, а кроме того, они синергетически усиливают защитные свойства при сочетании их с донорными или акцепторными ингибиторами. Поэтому наиболее целесообразно использовать комбинированные ингибиторы коррозии.

При использовании углеводородных смазок в сочетании с ЛКП механизм их защитного действия имеет свои особенности: в этом случае наибольшую эффективность защите придает введение в их состав гидрофобных экранирующих компонентов, снижающих водопроницаемость пленок ЛКП.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Проведен анализ воздействия коррозионных факторов на строительные конструкции, технологическое оборудование, трубопроводы и вспомогательные механизмы в условиях атмосферы с повышенным содержанием хлоридов. Установлено, что коррозия в таких условиях протекает по электрохимическому механизму преимущественно с кислородной деполаризацией, при этом катодный процесс развивается на поверхности защитной пленки металла, а анодный протекает в порах, трещинах и других дефектах защитной окисной пленки.

2. Изучением механизма защитного действия углеводородных смазок показано, что повышение их эффективности в хлоридных средах, а также повышение температур каплепадения и сползания может быть достигнуто за счет введения в их состав гидрофобных компонентов с высокой экранирующей способностью.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Королев Ю.В., Путилов Е.В. Защита оборудования от коррозии. – Л.: Машиностроение, 1973. – 136 с. 2. Катц В. Коррозия в солеваренной промышленности. // Тодт Ф. Коррозия и защита от коррозии. – Л.: Химия, 1967. – с. 444 – 460. 3. Жук Н.П. Курс теории коррозии и защиты металлов. – М.: Металлургия, 1976. – 472 с.

Л.А.ГЛАЗКОВ канд.техн.наук, Д.Л.ЖИЛЯНИН, ст. Д.С.МАЛЕЦКИЙ,
В.В.ТАРБАЕВ (БГПА)

УСТАНОВКА ДЛЯ ЗАКАЛКИ КРУПНОГАБАРИТНЫХ ШТАМПОВ ВОДОВОЗДУШНОЙ СМЕСЬЮ

Создание установки для закалки крупногабаритных штампов с помощью водовоздушной смеси являлось частью выполнения работы по внедрению ресурсосберегающего технологического процесса закалки, исключая применение минеральных масел в качестве закалочной среды. При разработке нового технологического процесса закалки крупногабаритных штампов с помощью водовоздушной смеси за основу был взят существующий на предприятии технологический процесс: закалка в минеральном масле - отпуск - отпуск хвостовика. Разработанный технологический процесс состоит из следующих операций: нагрев, закалка и выравнивание (осреднение) температуры. Нагрев полностью идентичен ранее существующему технологическому процессу. Закалка осуществляется с помощью водовоздушной смеси. Выравнивание (осреднение) температуры производится в два перехода: после извлечения детали из установки ее устанавливают в теплоизолирующий кожух - экран или печь, имеющую температуру окружающей среды, и выдерживают в течение 1,5-3 часов; далее деталь выдерживается в течение 15-20 часов на спокойном воздухе (бессквозняковом пространстве). Размеры термообрабатываемых штампов: от 300x350x350 до 1500x1000x1000 мм.

При закалке в масле штампы погружают в бак, производят их качивание, а затем оставляют висеть при включенной циркуляции масла. Общее время выдержки штампа в закалочном баке по данным [1] составляет 13-17 минут на каждые 100 мм наименьшего размера штампов.

Охлаждение в масле крупногабаритных штампов массой 1-1,5 т и более не позволяет получить высокую твердость и прокаливаемость, а также требует большого расхода масла. Водовоздушная смесь позволяет устранить эти недостатки, поскольку возможно изменение охлаждающей способности в зависимости от размеров штампа и требуемой толщины закаленного слоя. Для изменения охлаждающей способности обычно регулируют степень увлажнения (расход воды), возможно изменение давления воздуха или расстояния охлаждаемой поверхности от распылителя. Согласно [2] штампы охлаждают смесью до потемнения поверхности (400-500°C), а затем только сжатым воздухом до 300°C и после этого сразу нагревают для отпуска.

По сравнению с традиционным технологическим процессом удаление операций отпуска штампа и отпуска хвостовика штампа позволяет уменьшить время проведения технологического процесса практически вдвое. Это позволяет сэкономить на каждом штампе массой 1,5 т 290 м³ природного газа. Еще одним положительным эффектом является отсутствие расхода минерального масла в процессе закалки (экономия сырой нефти составляет 0,25 т на одну закалку штампа массой 1,5 т). Дополнительным экономическим эффектом является практически полная пожаробезопасность технологического процесса с использованием водовоздушной смеси.

В основу проектируемого технологического процесса был положен способ закалки штампа по одной (рабочей) плоскости. Применение направленной закалки водовоздушной смесью позволяет охлаждать различные поверхности (стороны) деталей с различной скоростью. Это позволяет отказаться от некоторых операций - отпуска хвостовика и, во многих случаях, отпуска штампа в целом. Поскольку крупногабаритные молотовые штампы обладают большой массой и, следовательно, теплоемкостью, возможно импульсное охлаждение детали – водовоздушная смесь подается периодически. При этом поверхностный слой детали охлаждается с требуемой скоростью до температуры конца закалки, затем за счет внутреннего тепла происходит самоотпуск. По сравнению с вариантом объемной водовоздушной закалки данный принцип позволяет исключить отпуск штампа, а также уменьшить время процесса закалки и размеры установки.

Основным оборудованием, необходимым для реализации технологического процесса явилась установка для закалки крупногабаритных штампов водовоздушной смесью. Основные технические данные: количество одновременно закаливаемых штампов – 2; параметры штампа: длина - от 300 до 1500 мм, ширина - от 350 до 1000 мм, высота - от 350 до 1000 мм; время закалки (в зависимости от размера штампа) - 0,1-4 часа; электропитание - 380/220В; давление сжатого воздуха - от 0,4 до 0,7 МПа; давление воды - от 0,3 до 0,4 МПа; потребляемая пиковая электрическая мощность - 3,5 кВт; габариты установки - 6000х2500х2300 мм.

Установка представляет собой полуавтоматическое устройство, в котором закаливаемый штамп, нагретый до температуры закалки, охлаждается водовоздушной смесью по индивидуальной (зависящей от размеров и материала штампа) программе, регулируемой микропроцессором. До начала загрузки с пульта управления производится ручной контрольный запуск и проверка работоспособности установки, а также загрузка в память микропроцессора требуемой программы.

Система регулирования скорости охлаждения основана на постоянстве параметров водовоздушной смеси, при этом количество воды и

воздуха, подаваемой на объект, определяется длительностью импульсов включения и периодом их следования.

Включение в систему управления микроЭВМ позволяет решать задачи, связанные с получением, обработкой и хранением информации. После анализа входных данных (времени) вырабатывается управляющее воздействие, которое изменяет течение процесса.

Установка состоит из следующих составных частей: камера закалки; блок форсунок; подвижная тележка; механизм привода; электрооборудование с пультом управления и электронной системой; системы подачи воды и воздуха.

Закаливаемый штамп ставится на тележку и механизмом привода (в ручном режиме управления) подается в камеру закалки. С пульта управления включается программа на выполнение. Количество воды, воздуха и время закалки контролируются и задаются микропроцессорной системой управления по заданной программе автоматически.

Камера закалки представляет собой сварной каркас из уголка, обшитый листовой сталью, с окнами для монтажа блоков форсунок. Внизу имеется корыто слива с вваренными направляющими, по которым перемещается тележка. Корыто и направляющие забетонированы в прямке. В верхней части камеры закалки имеется отводящий патрубок с пароконденсатором, для присоединения к внешней вентиляции для отвода воздуха и паров воды.

Блок форсунок представляет собой плиту с размещенными на ней электромагнитными форсунками (в каждом блоке имеется 8 форсунок), коллектора воды и коллектора воздуха, соединенных с форсункой резиновыми рукавами.

Электрооборудование с пультом управления и микропроцессорной системой предназначено для обеспечения загрузки и выгрузки штампов, запоминания и хранения режимов работы (программ), контроля и управления процессом закалочного охлаждения, осуществления автоматического вывода тележки со штампом из камеры закалки в случае отсутствия воды и/или воздуха в системе с подачей световых и звуковых сигналов. Состоит из шкафа управления, в котором расположены блок контроллера с микропроцессором, входными и выходными регистрами для связи с установкой (сроками форсунок) и блок питания, подающий постоянное напряжение 24В на исполнительные механизмы, регулирующие подачу водовоздушной смеси на штамп. Шкаф с электрооборудованием расположен на удалении от камеры закалки и соединен с ней трубой, защищающей находящийся внутри нее жгут проводов.

Пульт управления расположен в зоне загрузки и выгрузки штампов и содержит кнопки управления движением тележки, лампочки контроля

режимов работы, кнопки запуска режимов работы (программ) и кнопку аварийного останова процесса закалочного охлаждения. В случае аварийного останова процесса или прекращения подачи воды и/или воздуха (из-за отказа оборудования или падения давления в системе) обязательно автоматически производится вывод тележки со штампом из камеры закалки для предотвращения перегрева и выхода из строя установки, кабельных соединений и исполнительных механизмов.

Установка для закалки штампового инструмента водовоздушной смесью УВВО-8000М смонтирована в термическом отделении завода СИиГО, для чего проведена реконструкция цеха, включающая в себя перенос коммуникаций и электрических шкафов управления, а также модернизацию кранового оборудования - установку новой кран балки.

Для работы используется штамповая сталь 5ХНМ, применение другого металла должно быть согласовано с разработчиком и, при необходимости, скорректирована технология и введена новая программа работы установки. Весь комплект программного обеспечения установки рассчитан на сталь марки 5ХНМ.

Несмотря на необходимость подачи сжатого воздуха, потребность в электроэнергии уменьшилась более чем на 10 кВт*час на один штамп: так как для нового технологического процесса не требуется вытяжная вентиляция большой мощности, а также отсутствует перемешивание масла в процессе закалки.

Заключение

1. Время окупаемости разработанного технологического процесса вместе с установкой составляет 1,5-2 года в зависимости от напряженности производственной программы (1000-1500 штампов в год).

2. В НИЛ «Гидропневмосистем» Белорусской государственной политехнической академии в рамках программы «Ресурсосбережение» разработана конструкторская документация на установку для закалки с помощью водовоздушной смеси, рассчитанную на обработку крупногабаритных молотовых штампов размерами от 300x350x350 до 1500x1000x1000.

3. Внедрение технологического процесса произведено на Минском заводе специального инструмента и технологической оснастки (МЗ СИиГО) в 1999 году. Изготовление установки производилось силами МЗ СИиГО.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Штампы для горячего деформирования металлов. Под ред. М.А. Тылкина. М.; «Высш. школа», 1977. 496 с. 2. Геллер Ю.А. Инструментальные стали. М.; «Металлургия», 1975. 584 с.

КРИТЕРИИ ВЫБОРА КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ НАСОСОВ ГУР

В данной работе рассматриваются критерии выбора элементов конструкции насосов гидроусилителя рулевого управления (ГУР) для легковых автомобилей и критерии оценки их долговечности.

При выборе конструктивных элементов насосов ГУР разработчик сталкивается с рядом проблем во многом определяемых типом используемого рулевого механизма и транспортного средства. Насос ГУР, обеспечивающий энергией рабочей жидкости исполнительный орган системы ГУР – рулевой механизм, должен подавать требуемую объемную подачу для работоспособности рулевого механизма во всем диапазоне частоты вращения двигателя автомобиля. Частота вращения двигателя автомобиля и частота вращения приводного вала насоса в большинстве случаев одинакова, так как на практике передаточное отношение привода от двигателя к насосу составляет 1:1. Современные автомобили имеют двигателя с широким диапазоном частот вращения для одних и тех же моделей автомобилей из – за гаммы используемых двигателей: бензиновых и дизельных, поэтому насос должен устойчиво работать как при более низких холостых оборотах, свойственных дизелям – 600...700 об/мин, так и при максимальных высоких частотах вращения бензиновых двигателей – 7000...7500 об/мин. Поэтому современный насос ГУР должен отвечать следующим критериям:

- работоспособность в широком диапазоне оборотов 600...7500 об/мин;
- работоспособность в широком диапазоне температур -50°C ... 150°C ;
- малые габаритные размеры (малое подкапотное пространство);
- отсутствие шума при работе насоса (шум от насоса не выделяется на фоне работающего на холостых оборотах двигателя автомобиля при повороте рулевого колеса из одного крайнего положения в другое);
- малая потребляемая мощность;
- ресурс работы насоса должен быть равен ресурсу работы автомобиля.

Всем выше перечисленным требованиям наиболее полно соответствует пластинчатый насос двойного действия. Необходимо отметить что в современном автомобилестроении именно данный тип насоса ГУР нашел наиболее широкое применение: 90% всех автомобилей оснащены именно пластинчатыми насосами двойного действия в системах ГУР. Наиболее важным критерием, определяющим всю конструкцию насоса является объемная подача, которая выбирается исходя из величины требуемого усилия на рулевом колесе, величина которого в современных автомобилях составляет не более 4 кг. Кроме того существует дополнительное требование к объемной подаче насоса: при совершении маневра «переставка» на скорости 40 – 60 км/ч на холостых оборотах двигателя не должно происходить «запираания», т.е. резкого скачкообразного роста усилия на рулевом колесе. Исходя из этого по известным формулам рассчитывается рабочий объем насоса (1). Анализ конструкций насосов зарубежных легковых автомобилей и данные фирм – производителей: ZF и Vickers, показывают что обычно величина рабочего объема насоса ГУР для легковых автомобилей составляет 7,5 – 12 см³/об, а величины объемной подачи колеблются в пределах 48...80 см³/мин. Объемную подачу необходимо поддерживать постоянной в широком диапазоне изменения частоты вращения двигателя: это требуется для облегчения управлением автомобилем на высоких скоростях движения – создания т.н. «чувства дороги», и уменьшения возможности появления автоколебаний управляемых колес из-за увеличения скорости потока рабочей жидкости на управляющих кромках распределителя. Для этого насос необходимо оснащать клапаном регулирования расхода, работающего по принципу разности давлений на торцы клапана и уравнивающей пружиной, жесткость которой определяет частоту вращения при которой клапан начнет работать. Слив жидкости должен происходить непосредственно в камеру всасывания насоса, что позволит избежать кавитационных явлений при увеличении частоты вращения двигателя и снизить шум, издаваемый насосом. Оптимальная форма сечения отверстия для сброса жидкости является равносторонний треугольник, что обеспечивает пропорциональность объема жидкости перепущенной в камеру всасывания.

На стабильность постоянства подачи насоса большое влияние оказывает дроссель, устанавливающийся для задачи фактического значения объемной подачи в линию нагнетания насоса. Дроссель может быть выполнен как и в корпусных частях насоса так и в виде отдельного элемента. При этом выполнение второго варианта предпочтительней из-за более высокой технологичности изготовления данного элемента. Самый важный момент при проектировании дросселя – толщина его стенки:

отношение длины к диаметру должно быть не более 0,3 ($L/D < 0,3$). В противном случае равенство подачи вне зависимости от частоты вращения не достигается из широкого диапазона изменений значения коэффициента расхода дросселя μ . Для удовлетворения требований к насосу по шумности работы рабочий комплект (статор насоса, ротор и лопасти) необходимо помещать в масляную «рубашку», которая увеличивая объем камер всасывания насоса уменьшает вероятность кавитационных явлений из-за недозаполненности рабочих камер насоса.

Проведенные лабораторно – дорожные исследования показали, что для обеспечения надежной работы насоса в широком температурном диапазоне в его конструкции необходимо иметь хотя бы один распределительный диск, имеющий возможность отходить от рабочего комплекта на минимум 0,05 мм. Это необходимо для компенсации теплового расширения деталей качающего комплекта и, самое важное, создания постоянной масляной пленки на торцевых поверхностях распределительных дисков при кратковременной (максимум 10 минут) работе насоса на высоких частотах вращения двигателя автомобиля (2500...3500 об/мин) и отсутствии расхода жидкости в рулевом механизме. Данный режим имеет место в случае необходимости преодоления автомобилем борозд колеи или при активной манере вождения при развороте на сложных перекрестках. В данном режиме на деталях насоса появляются цвета побелости, что соответствует нагреву деталей насоса до температур 140...160°C. Линии нагнетания и всасывания насоса не должны иметь по возможности изгибов, создающих местные сопротивления. Если таковой возможности нет, то местные потери давления в линиях всасывания и нагнетания должны быть минимальны.

Насос оснащается клапаном ограничения максимального давления с целью обеспечения требуемого усилия на рулевом колесе. Для достижения более низкой температуры рабочей жидкости его лучше выполнять по схеме отдельной компоновки от клапана регулирования подачи. На современных легковых автомобилях максимальное давление насоса ГУР составляет 8...10 МПа.

Максимальный износ приходится на детали рабочего комплекта насоса и клапанов ограничения подачи и максимального давления. Как показывают сравнительные испытания насосов, после 200 моточасов наработки при 30 сек. максимального давления и 30 сек. давления жидкости порядка 2...3 МПа износ деталей идентичен 450...500 тыс.км. пробега автомобиля. Это позволяет рекомендовать такой режим испытаний разрабатываемых узлов насосов.

Таким образом, проведенные исследования и предложенные рекомендации позволяют определить влияние конструктивных и эксплуатационных параметров на надежность и долговечность работы пластинчатых насосов рулевого управления.

Г.В.КАЗАЧЕНКО, канд.техн.наук, асп. С.Г.ШУЛЬДОВА (БГПА)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВАКУУМНОГО ФОРМОВАНИЯ ЗАГОТОВОК ФИЛЬТРОВАНИЕМ ГИДРОМАССЫ

Процесс получения заготовок осаждением твердой составляющей гидромассы на фильтрующих формах используется в технологиях производства торфяных горшочков, упаковочных изделий из целлюлозы и находит применение в производстве изделий сложных пространственных конфигураций самого различного назначения [1, 2].

Основной операцией технологии вакуумного формования изделий из гидромассы является процесс образования заготовки на всасывающей форме (рис. 1), представляющей собой фильтрующую перегородку, геометрически копирующую одну из сторон получаемого изделия.

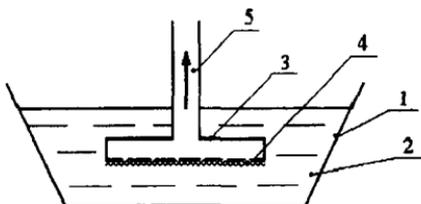


Рис. 1. Схема получения заготовки

1 – ванна; 2 – гидромасса; 3 – форма; 4 – формуемая заготовка;
5 – подвод вакуума и отвод фильтрата.

Образование заготовки осуществляется при прохождении гидромассы через фильтровальную перегородку за счет перепада давлений на последней, который создается подачей вакуума внутрь формы. В этот период на рабочей стороне формы осаждается твердая составляющая гидромассы, которая и представляет собой заготовку будущего изделия.

Толщина, масса и другие характеристики заготовки зависят от ряда факторов, среди которых основными можно считать следующие: время нахождения формы в гидромассе под воздействием перепада давлений, концентрацию гидромассы, ее реологические и физико-механические характеристики, величину перепада давлений на перегородке, ее геометрические и гидродинамические параметры, режим течения массы

через перегородку и некоторые другие. Время образования заготовки, ее размеры и масса определяют режимы работы всей технологической схемы производства изделий, которая, как правило, включает операции подготовки гидромассы, сушки заготовок, их последующей обработки и т.п. В этом смысле моделирование процесса получения заготовок является стержневой задачей построения рациональных и эффективных алгоритмов управления технологическим процессом.

Для моделирования процесса образования заготовки используем балансовое уравнение производительности через перегородку

$$q_2 = q_3 + q_\phi, \quad (1)$$

где q_2 – расход гидромассы; q_3 – приращение массы заготовки; q_ϕ – расход фильтрата через перегородку.

Если обозначить через K_2 , K_o , K_ϕ концентрации твердой фазы в гидромассе, осадке и фильтрате соответственно, то уравнение (1) при использовании балансовых соотношений по твердой и жидкой фазам гидромассы дает следующие соотношения между расходами гидромассы, фильтрата и накоплением осадка:

$$\frac{dm_3}{dt} = \frac{K_2 - K_\phi}{K_o - K_\phi} \cdot \frac{dm_2}{dt}; \quad (2)$$

$$\frac{dm_\phi}{dt} = \frac{K_2 - K_3}{K_\phi - K_3} \cdot \frac{dm_2}{dt},$$

где $\frac{dm_3}{dt} = q_3$, $\frac{dm_\phi}{dt} = q_\phi$, $\frac{dm_2}{dt} = q_2$.

Исключив из первого уравнения (2) с помощью второго величину $\frac{dm_2}{dt}$, получим уравнение

$$\frac{dm_3}{dt} = \frac{K_2 - K_\phi}{K_3 - K_2} \cdot \frac{dm_\phi}{dt}, \quad (3)$$

связывающее накопление массы заготовки с расходом фильтрата. Это уравнение является гораздо более удобным для применения, так как расход фильтрата через перегородку выражается через его скорость формулой

$$\frac{dm_{\phi}}{dt} = \rho_{\phi} \cdot \mathcal{G}_{\phi} \cdot S_{\text{жс}},$$

где ρ_{ϕ} – плотность фильтрата; $S_{\text{жс}}$ – площадь живого сечения перегородки; \mathcal{G}_{ϕ} – скорость течения фильтрата через перегородку.

В свою очередь скорость фильтрата при течении через перегородку, как известно, определяется формулой

$$\mathcal{G}_{\phi} = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_{\phi} \cdot \xi}}, \quad (4)$$

где ΔP – перепад давлений на перегородке; ξ – коэффициент сопротивления движению фильтрата через перегородку и образующийся на ней слой осадка.

В рассматриваемом случае скорость \mathcal{G}_{ϕ} не может быть постоянной даже при постоянном значении перепада давлений на перегородке вследствие дополнительного сопротивления, создаваемого образующимся слоем осадка. Причем это сопротивление растет как за счет увеличения толщины осадка, так и за счет его уплотнения. Это обстоятельство по аналогии с сопротивлением воздухопроницаемости слоя уплотняемого торфа [3] учтем зависимостью

$$\xi = \xi_n \cdot e^{k \cdot h_o},$$

где ξ_n – коэффициент гидравлического сопротивления самой перегородки; h_o – толщина слоя осадка на перегородке; k – коэффициент, учитывающий также и уплотнение слоя осадка.

Тогда уравнение (3) может быть записано в виде

$$\frac{dm_o}{dt} = \frac{K_2 - K_{\phi}}{K_3 - K_2} \cdot \rho_{\phi} \cdot S_{\text{жс}} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_{\phi} \cdot \xi_n \cdot e^{k \cdot h_o}}}.$$

Приняв во внимание, что $h_o = \frac{m_o}{\rho_o \cdot S_n}$,

где S_n – общая площадь перегородки; ρ_o – плотность осадка, и разделив переменные перепишем уравнение окончательно

$$\sqrt{e^{\frac{k \cdot m_o}{\rho_o \cdot S_n}}} \cdot dm_o = \frac{K_2 - K_{\phi}}{K_3 - K_2} \cdot S_{\text{жс}} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta P \cdot \rho_{\phi}}{\xi_n}} \cdot dt. \quad (6)$$

Чтобы проинтегрировать это уравнение необходимо знать зависимости величин $\rho_o, K_2, K_\phi, K_3, \Delta P, \rho_\phi$ от времени образования осадка, или от его массы. Эти зависимости определяются как физико-механическими свойствами гидромассы, так и способом управления процессом.

Например, при поддержании в ванне формовочного устройства постоянной концентрации гидромассы и большом объеме ванны по сравнению с объемом формы величина K_2 остается постоянной. Величины ρ_o и ρ_ϕ могут быть выражены через плотности $\rho_{жс}$ и ρ_m жидкой и твердой фаз гидромассы и соответствующие концентрации

$$\rho_o = \frac{\rho_{жс} \cdot \rho_m}{\rho_{жс} \cdot K_3 + \rho_m \cdot (1 - K_3)},$$

$$\rho_\phi = \frac{\rho_{жс} \cdot \rho_m}{\rho_{жс} \cdot K_\phi + \rho_m \cdot (1 - K_\phi)}.$$

Более того, эти величины при малых концентрациях гидромассы и тем более фильтрата можно без большой погрешности вообще принять постоянными. Перепад давлений ΔP на перегородке будет определяться характеристикой вакуумного насоса, однако при подключении вакуума через ресивер большого объема эту величину также можно считать постоянной, хотя в общем случае она может быть как переменной, так и управляемой. Что касается концентраций K_ϕ и K_3 , то эти величины за время образования осадка могут изменяться в довольно значительных пределах в зависимости от конструктивных особенностей перегородки и физико-механических характеристик гидромассы. Поэтому для вычисления правого интеграла (6) необходимо проведение специальных экспериментов для установления зависимостей $K_\phi = K_\phi(t)$ и $K_3 = K_3(t)$ или привлечение каких-либо гипотез о характере этих зависимостей.

В первом приближении учитывая скоротечность образования осадка указанные зависимости можно принять линейными. Тогда (рис. 2) отношение $\frac{K_2 - K_\phi}{K_3 - K_2}$ остается постоянным.

При таких предположениях интегрирование (6) приводит к следующему решению

$$m_0 = \frac{2 \cdot \rho_0 \cdot S_n}{k} \cdot \ln \left(\frac{K_2 - K_\phi}{K_3 - K_2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P \cdot \rho_\phi}{\xi_n} \cdot \frac{S_{жс}}{S_n} \cdot \frac{k}{2 \cdot \rho_0} \cdot t + 1} \right). \quad (7)$$

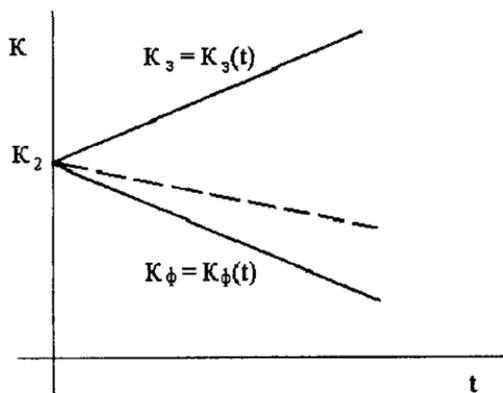


Рис. 2. К обоснованию постоянства отношения $\frac{K_2 - K_\phi}{K_3 - K_2}$.

Этот результат представляет собой один из вариантов решения дифференциального уравнения (6), решение которого в общем случае возможно лишь численными методами. Вместе с тем, это решение соответствует реальному процессу формирования заготовок из гидромассы малой концентрации при постоянном перепаде давления на перегородке и может быть положено в основу исследования влияния конструктивных параметров перегородки и физико-механических характеристик гидромассы на процесс образования заготовок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Горфин О.С. Машины и оборудование по переработке торфа. М.: Недра, 1990. 318 с.
2. Орлов Г. Трансформация бумажных отходов. – Тара и упаковка, 1997, № 4, с. 4-5.
3. Кислов Н.В., Нагорский И.С., Волкус С.П. О воздухопроницаемости торфяной крошки. // Изв. вузов, Энергетика, 1965, № 4. – с. 83-89.

О ВЫБОРЕ СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ ДЛИНОЙ МАТРИЧНОГО КАНАЛА И ЕГО ДИАМЕТРОМ В ПЛОСКОМ ГРАНУЛЯТОРЕ

При проектировании грануляторов основным параметром матриц является отношение длины рабочих отверстий к диаметру отверстий, от которого зависят качество получаемых гранул и энергоёмкость процесса. Исследованиями и производственным опытом установлено [1, 2], что длина отверстий матриц зависит от гранулируемого материала, его коэффициента трения, влажности, диаметра отверстий, требуемой степени сжатия материала. Однако зависимости, связывающей все эти факторы, особенно для торфа, до сих пор не получено.

При обжатии материала роликом в зоне сжатия происходит рост давления и при достижении значения, при котором материал уплотняется до необходимой плотности, сила, действующая на ранее запрессованный в отверстие материала, становится больше силы трения материала о стенки отверстия. В этот момент начинается его проталкивание в отверстие матрицы и запрессовка новой порции материала. Сжатие поступившей в отверстия порции материала осуществляется за счёт давления ролика и противодействия силы трения ранее запрессованного материала о стенки отверстия. В работе [3] обосновывается гипотеза о равенстве работы сжатия новой порции материала $A_{сж}$ и работы силы трения $A_{тр}$:

$$A_{сж} = A_{тр} \quad (1)$$

Эта гипотеза имеет и экспериментальное подтверждение из опыта брикетирования торфа.

Многочисленными исследованиями установлено несколько видов зависимости между плотностью прессуемого материала и приложенным давлением [4, 5, 6].

Для торфа эта зависимость может быть выражена в виде [7]

$$p = \frac{\kappa_2}{\frac{\rho_1}{\rho_1 - \rho_0} - \kappa_1} \quad (2)$$

где κ_1 и κ_2 – коэффициенты, постоянные для данного вида торфа;

ρ_1 – плотность спрессованного материала;

ρ_0 – плотность исходного материала.

Тогда работа сжатия материала записывается в виде

$$A_{сж} = - \int_{h_0}^{\Delta} F \cdot dh = - \int_{h_0}^{\Delta} p \cdot S \cdot dh = -S \int_{h_0}^{\Delta} \frac{\kappa_2}{\frac{h_0}{h_0 - \Delta} - \kappa_1} dh$$

где h_0 – исходная высота материала;

Δ – толщина запрессовываемого слоя.

Интегрируя, получаем

$$A_{сж} = -S \cdot \kappa_2 \left(\frac{h_0}{\kappa_1} \ln |h_0 - h_0 \cdot \kappa_1 + \kappa_1 \cdot \Delta| - \frac{\Delta}{\kappa_1} - \frac{h_0}{\kappa_1} \ln l_0 + \frac{h_0}{\kappa_1} \right)$$

или после преобразований

$$\begin{aligned} A_{сж} &= -S \frac{\kappa_2}{\kappa_1} \left(h_0 \ln \left| l - \kappa_1 + \kappa_1 \frac{\Delta}{h_0} \right| + h_0 - \Delta \right) = \\ &= -\frac{\kappa_2 \cdot M}{\kappa_1} \left(\frac{l}{\rho_0} \ln \left| l - \kappa_1 \cdot \left(l - \frac{\rho_0}{\rho_1} \right) \right| + \frac{l}{\rho_0} - \frac{l}{\rho_1} \right), \end{aligned}$$

где M – масса сжимаемого материала.

В нашем случае

$$M = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \rho_1 \cdot \Delta$$

где d – диаметр отверстия матрицы.

Поэтому окончательно выражение для работы сжатия имеет вид

$$A_{сж} = -\frac{\kappa_2}{\kappa_1} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \Delta \cdot \left(\frac{\rho_1}{\rho_0} \ln \left| l - \kappa_1 \cdot \left(l - \frac{\rho_0}{\rho_1} \right) \right| + \frac{\rho_1}{\rho_0} - l \right) \quad (3)$$

Работа силы трения материала о стенки отверстия матрицы равна

$$A_{тр} = F \cdot \Delta, \quad (4)$$

где F – сила трения:

$$F = f \cdot \xi \cdot \pi \cdot d \cdot \int_0^l p_x dx, \quad (5)$$

f – коэффициент трения материала о стенки отверстия;

ξ – коэффициент бокового давления материала;

l – длина отверстия матрицы;

p_x – давление в материале на расстоянии x от начала отверстия (рис. 1).

Интегрируя в границах изменения давления от p до p_x и высоты от 0 до x , получаем

$$p_x = p \cdot e^{-\frac{4 \cdot \xi \cdot f}{d} \cdot x},$$

где p – давление, действующее в начале отверстия (в зоне сжатия).

Подставив значение p_x в выражение (5) и учитывая выражение (2), после интегрирования получим

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot p \cdot \left(1 - e^{-\frac{4 \cdot f \cdot \xi \cdot l}{d}} \right) = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \left(1 - e^{-\frac{4 \cdot f \cdot \xi \cdot l}{d}} \right) \cdot \frac{\kappa_2}{\frac{\rho_1}{\rho_1 - \rho_0} - \kappa_1}$$

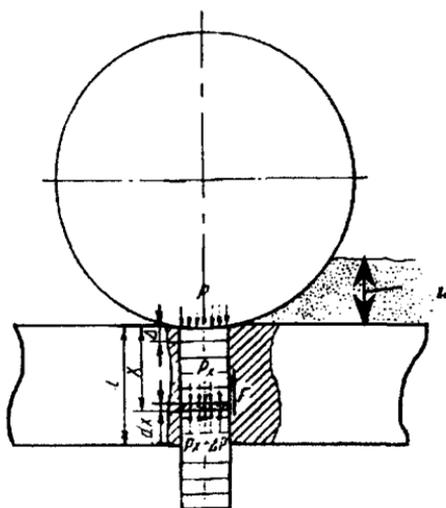


Рисунок 1 – Рабочая система «матрица-ролик»

Тогда работа силы трения

$$A_{mp} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \left(1 - e^{-\frac{4 \cdot f \cdot \xi \cdot l}{d}} \right) \cdot \Delta \cdot \frac{\kappa_2}{\frac{\rho_1}{\rho_1 - \rho_0} - \kappa_1} \quad (6)$$

Приравняв (6) и (3), определим длину отверстия матрицы

$$l = \frac{d}{4 \cdot f \cdot \xi} \cdot \ln \frac{l}{\left(1 - \frac{l}{\kappa_1 \cdot \left(1 - \frac{\rho_0}{\rho_1} \right)} \right) \cdot \left(\frac{\rho_1}{\rho_0} \ln \left| 1 - \kappa_1 \cdot \left(1 - \frac{\rho_0}{\rho_1} \right) \right| + \frac{\rho_1}{\rho_0} - l \right) + l} \quad (7)$$

Полученная формула устанавливает связь между диаметром отверстия, физико-механическими свойствами материала, необходимой сте-

пению сжатия и длиной отверстия матрицы и может быть использована для практических расчётов. Имея в качестве исходных данных диаметр отверстий матрицы, плотность получаемых гранул и зная физико-механические свойства материала, по формуле рассчитывается длина отверстий матрицы

Заменив $\frac{\rho_l}{\rho_0} = \gamma$ -- степень уплотнения, получаем обобщённую

формулу зависимости отношения длины матричного канала к диаметру от необходимой степени уплотнения

$$\frac{l}{d} = \frac{l}{4 \cdot f \cdot \xi} \cdot \ln \frac{l}{\left[1 - \frac{l}{\kappa_l \cdot \left(1 - \frac{l}{\gamma} \right)} \right] \cdot \left(\gamma \ln l - \kappa_l \cdot \left(1 - \frac{l}{\gamma} \right) + \gamma - l \right) + l} \quad (8)$$

Расчёт, проведенный по формуле (8) для матриц с различными диаметрами отверстий при принятых исходных данных $f=0,15$; $\xi=0,45$; $\kappa_l=1,4$, иллюстрируется графиком, приведенным на рис. 2.

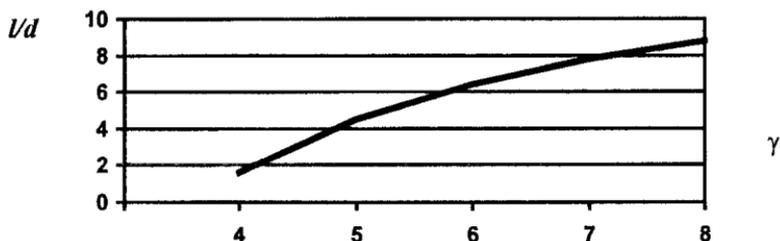


Рисунок 2 – Зависимость отношения l/d в матрице от необходимой степени уплотнения продукта

Таким образом, формула (8) позволяет определить соотношение между толщиной матрицы и диаметром отверстия в зависимости от требуемой степени уплотнения и характеристик прессуемого материала.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чабукиани Ц.В., Мартыненко Я.Ф. Режим гранулирования кормовых мучек. – Пищевая технология, 1988, № 2.
2. Винников Г.А. Исследование процесса гранулирования комбикормов в прессах с вращающейся кольцевой матрицей. Автореф. канд. дис. М., 1974.-24 с.
3. Подколзин Ю.В. Аналитическое

определение длины отверстий матрицы пресс-гранулятора. – Тракторы и сельхозмашины, 1972, № 10. 4. Riesel H. Über den Verdichtungsvorgang beim Brikettieren. Aufbereitungstechnik, 1971, №11. 5. Долгов И.А. Закономерности сжатия сено-соломенных материалов. – Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1972, №10. 6. O'Dogherty M.J., Wheeler J.A. Compression of Straw to high densities in closed cylindrical dies. J. agric. Engng Res., 1984, №1. 7. Богатов Б.А. Моделирование и оптимизация процессов брикетного производства. – М.: Недра, 1976. –184 с.

УДК 629.113 – 592

С.В.ГИЛЬ, канд. техн. наук, (БГПА)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПРИВЕДЕНИЯ ОБЪЁМА ТРУБОПРОВОДА К ОБЪЁМУ НАПОЛНЯЕМОЙ ЁМКОСТИ

При динамическом расчёте пневмоприводов различного назначения моделируются процессы наполнения сжатым воздухом полостей пневмодвигателей и пневмоаппаратов, соединённых трубопроводами, и их последующее опорожнение. В дифференциальные уравнения, описывающие эти процессы, входят расчётные объёмы ёмкости и трубопровода [1, 2]. В отличие от сосредоточенного объёма ёмкости объём трубопровода равномерно распределён по его длине. Использование в расчётах суммарного объёма ёмкости и трубопровода [3] приводит к погрешностям, которые возрастают с увеличением доли объёма трубопровода в общем объёме. Это обусловлено тем, что условия наполнения (или опорожнения) сосредоточенного и распределённого объёмов существенно отличаются по затратам времени и энергии. Распределённая ёмкость наполняется или опораживается быстрее и с меньшими потерями, чем равная ей по объёму сосредоточенная. Влияние объёма трубопровода зависит также от его сопротивления. Для увеличения точности расчётов необходимо распределённый объём трубопровода заменять условным сосредоточенным объёмом при помощи коэффициента приведения и в расчёте учитывать эквивалентный объём ёмкости, равный сумме объёмов самой ёмкости и присоединённого условного сосредоточенного объёма трубопровода. Особенно важно выполнять такое приведение в случаях наполнения (опорожнения) малых сосредоточенных объёмов различных пневмоаппаратов через трубопроводы большой длины.

Трубопровод и соединённую с ним ёмкость представим как двухзвенную пневмоцепь (рис. 1, а), в которой объём V_E наполняется через объём V_T , равный объёму трубопровода, и два пневмосопротивления $(\mu A)_T$ и $(\mu A)_E$, ха-

рактически пропускные способности соответственно трубопровода и дросселя. Исходную пневмоцепь заменяем эквивалентной однозвенной (рис. 1, б) [1] с эквивалентной ёмкостью объёмом V_3 и дросселем с эквивалентной пропускной способностью $(\mu A)_3$, которые равны

$$V_3 = V_E + \alpha_n V_T; \quad (\mu A)_3 = (\mu A)_I (\mu A)_T / \sqrt{(\mu A)_I^2 + (\mu A)_T^2}, \quad (1)$$

где α_n - коэффициент приведения распределённого объёма трубопровода к сосредоточенному при наполнении ёмкости.

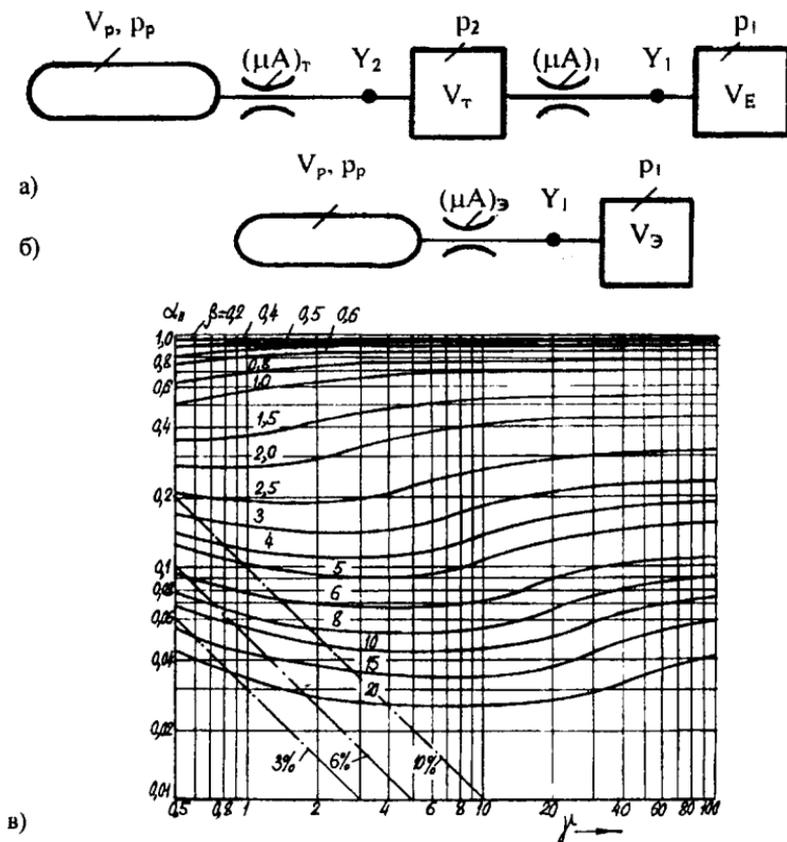


Рис. 1. Исходная двухзвенная (а), эквивалентная однозвенная (б) расчётные схемы пневмоцепей и номограмма (в) для определения коэффициента приведения объёма трубопровода к объёму наполняемой ёмкости.

Динамика двухзвенной пневмоцепи для процесса наполнения ёмкости (рис. 1, а) при использовании гиперболической газодинамической функции расхода [2] и уравнений баланса мгновенных массовых

расходов в узлах Y_2 и Y_1 пневмоцепи описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_2}{dt} &= \frac{kv_0 B_0}{V_T} \left((\mu A)_T p_p \frac{p_p - p_2}{B_1 p_p - p_2} - (\mu A)_{1p_2} \frac{p_2 - p_1}{B_1 p_2 - p_1} \right); \\ \frac{dp_1}{dt} &= kv_0 B_0 \frac{(\mu A)_1}{V_E} p_2 \frac{p_2 - p_1}{B_1 p_2 - p_1}, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где p_2 , p_1 и p_p - давление соответственно в емкостях V_T , V_E и ресивере; v_0 - местная скорость звука, $\overline{v_0} = \sqrt{kRT}$; k - показатель адиабаты; R - газовая постоянная для воздуха; T - термодинамическая температура воздуха перед дросселем; B_0 и B_1 - коэффициенты аппроксимации газодинамической функции расхода, $B_0 = 0,654$, $B_1 = 1,13$.

Эквивалентная пневмоцепь (рис. 1, б) описывается уравнением

$$dp_1/dt = kv_0 B_0 ((\mu A)_E / V_E) p_p ((p_p - p_1) / (B_1 p_p - p_1)). \quad (3)$$

Систему (2) и уравнение (3) приведём к безразмерному виду, используя относительные параметры: $\sigma_1 = p_1/p_p$; $\sigma_2 = p_2/p_p$; $\tau = t/t_m$; $\gamma = V_T/V_E$; $\beta = (\mu A)_T/(\mu A)_1$; $t_m = V_1/(\mu A)_1 k B_0 v_0$, после преобразований получим:

$$\left. \begin{aligned} d\sigma_2/d\tau &= (\beta/\gamma) (1 - \sigma_2)/(B_1 - \sigma_2) - (1/\gamma)\sigma_2(\sigma_2 - \sigma_1)/(B_1\sigma_2 - \sigma_1); \\ d\sigma_1/d\tau &= \sigma_2(\sigma_2 - \sigma_1)/(B_1\sigma_2 - \sigma_1); \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$d\sigma_1/d\tau = (\beta/\sqrt{1 + \beta}) 1/(1 + \alpha_n \gamma) (1 - \sigma_1)/(B_1 - \sigma_1). \quad (5)$$

Коэффициент приведения α_n определяется из условия равенства времени наполнения ёмкости V_E при использовании системы уравнений (4) и времени наполнения эквивалентной ёмкости V_E по уравнению (5).

Решая уравнение (5), получаем безразмерное время наполнения ёмкости V_E до заданного конечного давления $\sigma_{1к} = \sigma_{нач} + a(1 - \sigma_{нач})$

$$\tau_{нк} = (1 + \alpha_n \gamma) \sqrt{1 + \beta} K_1 / \beta, \quad (6)$$

где $K_1 = (\sigma_{1к} - \sigma_{нач}) + (B_1 - 1) \ln ((1 - \sigma_{нач})/(1 - \sigma_{1к}))$; $\sigma_{нач}$ - начальное давление в ёмкости; a - относительный перепад давления в ёмкости.

Из (6) находим формулу для коэффициента приведения

$$\alpha_n = ((\beta \tau_{нк} / K_1 \sqrt{1 + \beta}) - 1) / \gamma. \quad (7)$$

Решая методом Рунге-Кутты систему (4), находим конечное время $\tau_{нк}$ наполнения ёмкости V_E двухзвенной пневмоцепи до давления $\sigma_{1к}$ для заданных параметров γ и β и, подставляя это значение в выражение (7), определяем численное значение коэффициента приведения α_n .

По вышеприведенному алгоритму на языке Паскаль разработана программа для расчёта коэффициента приведения α_n на ЭВМ. Расчёт проводился для широкого диапазона изменения безразмерных параметров γ , β , a , $\sigma_{нач}$. По результатам расчёта на ЭВМ для $a = 0,9$ и $\sigma_{нач} = 0,125$ построена номограмма, позволяющая определять коэффициент α_n в зависимости от параметров γ и β (рис. 1, в). Она даёт возможность учитывать объём трубопровода при динамическом расчёте пневмоприводов. По номограмме для заданных γ и β определяется коэффициент α_n , с помощью которого затем рассчитывается эквивалентный объём наполняемой ёмкости.

Установим область параметров γ и β , при которых с заданной точностью можно не учитывать объём трубопровода. С этой целью выражение (1) представим в виде $V_{Э} = V_E (1 + \alpha_n \gamma)$. Учитывая, что $(V_{Э} - V_E)/V_E$ - относительная погрешность $\epsilon_{вн}$ определения объёма эквивалентной ёмкости для процесса наполнения, получим граничное значение коэффициента приведения $\alpha_{н г}$, при котором не нужно учитывать объём трубопровода $\alpha_{н г} = \epsilon_{вн} / \gamma$. На рис. 1, в штрих-пунктирными линиями показаны границы погрешностей $\epsilon_{вн}$, равных 3, 5 и 10%. Для параметров γ и β , расположенных ниже указанных линий объём трубопровода не учитывается.

Разработанная номограмма универсальна и выгодно отличается от графиков, полученных в работе [1] и определяющих лишь границы параметров γ и β , для которых необходимо учитывать объём трубопровода. В тоже время предлагаемая в указанной работе аппроксимирующая формула для расчёта коэффициента α_n даёт погрешности 15...20%, что в свою очередь приводит к оценке с такими же погрешностями быстродействия приводов. Предлагаемая номограмма позволяет также корректировать значения коэффициентов расхода трубопроводов μ с учётом их ёмкости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин. М.: Машиностроение, 1985.- 256 с.
2. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика

пневматических и гидравлических приводов автомобилей.- М.: Машиностроение, 1980.- 231 с. 3. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчёт пневмоприводов. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1975.- 272 с.

УДК 629.113.065

А.Э.ПАВЛОВИЧ, канд. техн. наук,
ст. Б.Н.ШИРОКОВ (БГПА)

НЕКОТОРЫЕ НОВОВВЕДЕНИЯ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ СХЕМНОЙ НАДЕЖНОСТИ ПНЕВМОПРИВОДА ТОРМОЗОВ

В настоящее время пневматические тормозные приводы управления большинства транспортных средств имеют независимые рабочие и запасные контуры. В случае повреждения одного из контуров остальные остаются работоспособными. Однако эффективность работы всей пневматической системы в этом случае снижается. Особенно опасно, если поврежден тормозной контур длиннобазного транспортного средства. Например, при неблагоприятных погодных и дорожных условиях, это может привести к аварийной ситуации.

С целью устранения такого недостатка предлагается следующая модернизация пневматического привода тормозов (рис.1).

В схеме используются двухмембранные тормозные камеры 1 [1] для переднего моста и серийные тормозные камеры 2 с пружинными энергоаккумуляторами для заднего моста транспортного средства. Причем основные полости А управления камер 1 сообщены через нижнюю секцию тормозного крана 3 и другие элементы 4 (например, регулятор тормозных сил или модулятор ABS) с независимым рабочим контуром I, а аналогичные полости А камер 2 через верхнюю секцию тормозного крана 3 и другие элементы 5 – с независимым рабочим контуром II. Полости В управления энергоаккумуляторами камер 2 сообщены через ускорительный клапан 6 с независимым контуром III стояночного тормоза.

В схему введены также аварийные клапаны 7,8 релейного типа. Выход аварийного клапана 7 сообщен с запасной полостью В камер 1, а вход – с выходом верхней секции тормозного крана 3, обслуживающей контур II. Противоположные полости управления клапаном 7 сообщены по отдельности с контурами I и II. Выход аварийного клапана 8 сообщен с одной из полостей управления ускорительного клапана 6. Вход

этого клапана сообщен с выходом нижней секции тормозного крана 3. Противоположные полости управления клапаном 8, также как и клапана 7, сообщены с контурами *I* и *II*. Причем в исходном состоянии клапан 7 сообщает запасные полости *B* камер 1 с атмосферой, с которой также через клапан 8 сообщена полость управления ускорительным клапаном 6. Выходы аварийных клапанов 7 и 8 снабжены датчиками давления 9, которые в свою очередь соединены с информационным табло в кабине водителя.

При интенсивной утечке сжатого воздуха в одном из контуров *I* или *II* из-за нарушения герметичности трубопровода или повреждения одной из основных мембран тормозных камер 1,2, защитный клапан (не показан) системы автоматически отключит поврежденный контур от работоспособного.

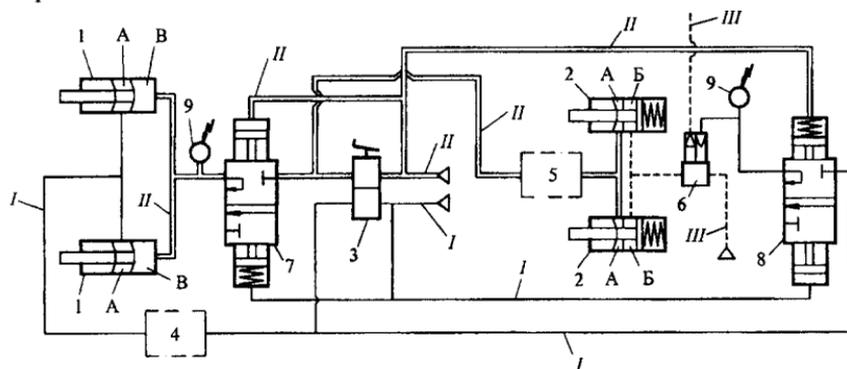


Рис. 1 Принципиальная схема пневмопривода тормозов повышенной схемной надежности

1 – двухмембранная тормозная камера; 2 – тормозная камера с пружинным энергоаккумулятором; 3 – тормозной кран; 4,5 – другие пневмоаппараты; 6 – ускорительный клапан; 7,8 – аварийные релейные клапаны; 9 – датчик давления; *A* – основные полости управления тормозными камерами 1 и 2; *B* – полости управления пружинными энергоаккумуляторами камер 2; *B* – запасные полости управления камерами 1; *I*, *II* и *III* – независимые контуры пневмопривода тормозов.

При этом также автоматически переключится во вторую позицию один из аварийных клапанов 7,8. Если выйдет из строя контур *I*, то при торможении сжатый воздух будет поступать в запасную полость *B* тормозных камер 1 из контура *II*, через клапан 7. Если повреждение будет в контуре *II*, то из работоспособного контура *I*, через клапан 8, сжатый воздух, при нажатии на педаль крана 3, будет поступать в полость

управления ускорительным клапаном 6. Клапан 6 сработает и сжатый воздух выйдет в атмосферу из полости *Б* пружинных энергоаккумуляторов тормозных камер 2. В обоих случаях описанных повреждений, при торможении транспортного средства, работоспособность тормозных механизмов на всех его мостах не нарушится. Причем автоматически, через один из датчиков 9, водитель будет информирован о неисправности с указанием наименования конкретного вышедшего из строя контура.

Для проверки быстродействия модернизированного привода в конкретной тормозной системе целесообразно определять его динамические характеристики, согласно представленной на рис.2 блок-схеме алгоритма оптимизации. При этом совместно можно осуществлять графическое моделирование и расчет времени срабатывания привода. Результаты расчета затем можно будет сравнить со стандартными значениями [2].

Для составления уравнений газовой динамики рекомендуется использовать законы узлов и контуров пневмоцепей [3]. При этом решение уравнений в частных производных, моделирующих распространение воздушной волны в магистралях тормозного привода удобно осуществлять с помощью EXCEL по известной методике [4] формирования

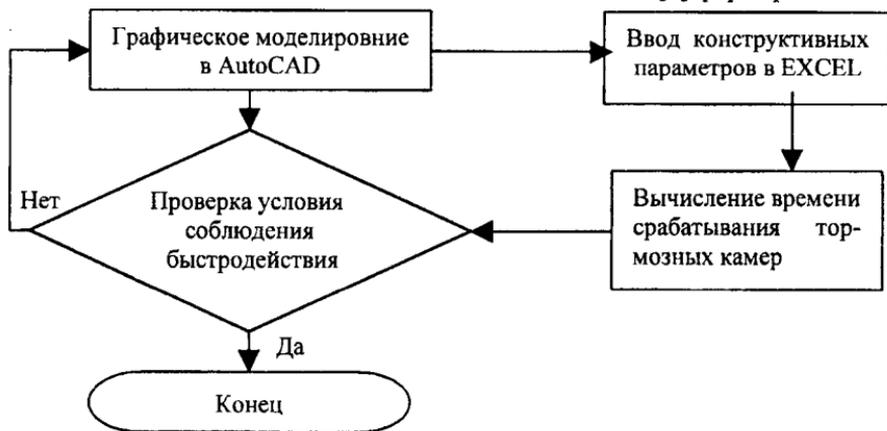


Рис. 2 Блок-схема алгоритма оптимизации пневмопривода тормозов

клеток электронных таблиц. Их импортирование в AutoCAD вместе с исходными и вычисляемыми данными позволит обеспечить хорошую наглядность расчета и графического моделирования.

В результате такой оптимизации конструктивных параметров были составлены компоновочные схемы пневмоприводов повышенной надежности для некоторых длиннобазных транспортных средств.

Для улучшения быстродействия экспериментального привода предлагается также использовать электропневматический следящий механизм (рис.3). Он содержит в своем корпусе пакет сжатых между собой пластин 1-4 из износостойкой технической керамики ВК 94-1. Соприкасающиеся поверхности пластин имеют высокую степень качества обработки. Поэтому сопротивление их перемещению не более 12 Н.

Аналогичное использование в следящих приводах элементов из технической керамики известно [5,6]. Небольшое приводное усилие этих элементов способствует применению малогабаритного следящего электромагнита 5 [7], якорь которого управляет пластиной 2. Электрически электромагнит 5 связан с потенциометром, который механически соединен с педальным приводом (не показано).

Благодаря электрическому управлению по длинной линии связи сокращается время срабатывания тормозов прицепного состава автопоезда. При этом следящее действие пневмопривода осуществляется за счет обратной связи управляющей полости поршня 6 с воздухораспределителем 10 и за счет обеспечения перекрытия окна пластины 3 пластиной 2. В случае отсутствия электропитания отсечной клапан 12 обеспечит обычное пневматическое управление тормозами прицепа. Использование пластин из износостойкой технической керамики можно распространить с целью унификации и на другие пневмоаппараты привода вместо резинометаллических клапанов. Например, электропневматический следящий механизм и воздухораспределитель прицепа можно выполнить совместно (рис. 3а).

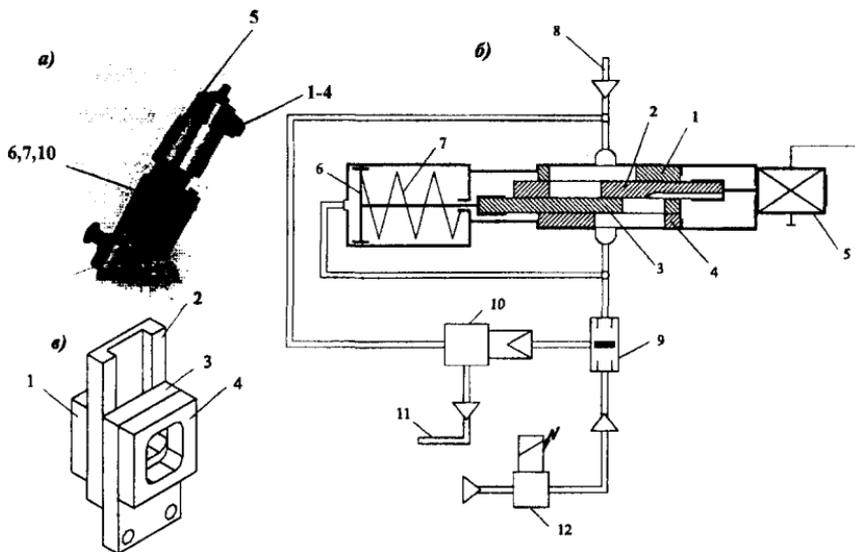


Рис.3 Электропневматический следящий механизм

а). Общий вид; б). Принципиальная схема; в). Пакет керамических пластин
 1 - 4 керамические пластины; 5 – следящий электромагнит, 6 – поршень, 7 – пружина;

8 – магистраль от ресивера прицепа; 9 – клапан “ИЛИ”; 10 – воздухораспределитель;

11 – управляющая магистраль от тормозного крана; 12 - отсечной электроклапан.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. Пневматический тормозной привод авто-транспортных средств. – М.: Транспорт, 1988. – 224 с.
2. ГОСТ 4364-81. Приводы пневматических тормозных систем автотранспортных средств. Технические требования.
3. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. – М., 1980. – 231 с.
4. Perry J.T., Latter J.G. Using supercalc 4. Carmel Que, 1987.
5. Pavlovich A.E. Niektore udoskonalenia elementow skladowych pneumatycznego ukladu hamulcowego. Hamulce pojazdow drogowych. Konferencja Hamulcowa. – Lodz, 1987, s. 227-234.
6. Регулятор пневматической подвески транспортного средства. Патент ВУ № 3474, опубли. в официальном бюллетене Белгоспатента №1, 2001 / Павлович А.Э., Рудович А.О., Червяк Г.П.
7. Поляк Д.Г., Есеновский-Лашков Ю.К. Электроника автомобильных систем. – М.: Машиностроение, 1987.-200с.

ЭКОНОМИКА И КОММЕРЧЕСКАЯ ДЕЯТЕЛЬНОСТЬ

УДК 338.84

Р.Б.ИВУТЬ, д-р экон. наук (БГПА)

СИСТЕМА РЕОРГАНИЗАЦИИ УПРАВЛЕНИЯ ПРОМЫШ- ЛЕННОСТЬЮ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Затянувшийся переход республики на рыночные отношения сопровождается увеличением диспропорции в развитии экономики, возрастанием дефицита бюджета, несбалансированностью денежных средств и товарной массы, ростом инфляции, значительным ухудшением жизни основной массы населения. Во многом это объясняется неспособностью правительства найти оптимальный путь развития экономики нашего государства, некомпетентностью и незнанием основ рыночной экономики руководителями многих промышленных предприятий. В этой связи правительство не имеет четкого обоснования функций, а также количества министерств и ведомств, входящих в состав Совета Министров. Общеизвестно, что организационная структура формируется исходя из состава, содержания и трудоемкости выполнения общих и специальных функций управления, что качество структуры управления должно базироваться на системном подходе. Объективный характер построения организационной структуры определяется принципом первичности функций и вторичности органа управления, т.е. образование и выделение функций предшествует формированию органа или звена управления. Предпринято сокращение количества старых и создание новых министерств и ведомств показало, что по существу коренных преобразований деятельности органов управления не произошло, т.к. не был соблюден выше приведенный принцип. Это касается и Министерства промышленности республики.

Как свидетельствует анализ, структурные преобразования отраслевых министерств не обеспечили соответствующую модель организационной структуры управления промышленности в условиях пере-

хода республики на рыночные отношения. В отрасли по-прежнему преобладает, в основном, вертикальный тип, основанный на административном линейном подчинении и сохраняющий несколько иерархических уровней управления промышленностью на уровне республики. Принципиально после создания министерства не изменяется функциональная и оперативно-производственная деятельность его центрального аппарата по отношению к предприятиям отрасли.

Сложившаяся структура, функции и характер деятельности Министерства промышленности становится все более ощутимым тормозом на пути перехода отрасли к современной рыночной экономике, так как за последние годы коренных преобразований, соответствующих переходов к экономическим методам управления, в отраслевой структуре не произошло. По существу комитет выполняет все прежние функции союзных республиканских министерств промышленности, перегруппировав их и организационно оформив в соответствующие внутренние структурные подразделения. Упорядочение структуры проводилось и проводится не за счет сокращения оперативно-производственной деятельности и переориентации на новые хозяйственные условия, а преимущественно за счет частичного пропорционального уменьшения численности всех подразделений. По-прежнему распределение, перераспределение, контроль и мелочная опека предприятия является основными функциями этого органа управления промышленностью республики.

На наш взгляд, Министерство должно выполнять следующие функции:

- Формировать главные направления технического развития промышленности, определять направления отраслевых исследований, давать задания на разработку целевых программ исследовательских работ и координировать их выполнение; содействовать внедрению результатов научных исследований в производство и стимулировать обновление выпускаемой продукции;
- Участвовать в разработке и реализации централизованных программ развития электронной промышленности и ее широкого применения;
- Разрабатывать отраслевые концепции развития промышленности в переходный период и в условиях рыночной экономики организовывать их выполнение;
- Изучать и анализировать деятельность отрасли, возможностей выполнения требований, предъявляемых к ней, содействовать осуществлению основной цели республики;

- Содействовать предприятиям в развитии ими международных экономических связей;
- Принимать решения об использовании капитальных вложений из выделенных правительством для отрасли централизованных средств;
- Организовывать отраслевую статотчетность в рамках системы статистики и отчетности, оказывать содействие и услуги хозяйственным организациям, в частности, представлять сведения об экономических процессах и научно-техническом развитии в отрасли;
- Проводить прогрессивную инвестиционную политику, обеспечивающую решение крупных приоритетных технических проблем отрасли по применению принципиально новой техники, технологии и материалов, революционизирующих производство, их высокий научно-технический уровень, качество и конкурентоспособность;
- Осуществлять сбалансированное и пропорциональное развитие, а также рациональное размещение отрасли, определять прогрессивный профиль предприятия;
- Эффективно решать межотраслевые задачи на основе тесного взаимодействия с другими министерствами и ведомствами.

Однако, как отмечалось выше, функции министров оказались значительно уже.

Зарубежный опыт развитых и бывших соцстран свидетельствует о трех принципиальных вариантах перестройки отраслевого управления промышленностью при переходе к рынку:

1. Ликвидация отраслевого министерства (комитета).
2. Превращение его в орган, оказывающий услуги предприятиям отрасли и существующий за счет оплаты этих услуг и добровольных взносов предприятий.
3. Преобразование существующего министерства в госорган нового типа, обладающего качественно новыми функциями.

Следует отметить, что во многих странах нет центрального органа по управлению промышленностью (США и др.). Постепенно ликвидируются подобные министерства и в других странах. Практика свидетельствует, что в переходный период к рынку многие страны не смогли обойтись без министерства промышленности как органов выработки и проведения государственной политики, т.к. без них государство обречено на постоянное отставание в развитии НТП, в развитии потребно-

стей в экономике и проводит неэффективную инвестиционную и социальную политику.

Второй вариант приводит по существу к полной утрате роли министерства как органа проведения государственной политики.

Третий вариант является наиболее предпочтительным и эффективным на данном этапе перехода отрасли на рыночные отношения, т.к. в республике не набрали силы экономические стимулы, не осуществлено оздоровление финансовой системы, не сформирован рынок и, вообще, не решен в полном объеме вопрос о собственности. Поэтому необходимо превратить Министерство в госорган нового типа, применяющего в качестве управляющего воздействия регулирование, координацию, экономическое воздействие, сориентировав его на обеспечение выполнения следующих задач:

- ускорение НТП в отрасли;
- рост качества выпускаемой продукции и повышение за счет этого эффективности производства;
- решение задач народно-хозяйственного, межотраслевого и межрегионального уровней;
- исследование рынков спроса и предложения на продукцию;
- участие в создании новых государственных предприятий и ликвидации действующих и др.

На этом этапе сфера влияния Министерства может распространяться на предприятия металлургии, добывающей и лесной промышленности, а также на объекты основного звена химической промышленности. Что же касается крупных промышленных объединений, то им можно придать вневедомственный статус и создать промышленные концерны, ассоциации, в состав которых могут входить коммерческие банки, торговые биржи и другие подразделения, обеспечивающие функционирование концерна как самостоятельного межотраслевого хозяйственного комплекса с организационно-экономическим и материально-техническим обеспечением и обслуживанием его предприятий и организаций.

Создание концернов позволит интегрировать ресурсы и совместно осуществлять активную финансовую стратегию научно-технического производственного развития через интегрирование этого процесса, проводить единую политику ведения внешнеэкономической деятельности.

Министерство промышленности в переходном периоде должно решать многочисленные стратегические проблемы и, прежде всего,

иницирование создание рыночно-ориентированной инфраструктуры отрасли, проведение сильной кредитно-денежной политики.

Для перспективных производств оно должно, например, устанавливать индивидуальное налогообложение, оказывать финансовую поддержку, способствовать притоку целенаправленных инвестиций в перспективные и наукоемкие производства.

Министерство промышленности на этапе перехода к рынку должно дать право предприятиям самостоятельно принимать и размещать заказы, формировать план производства, выбирать поставщиков, по своему выбору обращаться к услугам посредников. Прямые хозяйственные связи позволят существенно повысить гибкость хозяйственного механизма республики, значительно ускорить его реакцию на изменяющиеся потребности и технические возможности, что крайне важно для НТП. Только для приоритетных отраслей промышленности и на отдельные виды продукции должен устанавливаться на конкурсной основе госзаказ.

Прямые хозяйственные связи снимут нагрузку с верхних уровней управления Министерства промышленности и позволяют ему сосредоточиться на решении ключевых социально-экономических и научно-технических проблем.

В перспективе (2001-2005 гг.), когда рыночные механизмы смогут поддерживать устойчивое и динамичное развитие при сильной и эффективной конкуренции, а также широком развитии прямых связей между предприятиями прямое государственное вмешательство со стороны Министерства покажется излишним и неэффективным и он должен прекратить свое существование, передав функции развития отрасли Минэкономике РБ.

УДК 001:658.14

В. В. САМОЙЛЮКОВИЧ (БГПА)

НЕКОТОРЫЕ АСПЕКТЫ ФИНАНСИРОВАНИЯ НАУЧНОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ

В мировом сообществе наука, научный потенциал страны является главным фактором экономического роста и процветания. В разные периоды времени в разных странах научно-технический прогресс спосо-

бен обеспечить от 30 до 80% экономического роста [1]. Научно-технический потенциал государства определяется, как способность страны производить и эффективно использовать научные знания.

Одним из главных показателей уровня финансирования научного потенциала является наукоемкость ВВП (отношение стоимости выполненных собственными силами научных организаций исследований, разработок и научно-технических услуг к валовому внутреннему продукту в %). Так на протяжении длительного времени (1990-1998) наблюдался уменьшение этого показателя (см. таблицу). По мнению экспертов[2] критический уровень, ниже которого наступает разрушение научно-технического потенциала, составляет ежегодное на протяжении 5-7 лет финансирование расходов на НИОКР в размере менее 1% ВВП с одновременным уменьшением числа исследователей, занятых в народном хозяйстве республики.

Показатели развития научно-технического потенциала Республики Беларусь

	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999
Наукоемкость ВВП, %	2,12	1,31	0,85	1	0,91	0,94	0,93	0,83	0,82	1,09
Число исследователей, тыс.чел.	59,4	50,9	33,6	30,5	26,1	23,7	23,3	19,6	19,1	18,8

Превышение этого критического уровня в 1999 году, показывает наличие некоторой стабилизации условий научно-технической деятельности. В Концепции социально-экономического развития Республики Беларусь до 2015 года наукоемкость ВВП прогнозируется на уровне 2,7- 3,0%. Это потребует значительного увеличения затрат на науку. Однако, в настоящее время ни одна страна мира не может финансировать в полном объеме все направления НИОКР. В связи с этим, вопрос разработки системы приоритетов финансирования в области науки превратился в один из центральных в государственной научной политике.

Создание национальной системы приоритетов научной политики сложный многоступенчатый процесс, который должен проводиться по следующим направлениям:

- ❖ перераспределение функций государства на различных этапах НИОКР. Необходимо перераспределение приоритетов в сторону усиления поддержки фундаментальных исследований при одновременном сокращении бюджетного финансирования на прикладные исследования, разработки и демонстрацию опытных образцов. Расходы на эти цели необходимо переложить на внебюджетные источ-

ники финансирования: собственные средства промышленных предприятий, вузов, различного рода благотворительные и общественные организации, фонды и т.д. Одновременно необходимо использовать косвенные средства регулирования научно-технической деятельности:

1. Налоговые и амортизационные льготы - уменьшение налогооблагаемой базы организаций оказывающих, услуги по научным исследованиям и разработкам; уменьшение сроков амортизации научного оборудования;
 2. Система контрактных закупок новой наукоемкой продукции по гарантированным ценам;
 3. Безвозмездные дотации и субсидии: на строительство научных организаций; на начальную помощь при создании совместных предприятий коммерческими фирмами и университетами, вузами и институтами НАН;
 4. Финансовые льготы, в том числе по взиманию процентов за предоставленные кредиты, ссуды и займы; по частичному страхованию венчурного капитала;
 5. Услуги в сфере создания и развития научно-технической и хозяйственной инфраструктуры; выделение удобных участков земли; низкая арендная плата; присоединение к информационным сетям и банкам данных коллективного пользования и предоставление других коммуникационных услуг;
 6. Правовая и юридическая поддержка.
- ❖ Выделение структурного перечня технологических областей, требующих государственной поддержки. Этот процесс предполагает одновременный учет нескольких факторов. Во-первых, национальные идеи (обеспечение национальной безопасности и устойчивого развития, конкурентоспособности экономики, развитие образования, здравоохранения); Во-вторых необходимость решения наиболее острых проблем данного периода, например, ликвидация последствий катастрофы на Чернобыльской АЭС. В-третьих, реализация современных научных достижений. В-четвертых, реальные возможности национальных научных школ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Развитие науки в Республике Беларусь в 1998 году.- Мн., Гос. комитет по науке и технологиям РБ., 1999 - 82 с. 2. Сисмановский С. "Утечка мозгов" и технологическая безопасность России //Российский экономический журнал, - 1996, №3.- с.13.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ И МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ РЕГИОНАЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ ЛОГИСТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

В конце XX века стало активно развиваться и внедряться в практику хозяйственной деятельности новое научное направление – логистика. Под логистикой мы понимаем науку о планировании, организации, управлении и контроле за движением материального и связанных с ним информационного и финансового потоков в пространстве и во времени от первичного источника сырья до конечного потребителя. Идея логистики заключается в оптимизации параметров материального потока за счет улучшения и создания необходимых, качественно новых параметров информационного потока (возможность получать полную, своевременную и качественную информацию в необходимом месте). Понятие информации в логистике трактуется широко – от оперативной информации производственно-хозяйственного назначения до самой современной научной теории (например, создание математической модели функционирования сбыта). Уменьшение суммарных затрат на создание и материального потока к рынкам потребителей за счет увеличения затрат на создание качественно нового информационного потока стало возможным благодаря непрерывному уменьшению стоимости единицы передаваемой оперативной информации. Возрос объем и изменилось качество передаваемой информации. Так, например, журнал *Transportation Journal* (1988, vol №3, p 6) приводит следующие данные по изменению сбыта и качества информации, используемой транспортными компаниями на Западе:

- объем передаваемой информации:
 - без изменений – 15 % информации;
 - увеличение – 85 % информации;
- качество связи:
 - без изменений – 29 % информации;
 - улучшение – 84 % информации.

Коренное изменение логистический подход внес в систему движения готовой продукции к потребителю (систему распределения товаров). Изменилось содержание и характер деятельности транспортных (транспортно-экспедиционных) компаний. С рубежа 70-х годов

начинается органическое срастание транспорта с обслуживаемым производством, превращение его в звено единой системы: производство – транспорт – распределение. Практика показывает, что на настоящем этапе новая политика транспортно-экспедиционных компаний должна строиться на таких компонентах, как предоставление нетрадиционных новых дополнительных услуг (диверсификация деятельности), политика в области коммуникаций и политика заключения контрактов. Решая одну из основных задач логистики – уменьшение совокупных запасов в системе распределения, к транспорту предъявляют прежде всего повышенные требования в области возможности обеспечения коммуникаций, гибкости частоты и регулярности отправок грузов. Это приводит к значительному расширению рынка транспортно-экспедиционного обслуживания мелкопартионных грузов на всех его сегментах - международном, республиканском, региональном.

Для работы на данном рынке транспорт должен быть, прежде всего, быть достаточно гибким, удовлетворяющем еженедельно изменяющиеся требования заказчика по частоте и регулярности перевозок, и, в то же время, надежно обслуживать заказчиков.

Основными организационными структурами на постсоветском пространстве, на наш взгляд отвечающими этим требованиям, будут являться транспортные компании по сбору и распределению грузов, обеспечивающие перевозки на небольшие расстояния в торговой зоне (обслуживаемом регионе). Такие компании будут осуществлять перевозки грузов малыми партиями и имеют терминалы по сбору и распределению в различных точках обслуживаемого региона. Количество и расположение терминалов в обслуживаемом регионе определяется методами исследования операций с оптимизацией по различным критериям (например, метод определения “центра тяжести” региона с высокой плотностью дорог).

Рассмотрим основные функции канала распределения товаров:

- 1) проводят исследовательскую работу по сбору информации, необходимой для планирования распределения продукции и услуг;
- 2) стимулирует сбыт путем создания и распространения информации о товарах;
- 3) устанавливают контакты с потенциальными покупателями;
- 4) приспособливают товар к требованиям покупателей;
- 5) проводят переговоры с потенциальными потребителями продукции;
- 6) организуют товародвижение (транспортировка и складирование);
- 7) финансируют движение товаров по каналу распределения;

8) принимают на себя риски, связанные с функционированием канала.

Для рынка с монополистической конкуренцией концепция маркетинга в современных условиях быстро меняющегося, динамичного спроса любого товара предполагает чуткое реагирование на малейшее изменение конъюнктуры рынка, производитель товара для обеспечения своей конкурентоспособности должен постоянно контролировать динамику изменения потребностей конкретного потребителя своего товара. Поэтому он должен временно обладать полноценной информацией о потребностях своего клиента в любой момент и на основе нее строить стратегию продвижения своего товара на рынки потребителей. Поэтому на рассматриваемом рынке только производитель может сам наиболее эффективно выполнять функции 1-4. Создание транспортных компаний по сбору и распределению грузов предполагает, что они будут выполнять функции 6-8 (в частности функцию 7 может взять на себя банк, через который осуществляет свои финансовые операции транспортная компания). Функцию 5 может выполнять как сам производитель, так и по его поручению транспортная компания. Также транспортная компания совместно с производителем на основе контракта может выполнять функции 1-4.

Таким образом, предлагаемый канал распределения выглядит следующим образом: производитель, транспортная компания по сбору и распределению грузов – заказчик (потребитель товара). В свою очередь, транспортная компания “работает” с множеством производителей и заказчиков, для чего она должна иметь с ними хорошие коммуникации и иметь эффективную систему управления. С учетом вышесказанного у транспортной компании появляется возможность строить достаточного качества оптимальный совокупный транспортный процесс (возможность строить оптимальные развозочно-сборочные маршруты), что, в свою очередь, будет иметь влияние на величину тарифов на транспортное обслуживание и, соответственно, на стоимость продукции в месте потребления. На терминале за счет больших объемов переработки грузов появляется возможность внедрять новейшие автоматизированные системы складской переработки грузов.

Транспортные компании дают экономии затрат за счет использования собственного терминала вместо распределительного центра промышленной фирмы, обслуживающего некоторый регион и несущего большие расходы по содержанию запасов. На пунктах сбора региональные транспортные компании грузы хранятся один-два дня, а затем комплектуются и поставляются заказчику на следующие или вторые сутки. Обычно операции транспортной организации по сбору и распределению

грузов сокращают продолжительность доставки малых партий груза от поставщика до заказчика на 25-50 % и более в зависимости от конфигурации обслуживаемой сети. Новые услуги транспортных организаций предоставляют клиентуре возможность осуществлять контроль и проявлять гибкость для быстрой перестройки каналов распределения.

Эффективное обслуживание потребителей, управление и координация работы многочисленных транспортно-логистических фирм и посредников в регионе невозможны без создания региональной транспортной логистической системы (РТЛС). Координирующий и интегрирующий потенциал этой системы должен быть направлен на реализацию социально-экономических задач развития региона, повышение эффективности обслуживания потребителей за счет высокого качества транспортных логистических услуг, приближения их к мировым стандартам, внедрения современных логистических технологий управления региональными материальными и сопутствующими им информационными и финансовыми потоками.

Основными методологическими принципами формирования РТЛС являются следующие:

- РТЛС является сложной динамической, иерархической и стохастической системой, состоящей из многочисленных взаимодействующих и взаимосвязанных ЗЛС со своими многоуровневыми организационными структурами. В связи с этим для формирования РТЛС должен применяться системный подход с декомпозицией задач по уровням иерархии.

- Звенья РТЛС характеризуются относительной стабильностью целевого и функционального назначения, однако в целом для системы они недоопределены, так как зависят от того, какие цели и стратегии достижения целей принимаются ее отдельными ЗЛС и какая структура в соответствии с этим формируется.

- При синтезе РТЛС должна использоваться интегральная парадигма логистики, реализующая общую стратегическую, тактическую или оперативную цель ЗЛС при оптимальном использовании в системе материальных, финансовых, информационных и трудовых ресурсов и согласовании локальных критериев функционирования ЗЛС с глобальной целью оптимизации РТЛС. Целевая функция оптимизации при этом является, как правило, многокритериальной.

- Учитывая то, что большинство факторов, характеризующих внутреннее состояние РТЛС, а также воздействие внешней среды, являются, как правило, стохастическими или носят качественный характер, РТЛС должна строиться как самоорганизующаяся адаптивная структура, реализующая свою глобальную цель и цели бизнеса ЗЛС в

изменяющейся рыночной среде. При этом особое внимание должно быть обращено на важнейшие системные характеристики: надежность, устойчивость и адаптивность, направленные на поддержание равновесия системы в условиях неопределенности.

- Управление в РТЛС не может быть полностью формализовано (а, следовательно, алгоритмизовано), что вызывает необходимость построения комплекса как формализованных моделей процессов управления и принятия решений, так и неформальных (эвристических) процедур и представлений.

- Информационно-компьютерная поддержка должна охватывать как можно большее количество процессов управления и объектов РТЛС; при этом должны быть использованы стандарты и протоколы, системы электронной передачи данных, обеспечивающие эффективный обмен унифицированными документами и интеграцию РТЛС в мировое информационное и экономическое пространство,

- Формирование РТЛС должно сочетаться и корреспондироваться с целевыми программами развития региона, стратегией экономического развития региона и страны в целом, международными, федеральными и региональными логистическими и информационными программами, координируя интересы отдельных ЗЛС с отраслевыми, региональными и федеральными интересами социально-экономического развития.

- В РТЛС должен быть реализован принцип учета совокупности издержек управления материальными, финансовыми и информационными потоками по всем логистическим цепям. Критерий минимума общелогистических издержек должен быть основным в процессе оптимизации функционирования РТЛС при соблюдении глобальной цели макрологистической системы.

- Процесс формирования РТЛС должен быть основан на принципах модульности и поэтапности ввода в действие отдельных задач, процессов и подсистем. Модульный (блочный) характер разработки и внедрения проекта РТЛС позволит получить быстрее реальный экономический эффект, повышает устойчивость системы, позволяет проводить доработки и изменения в системе в процессе ее реального функционирования.

- Разработка и реализация РТЛС должна проводиться под руководством координационного органа из представителей власти и управления в регионе на основе единой правовой, финансовой и налоговой политики.

ВОЗМОЖНОСТИ ЭФФЕКТИВНОГО ПРИМЕНЕНИЯ ПОВРЕМЕННОЙ ДИФФЕРЕНЦИАЦИИ ТАРИФОВ НА ТРАНСПОРТЕ

Сферу автотранспортных услуг в Республике Беларусь можно рассматривать как конкурентное производство со свободным входом в отрасль любой желающей фирмы. Конкуренция между перевозчиками гарантирует постоянство тарифов на уровне долговременных средних (AC_L) и предельных (MC_L) издержек в условиях неизменности спроса. Однако в краткосрочном периоде наблюдается дифференциация в спросе на транспортные услуги именно в течение определённых наиболее предпочтительных для заказчиков периодов времени (час, сутки, сезон).

Важной особенностью любой услуги является её ориентация на действие, а не на изделие. Системы доставки и транспортировки не могут создавать запасы времени и поэтому более чувствительны к изменениям спроса. Вполне оправданным, поэтому, должно быть уравнивающее предложение перевозок по более высоким тарифам. В противном случае постоянство транспортных тарифов не побуждает заказчиков более разборчиво относиться к выбору времени пользования транспортом. Требуется отдельного анализа и противоположная ценовая политика, наблюдаемая на транспортном рынке РБ, например, тариф на пользование такси с 6 до 22 часов установлен в размере 295 руб./км, а с 22 до 6 часов – 440 руб./км. Для удовлетворения неоправданно высокого спроса в «часы пик» транспортные предприятия вынуждены наращивать мощность парка подвижного состава, недостаточно эффективно используемого в остальное время. Как следствие – удорожание в целом работы транспортного комплекса, являющееся платой за снижение неопределённости относительно колебаний спроса.

В данной ситуации возникает необходимость применения теории ценообразования в условиях неопределённости. Она убеждает в том, что предполагаемый доход с единицы потенциальной транспортной работы будет выше, если транспортная компания установит два тарифа (исходный T_n и сниженный T_c), а не будет придерживаться политики единой цены. Пользующиеся услугами транспортных компаний субъекты хозяйствования пытаются теперь получить скидки, по возможности

перемещая время поездок и перевозок своих грузов в течение суток, дней недели, месяцев и даже сезонов. Тем самым создаётся ситуация неопределённости относительно ценности, присуждаемой заказчиком перевозке в конкретный период. Фактор времени играет здесь решающую роль в определении идентичности товара, каковым является перевозка. С точки зрения покупателя транспортных услуг, перемещения его груза или поездка в другое время не являются прежним товаром. К тому же, у него нет полной уверенности в том, что спустя максимально возможное для него время, представится возможность перевозки по сниженному тарифу. Это не укладывается в рамки ценовой дискриминационно-определённой гипотезы, предполагающей некоторое постоянство товарного ассортимента в периоды исходной и сниженной цены.

Использованию двухтарифной политики способствует бóльшая информированность менеджмента о возможности потребителей платить больше за перевозку в наиболее популярное время, являющаяся результатом мониторинга рыночного спроса, находящего отражение в распределении вероятностей тарифов, которые потребители желают оплачивать за пользование транспортом в определённые периоды. Частный, но преобладающий результат изучения рынка, – когда функция спроса задаётся в виде прямой с отрицательным наклоном. Тогда при условии наличия достаточной дисперсии распределения тарифов, автотранспортное предприятие, пользуясь пятидесятипроцентной скидкой, до предела увеличит суммарный доход от перевозок в «часы пик» и в остальное время. Это предполагает возможность установления тарифа на уровне не менее 133,3% от предельных издержек транспортного производства, что проблематично в условиях проводимой правительством политики цен и доходов.

Теория неопределённости показывает, что процент скидки и процент превышения тарифом предельных издержек в состоянии рыночного равновесия будут меньше, а доля нашедших покупателя транспортных услуг значительно больше с уменьшением дисперсии тарифов. С увеличением разброса мнений заказчиков о максимальной приемлемой для них стоимости перевозки у перевозчика появляется возможность даже выполнять работу бесплатно в наименее загруженное для него время. Возникает одно из решений проблемы обслуживания социально незащищённых пассажиров. Данная схема применима и на грузовом транспорте: нулевой тариф T_n в условиях конкурентного рынка можно получить, пользуясь услугой в периоды, имеющие наименьшую популярность у заказчиков. В таблице в качестве примера представлены две ситуации практического применения теории ценообразования в условиях неопределённости.

Примеры тарифных планов

Дисперсия возможных тарифов	(330, 300, ..., 90, 60)			(270, 240, ..., 150, 120)		
	T_n	T_c	T_n	T_n	T_c	T_n
Тариф	240	120	0	210	120	—
Рентабельность, %	67	-17	-100	27	-27	—
Реализация, %	40	40	20	50	50	0
MC_L	144			165		

Дифференциация тарифов во времени на транспортном рынке республики, при разумном проведении, выглядит достаточно привлекательным, надёжным и эффективным способом снижения транспортных издержек в экономике. Процесс её внедрения требует отказа от прямого государственного контроля над тарифами в области перевозок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Стивенсон, Вильям Дж. Управление производством.— М.: БИНОМ, 1999.—927 с.: ил. 2. Формирование цен и тарифов.— Мн.: ООО «Информпресс», 2001.— 104с. 3. Pashigian, B. Peter. Price theory and applications. — McGraw-Hill Co, Inc, 1995.—VII-XXIII, 760 p.: ill.

УДК 338.5:629.114.2.002

асп. В.В КУПЦОВА (БГПА)

ЭКОНОМИКО-МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЕТА ЦЕН ВЫПУСКАЕМЫХ И ПРОЕКТИРУЕМЫХ ТРАКТОРОВ ПО «МТЗ»

Минский тракторный завод, являясь одним из флагманов машиностроительной отрасли республики, осуществляет выпуск широкой номенклатуры тракторной техники, обладающей значительными функциональными возможностями, что позволяет ей находить применение в самых различных сферах сельскохозяйственного производства. Помимо обеспечения потребностей внутриреспубликанского рынка, предприятие экспортирует значительную часть своей продукции в страны дальнего и ближнего зарубежья. География продаж продукции отечественных тракторостроителей широка и включает США, Канаду, Россию, страны Европейского союза, Латинской Америки, Центральной и Юго-

Восточной Азии. При этом МТЗ приходится выдерживать жесткую конкуренцию со стороны иностранных производителей, что предъявляет повышенные требования к параметрам и потребительским свойствам производимых предприятием тракторов.

Потребность в постоянном совершенствовании качества выпускаемой продукции, дальнейшем расширении модельного ряда, учете особенностей сбытовых регионов и усиливающаяся конкуренция требует проведения продуманной и взвешенной маркетинговой политики, направленной на обеспечение устойчивого развития завода, увеличение объемов производства и диверсификацию рынков. В этих условиях особую значимость приобретают задачи ценообразования выпускаемой и проектируемой тракторной техники. Предлагаемые в данной области решения должны обеспечивать не только качественную, но и количественную оценку целесообразности производства той или иной модели трактора, обоснование устанавливаемых цен, определяемых ее потребительскими свойствами, технико-эксплуатационными характеристиками, конструкционными особенностями и спецификой рынков сбыта.

Для установления и обоснования цен на проектируемую тракторную технику предложены статистические методы корреляционно-регрессионного анализа, использование которых обеспечивает:

- возможность предварительного прогноза цены проектируемой модели с высоким уровнем достоверности и в отсутствие информации, обеспечиваемой в результате эксплуатации ее опытных образцов. Прогноз основывается на данных о представленной на рынке тракторной техники как производства МТЗ, так и зарубежных аналогов;

- выявление существующих взаимосвязей между параметрами и потребительскими свойствами тракторной техники с одной стороны и ее ценой с другой, установление между ними функциональной (количественной) зависимости;

- создание открытой, адаптируемой экономико-математической модели, позволяющей беспрепятственно вводить в нее дополнительную информацию с целью модифицирования и актуализации функциональной зависимости "цена-характеристики трактора" таким образом, чтобы последняя учитывала все аспекты, способные повлиять на рыночную стоимость тракторной техники.

Экономико-математическая модель задачи определения цен производства проектируемой тракторной техники, основанная на статистических методах корреляционно-регрессионного анализа представима в виде следующей последовательности выполняемых итераций.

1. Формализация исходных данных. Исходными данными задачи

является экономико-статистическая информация о моделях тракторной техники различных производителей, представленных на рынке. Эти данные, наряду с прочими, включают технико-эксплуатационные, надежность и прочие характеристики предлагаемых тракторов, а также цены на них, установившиеся к моменту расчета.

Вся тракторная техника, представляется в виде совокупности или выборки исследуемых объектов вида

$$X_1, X_2, \dots, X_i, \dots, X_n \quad (1)$$

отдельные элементы которой X_i , являются описанием определенных моделей, имеющих на рынке. Для каждого элемента выборки и, следовательно, модели трактора, определен ряд характеристик представляемый в виде:

$$X_i = (x_1, x_2, \dots, x_j, \dots, x_k) \quad (2)$$

и называемый вектором значений факторных признаков x_j объекта совокупности. Кроме вектора значений факторных признаков каждый объект исходной совокупности характеризуется значением результативного признака Y_i , представляющим собой цену данной модели трактора на момент проведения расчетов. Задача состоит в том, чтобы проанализировать изменение результативного признака на совокупности исследуемых объектов, представленных собственными векторами значений факторных признаков. Целью подобного анализа является построение функциональной зависимости вида:

$$Y = f(X) = f(x_1, x_2, \dots, x_k), \quad (3)$$

позволяющей оценить связь между факторными признаками и результативной величиной Y . Выражение (3) называется регрессией величины Y на множестве аргументов-признаков X . В дальнейшем, на основании полученного уравнения регрессии реализуется экстраполирующий или интерполирующий прогноз ожидаемых значений результативного признака (стоимости проектируемых моделей тракторной техники) при значениях факторных признаков, не входящих в исходную анализируемую совокупность (планируемых параметров и потребительских свойств разрабатываемых тракторов), путем подстановки последних в уравнение регрессии.

2. Анализ совместного распределения результативного признака и отдельных факторных признаков с целью определения вида функциональной связи. Исходную статистическую информацию для удобства ее последующей обработки сводят в таблицу "признаки-результат", так называемую ПР-таблицу. После этого определяют ха-

рактир имеющейся связи между результативным и факторными признаками. Такая связь, в общем случае, может быть различной: линейной, квадратичной, гиперболической и пр. Вид существующей зависимости определяет искомое уравнение регрессии. Для определения типа связи проводят анализ совместного распределения результативного и отдельных факторных признаков по рассматриваемой совокупности. Для этого строят графики распределения исследуемых объектов совокупности в пространстве "признак-результат", называемые "корреляционными плоскостями", на основании которых и делается заключение о существовании того или иного типа связи, либо о ее отсутствии. Дополнительно вычисляют количественные оценки тесноты устанавливаемой связи, такие как корреляционное отношение и коэффициент детерминации.

3. Определение подсистемы информативных факторных признаков. С целью снижения размерности задачи, повышения надежности и достоверности получаемых статистических оценок параметров и упрощения вычислений из всего множества факторных признаков необходимо выделить подсистему информативных, тех, которые, в основном, определяют значение результативного признака.

Для определения подсистемы информативных признаков в многофакторной системе необходимо определить множество показателей тесноты связей, имеющих разный смысл и применение. На их основе дается оценка тесноты связей факторных признаков с результативным, отсеиваются не влияющие на изменение результативной величины факторы, исключаются функционально связанные признаки, искажающие результаты прогнозирования и способные критически отражаться на достоверности получаемых решений.

4. Определение коэффициентов уравнения регрессии и запись уравнения связи. На основании данных ПР-таблицы для выделенной подсистемы информативных признаков определяются коэффициенты линейного уравнения регрессии.

5. Оценка надежности установленной корреляционной связи. На основании определенных коэффициентов уравнения регрессии и величины коэффициента множественной детерминации проводится анализ надежности установленной корреляционной связи. Для этого используются методы дисперсионного анализа, требующие вычисления величин объясненной и остаточной дисперсии, определения вероятности нулевой гипотезы о наличии связи, а также критерия Фишера (F-критерия), позволяющего судить о ее надежности. В случае, когда помимо показателя общей тесноты связи вариации результативного при-

знака со всеми факторами, входящими в регрессионное уравнение, необходимо оценить тесноту связи результативной величины с каждым отдельным фактором вычисляют коэффициенты раздельной, частной и последовательной детерминации. Перечисленные оценки позволяют подробно и во всех аспектах проанализировать установленную корреляционную связь, позволяя выявить информативность каждого отдельного факторного признака, а также вычислить величину системного эффекта, появляющегося вследствие многофакторного характера зависимости.

6. Вероятностная оценка надежности полученных параметров уравнения регрессии и корректировка гиперплоскости связи. На данном этапе необходимо оценить надежность полученных параметров, сопроводить значения вероятностными оценками, определить среднюю ошибку и доверительные границы для каждого параметра. Вероятностная оценка параметров регрессии осуществляется путем сравнения оцениваемой величины со средней случайной ошибкой.

7. Прогноз значений результативного признака. Прогноз значений результативного признака выполняется путем подстановки в уравнение регрессии ожидаемых величин факторных признаков нового объекта, не входящего в исследуемую совокупность. Значение, полученное в результате такой подстановки, называется точечным прогнозом.

8. Интерпретация полученных результатов. После определения значения точечного прогноза результирующего признака и границ доверительного интервала необходимо выполнить интерпретацию полученных результатов в терминах исходных данных.

С учетом способа формализации исходной статистической информации главным итогом выполнения необходимых вычислений по разработанной экономико-математической модели задачи является следующие выводы.

Цена проектируемой модели трактора, определяемая ее предполагаемыми параметрами и характеристиками с учетом представленного на рынке модельного ряда тракторной техники, сформировавшейся системой потребительских предпочтений и времени выполнения прогноза может принимать ряд значений, описываемых доверительным интервалом полученного решения, причем наиболее статистически обоснованным значением ее величины выступает его середина (точечный прогноз результирующей величины).

УПРАВЛЕНИЕ ОБОРОТНЫМИ АКТИВАМИ ПРЕДПРИЯТИЙ В УСЛОВИЯХ СТАНОВЛЕНИЯ РЫНОЧНЫХ ОТНОШЕНИЙ

Финансовая устойчивость предприятия во многом определяется эффективностью проводимой политики управления оборотными активами. В условиях инфляции и платежного кризиса предприятиям необходимо искать пути совершенствования управления финансовыми ресурсами. Наряду с накопленным практическим опытом нужно стремиться использовать новые методы финансового управления, которые уже получили успешное развитие в развитых странах.

Финансовый менеджмент представляет собой, с одной стороны, науку, а с другой - профессиональную деятельность, направленную на эффективное использование собственного и заемного капитала предприятия с целью получения наибольшей прибыли.

Главная функция финансового менеджера - управление активами предприятия, в том числе оборотными активами. Эффективное управление оборотным капиталом способствует увеличению доходов и снижению риска дефицита денежных средств. С помощью оптимального управления товарно-материальными запасами, денежными средствами и дебиторской задолженностью можно добиться желаемых финансовых результатов, вывести предприятие на иной, более совершенный уровень, минимизировать коммерческий риск и затраты. Сумма, инвестируемая в каждую позицию оборотных активов, может изменяться ежедневно и должна тщательно контролироваться. Например, необоснованное завышение товарно-материальных запасов может оказаться дорогостоящим, но при недостаточном их объеме предприятие может понести убытки.

К сожалению, в настоящее время в республике Беларусь ситуация с оборотным капиталом остается сложной. Предприятия испытывают хронический его дефицит. Количество неплатежеспособных предприятий в республике уже превысило 50 %.

Отсутствие инвестиций в реальный сектор экономики, дефицит оборотных средств, изношенность большей части основных фондов у многих предприятий привели к снижению конкурентоспособности отечественной продукции на мировом рынке и, в первую очередь, на рынке Российской Федерации.

Неплатежи и высокая инфляция не дают возможности накапливать в необходимых размерах прибыль, которая традиционно является источником финансирования текущих активов. В 2000 году ресурсы подо-

рожали почти в 2,5 раза, причем их рост в цене происходил в 1,3 раза быстрее, чем рост цен на продукцию.

Политика управления оборотным капиталом включает два основных вопроса: какой уровень оборотного капитала наиболее оптимален, в том числе по элементам, и каковы возможные источники их финансирования.

На любом предприятии величина *запасов*, подобно уровню дебиторской задолженности, во многом определяется объемом реализации. Но, в отличие от дебиторской задолженности, формирование запасов происходит на первой стадии производственного цикла. Поэтому необходимо правильно сделать прогноз относительно объемов предстоящей реализации до того, как принимать решение об уровне запасов. Принятие нерациональных решений немедленно приведет к потерям в объемах реализации или к излишним расходам по хранению запасов и недополучению доходов.

Управление запасами направлено на решение следующих задач: определение объема производства или заказа товарно-материальных ценностей; сроков заказа или производства партий; определение групп запасов, требующих особого внимания; оптимизация расходов по поддержанию запасов. Цель управления запасами – найти такую их величину, которая позволила бы минимизировать общие расходы по их поддержанию, но в то же время, обеспечила бы достаточно эффективную работу предприятия. Недостаток запасов на рынке обуславливает необходимость поддержания дополнительных страховых запасов. Их отсутствие может вызвать потери в объеме реализации, утрату доверия заказчиков и другие последствия.

Кроме решения проблемы анализа и оптимизации уровня товарно-материальных запасов необходимо также использовать определенные методы контроля запасов, которые могут дифференцироваться в зависимости от размеров предприятия и характера запасов. Как показывают исследования, далеко не все отечественные предприятия уделяют должное внимание данным вопросам.

Процесс управления *дебиторской задолженностью* необходимо начинать с решения вопроса о целесообразности предоставления кредита покупателю. Задача финансового менеджера - предотвратить излишнее увеличение дебиторской задолженности, которое приводит к снижению денежных поступлений и возникновению безнадежных долгов, способных целиком поглотить прибыль фирмы.

Поддержание как запасов, так и дебиторской задолженности связано со значительными затратами, управление которыми требует особого внимания. Практика показывает, что значительный рост дебиторской задолженности для многих предприятий вызван как ростом числа не-

платежеспособных и убыточных предприятий, так и наличием клиентуры, финансирование которой осуществляется из бюджета.

В качестве способов минимизации возможных потерь и ускорения взимания платежей, с нашей точки зрения, можно предложить следующие: перепродажу права на взыскание долгов; необходимость оценки финансового состояния клиентов; обязательное составление счетов; группировку дебиторской задолженности по срокам оплаты (расположение счетов к оплате по времени, истекшему с даты их выставления) для выявления покупателей, нарушивших сроки оплаты, установление по отдельным клиентам процентов по просроченным платежам; подготовку отчета об убытках по безнадежным долгам, характеризующего накопленные убытки по покупателям, условиям продажи и размерам сумм; страхование кредитов с целью предотвращения непредвиденных потерь от безнадежного долга. При принятии такого решения целесообразно оценить ожидаемые средние потери от безнадежного долга, способность фирмы противостоять этим потерям и стоимость страхования.

В условиях кризиса неплатежей и нехватки оборотных средств необходимо, на наш взгляд, расширять использование факторинга. Факторинг является эффективным инструментом финансирования оборотного капитала поставщика. Эта форма договорных отношений пока не получила должного развития из-за отсутствия заинтересованности со стороны участников и несовершенства законодательства. В регламентации действующих нормативных документов факторинг не охватывает всех возможных операций, которые могут осуществляться в рамках этой формы сотрудничества. Зарубежная практика показывает, что оптимальный результат факторинг дает в тех случаях, когда используется полный комплекс финансовых услуг.

Современные методы управления *денежными средствами* предусматривают синхронизацию денежных потоков, использование денежных средств в пути, ускорение денежных поступлений, пространственно-временную оптимизацию банковских расчетов и контроль выплат. Целесообразно составлять бюджет денежных средств как для планирования, так и для текущего контроля. Устанавливаемый предприятием норматив остатка денежных средств должен учитывать фактор времени, т.е. отражать возможность сезонных колебаний и долгосрочных изменений хозяйственных операций. Постоянное привлечение банковского кредита на покрытие части потребности в оборотных средствах позволило бы предприятию установить прочные долговременные отношения с банком, тем самым снизив стоимость кредита и риски неплатежа по своим обязательствам.

При образовании излишка денежных средств любой руководитель предпочтет его выгодно инвестировать. Исходя из сложившейся ситуации в Беларуси в качестве направлений вложения временно свободных

денежных средств предприятий можно предложить государственные ценные бумаги; векселя; депозитные сертификаты; депозитный счет. При этом ГЦБ не облагаются налогом на доходы, в то время как векселя и депозитный сертификат облагаются по ставке 40%, а депозитный счет облагается налогом на прибыль по ставке 30%.

В качестве основных источников финансирования оборотных средств выступают собственные оборотные средства предприятий, кредиты и кредиторская задолженность. В связи с этим финансовый менеджер должен определить их оптимальное сочетание. Увеличение доли собственных средств за счет любого из перечисленных источников способствует усилению финансовой устойчивости предприятия.

Несмотря на некоторую неустойчивость положения коммерческих банков в Беларуси в рамках стратегии финансирования актуальным, на наш взгляд, является активизация использования краткосрочного банковского кредитования. Использование краткосрочного кредита во многих случаях более рискованно по сравнению с долгосрочным, однако оно имеет ряд преимуществ. Альтернативный источник финансирования оборотного капитала – кредиторская задолженность. Кредиторская задолженность может быть наиболее значимой частью краткосрочных обязательств.

В заключение отметим, что управление всеми элементами оборотных активов должно осуществляться непрерывно. Принятые решения необходимо корректировать при изменении факторов или условий, на которых основывалось их принятие. Финансовый менеджер должен четко понимать взаимосвязь всех факторов, влияющих на уровень финансового состояния предприятия. Кроме использования теоретических и практических знаний необходимо учитывать характер и перспективы взаимоотношений с партнерами. Результат этих взаимоотношений практически определяет эффективность управления финансами.

УДК 339.13.08

В.С.ЯРЕСЬКО, канд. техн. наук, асп. Д.В.КАПСКИЙ (БГПА)

КОНЦЕПЦИИ МАРКЕТИНГА УСЛУГ НА ТРАНСПОРТЕ

В настоящее время транспортные предприятия и организации Республики Беларусь работают в условиях рынка. Работа в таких условиях требует наличия у специалиста по оказанию транспортных

услуг знаний современных принципов и методов управления рыночными процессами, принципов и методов маркетинга. В Республике Беларусь имеется еще не достаточное число квалифицированных специалистов в области маркетинга транспортных услуг. Поэтому необходимо четкое определение концепций маркетинговой деятельности для предприятий транспорта, исходя из предлагаемых ниже подходов.

В общем виде маркетинговую деятельность в сфере транспорта можно представить как процесс решения задач, направленных на достижение желаемого уровня оказания услуг. Обычно, деятельность в сфере маркетинга осуществляется в рамках какой-либо концепции. Основу каждой принятой концепции составляет ее соответствующее содержание.

За основу возьмем следующую трактовку термина "концепция":

"Концепция – основные понятия (идея), определяющие принципы действия и методы реализации той или иной системы, обеспечивающей достижение поставленной цели".

Исходя из этого, маркетинг услуг на транспорте определим как "Идея удовлетворения нужд, потребностей и запросов потенциальных потребителей в работах и услугах транспорта посредством обмена".

Конкретизированные формулировки концепций маркетинга транспортных услуг для различных ситуаций и деятельности в различных сегментах рынка услуг транспорта приведены ниже.

1. Рыночная концепция. Основана на создании условий для появления большого (необходимого) числа транспортных предприятий и организаций, имеющих различный статус и представляющих для потребителей возможности выбирать перевозчика, экспедитора, посредника, то есть создание конкурентной среды на рынке услуг транспорта. Этой концепции должны придерживаться руководящие структуры государства и Министерства транспорта и коммуникаций Республики Беларусь в период разгосударствления и приватизации предприятий транспорта с целью ликвидации монополизма и дефицита на все виды услуг транспорта, а также субъекты хозяйствования транспорта, чтобы освоить правила "игры" в условиях рыночной экономики.

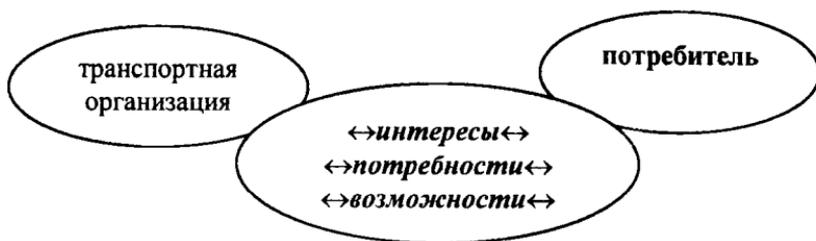
2. Традиционная концепция. Основывается на анализе потребностей во всех видах услуг транспорта как отдельных предприятий, так и взаимосвязанных комплексов, как отдельных граждан, так и групп населения, и разработке таких услуг, которые бы больше удовлетворяли нужды потребителей. Данную концепцию применяют транспортные предприятия, имеющие любой статус и

принадлежащие к любой форме собственности. Главное, что специалист по маркетингу должен понять и решить задачи, которые ставит жизнь не только перед транспортниками, но и перед потребителями услуг транспорта, при этом в большей степени стараясь удовлетворить их нужды и потребности.

3. Производственная концепция. Потребители услуг транспорта ориентируются на доступные по цене услуги, а транспортная организация стремится снизить свои затраты P ($P \rightarrow \min$), чтобы снизить тарифы на услуги. Этой концепции могут придерживаться, например, подразделения белорусской железной дороги и крупные и средние автомобильные транспортные предприятия, осуществляющие регулярные перевозки массовых навалочных и наливных грузов, тарноштучных грузов и грузов большой массы, применяющие высокопроизводительные перевозочные технологии, и использующие при перевозках автомобильные поезда, оборотные полуприцепы и контейнеры.

4. Комплексная концепция. В основе этой концепции лежит идея комплексного обслуживания потребителей. Набор услуг по комплексности и качеству представления превосходит ранее предоставляемые, полнее учитываются нужды и потребности клиентов, тем самым создается для потребителя больше удобств и выгод. Данной концепции придерживаются: авиакомпании, осуществляющие пассажирские и грузовые перевозки; Белорусская железная дорога при осуществлении грузовых и пассажирских перевозок в международном сообщении; пассажирские автомобильные транспортные предприятия, обслуживающие туристические и экскурсионные организации (агентства); транспортно-экспедиционные предприятия, осуществляющие междугородные перевозки мелких партий грузов сборными помашинными отправлениями и в контейнерах, а также осуществляющие междугородные перевозки грузов по методу тяговых плеч или по часовым графикам; автомобильные транспортные предприятия, обслуживающие транспортные узлы, железнодорожные станции, речные, морские порты, аэропорты; автомобильные транспортные предприятия, обслуживающие предприятия торговли и общественного питания; автомобильные транспортные предприятия, участвующие в работе современных производственно-транспортно-распределительных (логистических) систем.

5. Социальная концепция. В основе - баланс интересов, потребностей и возможностей как транспортных организаций, так и потребителей.



Эту концепцию могут взять на вооружение транспортные предприятия, осуществляющие городские и пригородные перевозки пассажиров (социально значимые перевозки), и транспортные организации, осуществляющие свою деятельность в районах, пострадавших в результате аварии на Чернобыльской АЭС. Естественно, что транспортная деятельность в этом случае должна осуществляться в тесном контакте с соответствующими государственными органами, общественными объединениями и фондами.

Ознакомившись с рекомендуемыми к использованию концепциями участникам транспортного рынка необходимо понять, что любая концепция маркетинга позволяет на определенном уровне эффективно осуществлять деятельность транспортной организации в зависимости от уровня ее использования, является лишь руководством к планированию с учетом реальной, постоянной изменяющейся ситуации. Осознав это, можно рассчитывать на верный системный подход к решению задач по оказанию транспортных услуг.

СОДЕРЖАНИЕ

Расчет и конструирование

Гришкевич А.И., Лебедев М.С., Молибошко Л.А., Руктешель О.С. Оценка влияния конструктивных параметров автомобиля на управляемость и устойчивость	3
Руктешель О.С. Выбор концепции построения имитационных моделей агрегатов и систем транспортных средств	7
Руктешель О.С., Сидоров С.А. Моделирование гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала и определение её нагруженности	10
Бусел Б.У. Расчетно-экспериментальные исследования нагруженности дотрансформаторного участка трансмиссий самосвалов БелАЗ	14
Фирсов М.А., Молибошко Л.А. Динамический анализ кабины	18
Иванов В.Г. Критические ситуации и активная безопасность автомобиля	21
Бойков В.П., Зеленый П.В., Жданович Ч.И. Опыт создания тандем-колёсных резино-гусеничных движителей	25
Зеленый П.В. О технологических основах и технических концепциях управления движением сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов	29
Сафонов А.И. Методика дорожных и стендовых испытаний троллейбусов для исследования тяговых и тормозных характеристик	34
Кухаренок Г.М. Зависимость для определения продолжительности сгорания топлива в дизелях	39
Кухаренок Г.М., Трикозенко В.В. Влияние ступенчатого впрыска топлива на показатели работы дизеля	43
Бренч М.П. Определение угла опережения впрыска топлива в автотракторном дизеле методом факторного эксперимента	48

Эксплуатация и диагностика

Капустин Н.М., Гурский А.В., Евстратенко Е.А. Исследование надежности автобусов МАЗ	52
Капский Д.В. Анализ и прогнозирование аварийности с учетом экспертной практики	55
Хлебникова И.А. Транспортное обеспечение туристической деятельности	59
Сай А.С., Трифонов А.В. Предпосылки формирования системы инструментального контроля автомобилей на соответствие международным стандартам	62
Расолько А.М., Пашин А.Д., Зеленый Е.П. Оперативное измерение эксплуатационных параметров автомобильных шин при их диагностировании	66

Савич Е.Л., Гурский А.С. Диагностирование систем впрыска бензиновых двигателей	71
Бармин В.А. Некоторые аспекты диагностирования автотракторных дизелей	74
Мочалов В.В. Микропроцессорная идентификация типа и скорости транспортных средств	77
Таяновский Г.А. Информационная технология расчета и согласования агрегатирования тракторов на транспорте	80

Гидропневмосистемы и агрегаты машин

Глазков Л.А., Сиводед А.В., Бартош Ю.В., Гляцевич А.А. Особенности процессов атмосферной коррозии и механизм защитного действия смазок в условиях с повышенным содержанием хлоридов	87
Глазков Л.А., Жилянин Д.Л., Малецкий Д.С., Тарбаев З.В. Установка для закалки крупногабаритных штампов воздушной жемью	91
Волохович М.Г. Критерии выбора конструктивных элементов насосов ГУР	95
Казаченко Г.В., Шульдова С.Г. Моделирование вакуумного формирования заготовок фильтрованием гидромассы	98
Казаченко Г.В., Ринкевич В.П. О выборе соотношения между длиной матричного канала и его диаметром в плоском грануляторе	103
Гиль С.В. Определение коэффициента приведения объема трубопровода к объему наполняемой емкости	107
Павлович А.Э., Широков Б.Н. Некоторые нововведения для повышения схемной надежности пневмопривода тормозов	111

Экономика и коммерческая деятельность

Ивуть Р.Б. Система реорганизации управления промышленностью Республики Беларусь	116
Самойлюкович В.В. Некоторые аспекты финансирования научной деятельности	120
Косовский А.А., Кисель Т.Р. Эффективность и методологические принципы построения региональных транспортных логистических систем	123
Красовский Ю.М. Возможности эффективного применения временной дифференциации тарифов на транспорте	128
Купцова В.В. Экономико-математическая модель расчета цен выпускаемых и проектируемых тракторов ПО "МТЗ"	130
Грузд Т.В. Управление оборотными активами предприятий в условиях становления рыночных отношений	135
Ярьсько В.С., Капский Д.В. Концепции маркетинга услуг на транспорте	138

Научное издание

КОНСТРУИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ ТРАКТОРОВ

Выпуск 7

Ответственный за выпуск А.П.Аношко

Технический редактор Л.Г.Страусова

Сдано в набор 2001. Подписано в печать 2001.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.

Уч.-изд. л. 7,9. Усл. печ. л. 6,19. Тираж 250 экз. Заказ 856

Налоговая льгота –Общегосударственный классификатор

Республики Беларусь ОКРБ 007-98, ч. 1; 22.11.20.500

Издательство УП "Технопринт", ЛВ № 380 от 29.04.1999

Отпечатано на УП "Технопринт", ЛП № 203 от 26.01.1998

220027, Минск, пр-т Ф. Скорины, 65, корп. 14, оф. 215, тел 231-86-93