ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 5 • май• 2014

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 338

ПЕРСПЕКТИВЫ УСТОЙЧИВОГО РАЗВИТИЯ РОССИЙСКОЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Д-р экон. наук **А.Ю. ПЛАТКО, Е.А. НАЯНОВ**
Университет машиностроения (МАМИ)
(495. 223-05-23)

Рассматривается методический подход к построению системы устойчивого развития автомобилестроительной отрасли, основанный на оценке ее экономических, экологических и технологических показателях качества.

Ключевые слова: *устойчивое развитие, сбалансированное развитие, концепция долгосрочного развития, эколого-экономический баланс, системное управление.*

Platko A.Yu., Nayanov E.A.

PROSPECTS OF SUSTAINABLE DEVELOPMENT FOR THE AUTOMOTIVE INDUSTRY OF RUSSIA

Methodical approach to the construction of sustainable development automotive industry based on an assessment of economic, environmental and technological quality indicators is considered.

Keywords: *sustainable development, balanced development, the concept of long-term development, ecological and economic balance, system management.*

Стремление соответствовать мировым стандартам качества во всех сферах жизнедеятельности подталкивает отечественных производителей различных товаров к поиску и научному обоснованию подходов, обеспечивающих сбалансированное эколого-экономическое развитие как отдельных предприятий, так и целых отраслей. Так, все уже осознали, что только за счет технических и технологических инноваций, без учета влияния факторов экологического характера, поступательный рост становится невозможным. И инструмент решения этой проблемы есть: формализованная система взаимодействия экономических, экологических и технических критериев на всех этапах жизненного цикла инновации (формула № 1 в таблице) [1, 2]. При этом N_l, N_m, N_k – множество возможных решений по соответствующим критериям. В общем виде она может быть описана формулой № 2 и рассматриваться в качестве подсистемы какой-то более сложной системы. Например, автомобилестроительной отрасли. В этом случае управление бизнес-процессами в полном жизненном цикле инновации, обеспечивающее получение результирующих значений критериев качества системы по ее экономическим, экологическим и техническим характеристикам, дает возможность зафиксировать количественные целевые ориентиры ее сбалансированного развития, т.е. цепочку $\chi^1, \ldots, \chi^n$. Тогда значения критериев качества проектируемых подсистем оцениваются, как фазовые координаты траектории движения объекта исследования, которые характеризуют состояние целостной системы в момент времени *t*. Значит, осуществив отбор данных координат на высоких иерархических уровнях с учетом опорных значений ранее определенных критериев качества можно сформировать желаемые результаты деятельности той же автомобильной промышленности, которые могут быть зафиксированы при реализации различных наборов управленческих действий. Управление же объектом в нашем случае (повторяем, что это автомобилестроительная отрасль) сводится к выбору управляющих параметров в виде функций времени. Следовательно, качество достижения первоначально поставленной целевой задачи, которая описывается в общем виде формулой № 3, может быть оценено с помощью функционала, представленного в виде формулы № 4. Иначе говоря, устойчивость развития в течение заданного периода времени отрасли предлагается оценивать через ожидаемые значения этого функционала. Степень же отклонения фактических данных от запланированных показателей может трактоваться как увеличение риска и нарушение условий устойчивости.

Такова теоретическая постановка задачи. Для перехода от теории к практике следует задать функции изменения конкретных данных. Для автомобилестроения – это статистика изменения по годам объемов отгруженных потребителю АТС собст-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\chi_1 = (\{\varphi_{1i}, \Phi_{1i}) \mid i \in N_l\}, \{(\lambda_{1j}, \Lambda_{1j} \mid j \in N_m\}),$ $\{(\mu_{1k}, M_{1k}) \mid k \in N_n\}),$ $\chi_2 = (\{\varphi_{2i}, \Phi_{2i}) \mid i \in N_l\}, \{(\lambda_{2j}, \Lambda_{2j} \mid j \in N_m\}),$ $\{(\mu_{2k}, M_{2k}) \mid k \in N_n\}),$ $\chi_3 = (\{\varphi_{3i}, \Phi_{3i}) \mid i \in N_l\}, \{(\lambda_{3j}, \Lambda_{3j} \mid j \in N_m\}),$ $\{(\mu_{3k}, M_{3k}) \mid k \in N_n\})$	χ_1, χ_2, χ_3, χ_4 – соответственно подсистемы проведения НИР и ОКР, производства, эксплуатации, вторичной переработки и рециклирования; φ_i, Φ_i – экономические качества системы и допустимое множество их проявлений на соответствующем этапе их жизни; λ_j, Λ_j – экологические критерии и допустимое множество их проявлений на соответствующем этапе их жизни; μ_k, M_k – технические критерии и допустимое множество их проявлений на соответствующем этапе жизненного цикла; N_l, N_m, N_k – множество возможных решений по соответствующим критериям
2	$\chi^* = (\{(\varphi_i, \Phi_i) \mid i \in N_l\}, \{(\lambda_j, \Lambda_j) \mid j \in N_m\}),$ $\{(\mu_k, M_k) \mid k \in N_n\})$	–
3	$\frac{d\chi}{dt} = f(\chi^1, \ldots, \chi^n, u^1(t), \ldots, u^r(t))$	$u^1(t), \ldots, u^r(t)$ – управляющие параметры, принадлежащие заданному конечному множеству возможных управленческих решений (U); r – управленческие решения, принимаемые к реализации
4	$J(u) = \int_{t_0}^{t_1} f(\chi^1(t), \ldots, \chi^n(t); u^1(t), \ldots, u^r(t))\,dt \to$ $\to$ extremum при $u \in U$	t_0 – начальное время

венного производства (экономическая компонента), затрат на охрану окружающей среды (экологическая компонента) и затрат на технологические инновации (технико-технологическая компонента).

Все это авторы и проделали применительно к российскому автомобилестроению за период 1995–2011 гг. И для удобства расчетов все данные брались в рублях. То есть объемы отгруженной продукции отрасли оценивались произведением изготовленных легковых, грузовых автомобилей, автобусов и троллейбусов на их средние индексы, отчисления на охрану окружающей среды брались пропорционально объемам производства АТС, затраты на технологические инновации – как доля затрат на производство АТС и оборудования. В итоге были получены рис. 1, 2 и 3, на которых кривые *1* соответствуют фактическим (участки до 2011 г.) и планируемым (участки после 2011 г.) функциям "объемы отгруженных АТС", "отчисления на охрану окружающей среды" и "затраты на технологические инновации", а также кривые *2*, определяющие эти параметры по годам (соответствуют уравнениям регрессии $y = 0{,}0074x^4 + 0{,}4666x^3 - 7{,}6856x^2 + 74{,}149x + 68{,}155$; $y = 6{,}005x^4 + 0{,}0042x^3 - 0{,}08x^2 + 0{,}52x + 0{,}3706$ и $y = 0{,}0035x^3 - 0{,}1509x^2 + 2{,}5851x - 6{,}5393$).

Построена (рис. 4) траектория устойчивого (сбалансированного) развития отрасли, каждая точка которой соответствует годам анализируемого периода, начиная с 1998 г. и заканчивая проектным значением 2020 г. [3–5] (приведенные на осях *X*, *Y*, *Z* млрд руб.).

На основании полученных данных за 1995–2011 гг., а также с уче-

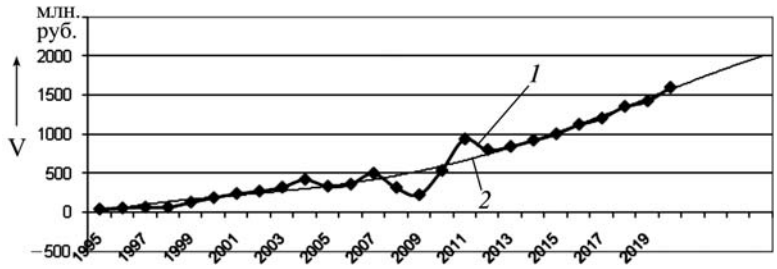


Рис. 1. Функция (1) "объем отгруженных АТС" и ее интерполяция (2)

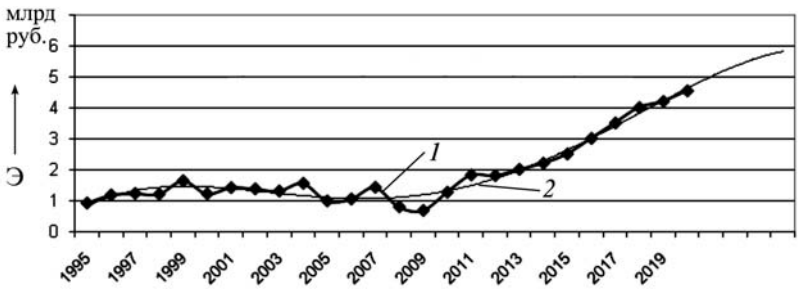


Рис. 2. Функция (1) "отчисления на охрану окружающей среды" и ее интерполяция (2)

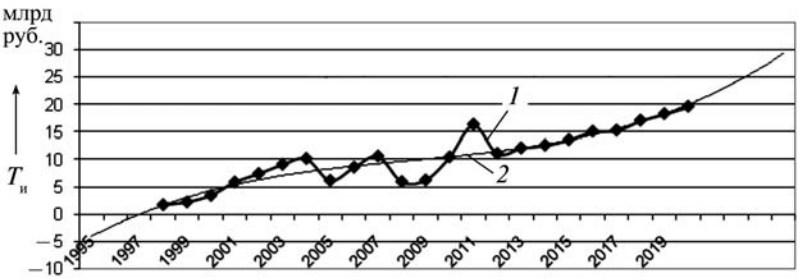


Рис. 3. Функция (1) "затраты на технологические инновации" и ее интерполяция (2)

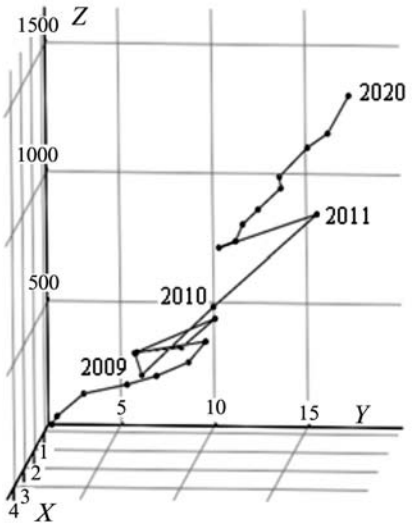


Рис. 4. Траектория развития автомобильной промышленности России до 2020 г.

том того, что к 2020 г., согласно "Стратегии развития автомобильной промышленности", доля автомобилестроения в ВВП страны должна составить 2,38 % при среднем его приросте, равном 4 %, а техногенная нагрузка, наоборот, должна снизиться в 2,5 раза.

Конечно, траектория на участке 2013–2020 гг. – это прогноз. И на практике здесь вполне вероятны отклонения. И если они есть, то их степень свидетельствует о нарушении устойчивости объекта исследования и необходимости разного уровня корректирующих мер управляющего характера, адекватных текущим условиям экономики.

Такие корректирующие меры должны вводиться на основании алгоритма реализации долгосрочного управления (рис. 5), который предполагает оценку допустимого отклонения от траектории устойчивого развития в соответствии со шкалами риска и возможностей нивелирования возникших отклонений при сохранении прежних принципов управления. Другими словами, при невозможности возврата к установленным плановым значениям устойчивого развития, а эти значения, как известно, сейчас нарушены, придется пересмотреть стратегии поведения и "проложить" новую траекторию развития отрасли. При этом целевые ориентиры долгосрочного периода могут либо остаться неизменными,

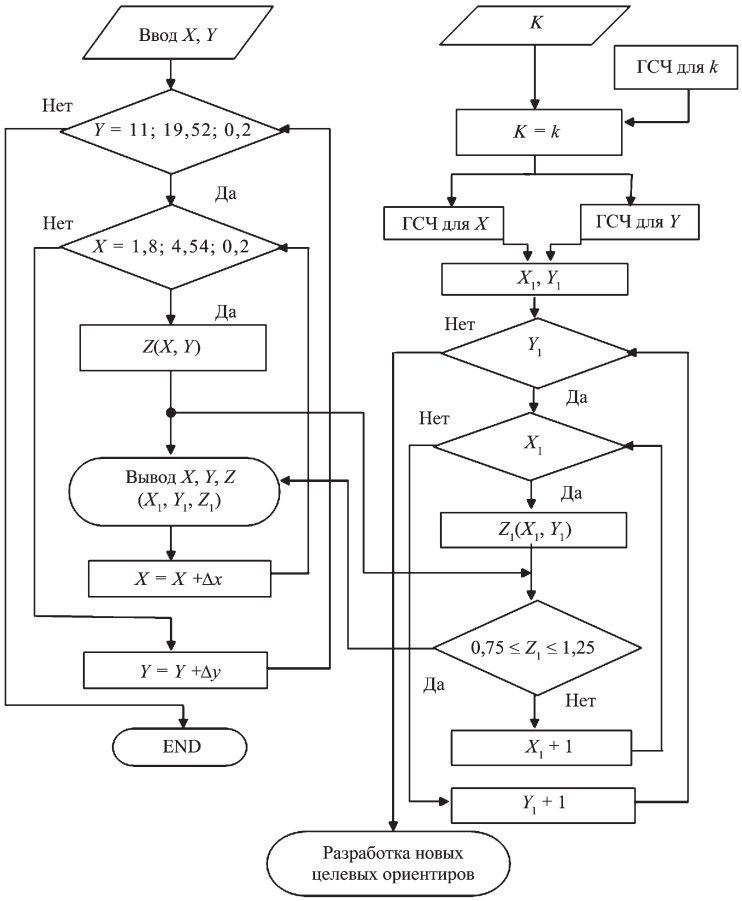


Рис. 5. Алгоритм реализации долгосрочного управления в автомобильной промышленности

либо будут пересмотрены с учетом возникших в последнее время новых факторов экономической конъюнктуры.

Алгоритм реализации, как видим, состоит из двух частей, первая из которых, левая, предназначена для проверки соответствия текущего положения траектории устойчивого развития. При этом начальные условия проверки предполагают анализ в диапазоне изменений параметров X и Y во временном интервале 2012–2020 гг. с заданным шагом Δx (в приведенном на рис. 5 примере $\Delta x = 0{,}2$ млрд руб.). Вторая же (правая) часть алгоритма предусматривает проведение аналитических действий в случае непрогнозируемых внешних изменений (параметр K), которые могут быть сгенерированы с помощью счетчика случайных чисел: если отклонения больше 25 % плановых значений, то потребуется пересмотреть текущие данные и подобрать такие значения X и Y ($X = X_1$, $Y = Y_1$), которые позволят выправить ситуацию и вернуться к запланированным значениям. Если же такой подбор невозможен, то выход из сложившейся ситуации лишь один – разработка новых целевых ориентиров и траектории устойчивого развития.

Литература

1. Графкина М.В. Теория и методы оценки геоэкологической безопасности создаваемых природно-технических систем: диссер. ... д-ра техн. наук. М., 2008. – 335 с.
2. Клир Дж. Системология. Автоматизация решения системных задач: пер. с англ. М.: Радио и связь, 1990. – 544 с.
3. Промышленность России. 2010: стат. сб. Росстат. М., 2010. – 453 с.
4. Промышленность России. 2012: стат. сб. Росстат. М., 2012. – 445 с.
5. Федеральная служба государственной статистики. www.gks.ru (Дата обращения 11.12.2013 г.).

Работа выполнена при поддержке РГНФ. Грант 12-02-00378 "Формирование экономического потенциала устойчивого развития промышленных комплексов на базе эколого-экономической оценки инноваций".

УДК 629.3.014.2

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЦЕЛЬНОМЕТАЛЛОКОРДНЫХ ШИН ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Д-р техн. наук **З.А. ГОДЖАЕВ, С.В. ГОНЧАРЕНКО,**
кандидаты техн. наук **В.С. КАРАБЦЕВ** и **Д.Х. ВАЛЕЕВ**
ОАО "ФИИЦ М" (496. 727-70-16),
ОАО "КамАЗ"

Рассматривается технология определения выходных характеристик цельнометаллокордных автомобильных шин грузового автомобиля.

Ключевые слова: *шина, нагрузка, жесткость, деформация, выходные характеристики.*

Godzhaev Z.A., Goncharenko S.V., Karabtsev V.S., Valeev D.H.

EXPLOITATIONAL FIGURES OF ALL-METAL CORD TIRES OF TRUCKES

Technology of determination output characteristics of truck all-metal cord tires is considered.

Keywords: *tires, loading, stiffness, truck deformation, output characteristics*

Выходные характеристики шины (ВХШ) – фактор, учет которого позволяет разработчикам АТС оценить влияние шин на многие эксплуатационные качества этих АТС [1]. Следовательно, подобрать такие их модели, которые обеспечат наилучшее сочетание данных качеств.

Чтобы получить такую оценку, разработчик должен располагать выходными характеристиками всех или хотя бы большинства шин, выпускаемых промышленностью. Однако, как правило, изготовители шин сообщают далеко не о всех ВХШ, нужных разработчикам АТС. Поэтому последним приходится проводить собственные исследования, руководствуясь соответствующими нормативными документами. Например, в случае шин для грузовых автомобилей – такими, как ГОСТ 5513–97 "Шины пневматические для грузовых автомобилей, прицепов к ним, автобусов и троллейбусов. Технические условия", а также рекомендациями, приведенными в научной литературе [2]. Что не всегда дает точные результаты.

Из сказанного напрашивается вывод: нужна единая и удобная для пользования технология получения ВХШ. И авторы статьи попытались ее создать.

Что она собой представляет, рассмотрим на примере подбора шин для автомобилей КамАЗ.

В качестве объекта исследований авторы взяли четыре шины – две рулевые (285/70R19,5 мод. FR-2 "Мотодор-Мастер" словацкого производства и 285/70R19,5 мод. XZE производства фирмы "Мишлен") и две ведущие (285/70R19,5 мод. NR-201 производства ОАО "Нижнекамскшина" и 285/70R19,5 мод. XDE2 той же фирмы). Все шины – цельнометаллокордные, устанавливают их на один и тот же неразъемный обод размерностью 19,5×7,5″. Внешне они отличаются, главным образом, рисунком корда.

Так, у российской шины мод. NR -201 есть пять ребер, расчлененных на шашки с разнопеременным шагом, причем три ребра в центре беговой дорожки расчленены под углом 76° к плоскости качения и сливаются друг с другом без ярко выраженной межреберной канавки, а два крайних ребра – под углом 90° и граничат с двумя межреберными канавками. У мишленовской шины мод. XDE2+ ребер шесть. Они тоже расчленены на шашки, между которыми есть пять ярко выраженных межреберных канавок. Причем в центре беговой дорожки расчленение грунтозацепов выполнено в виде "косой елки" с углами наклона +76 и – 76°, т.е. навстречу друг другу, а на двух крайних ребрах углы наклона расчленения грунтозацепов близки к 90°. Кроме того, каждая шашка имеет образные прорези, направленные навстречу друг другу относительно центральной плоскости.

Словацкая шина мод. FR-2 имеет ярко выраженные ребра и межреберные канавки, четыре из которых равны по глубине и ширине, а также три равные по толщине и высоте ребра, крайние из которых в 1,5 раза толще трех центральных. Все они имеют частичные прорези в виде запятых и кавычек.

Мишленовский аналог этой шины, шина мод. XZE2+, тоже обладает пятью ярко выраженными ребрами и четырьмя канавками равной глубины и ширины. Но ребра имеют расчленение на шашки под углом 76°, причем этот угол один на всю ширину протектора. Кроме того, у каждой шашки есть Z-образные прорези, наклоненные под тем же углом 76°. Толщина двух крайних ребер в 1,4 раза больше толщины трех центральных.

ВХШ перечисленных выше шин оценивались в лабораторных условиях. При этом некоторые из них измерялись непосредственно, а некоторые рассчитывались по значениям параметров, измеренным на универсальном функциональном стенде СИБ-1М.

Стендовые испытания, как и положено, проводились по "Единой методике испытаний и оценки шин тяговых машин в лабораторных и полевых условиях" [3] и ГОСТ 5513–97. В их ходе выполнялись радиальная обжимка шин, определялись массогеометрические их показатели, радиальная жесткость, снимались зависимости боковой деформации от боковой силы, боковой силы от угла увода, тангенциальной деформации от тангенциальной силы и угла закрутки шины от крутящего момента. В частности, обжимкой в восьми сечениях шин оценивалась их силовая неоднородность при максимальном, минимальном и среднем давлениях в них и нагрузках. Тяговые испытания шин проводились на плоской опорной поверхности в режиме минимальных нагрузок и давлении воздуха в них. Испытывались шины не только в тяговом, но и в тормозном режиме: в первом случае определялись зависимость радиуса качения от силы тяги и значение коэффициента сцепления с опорной поверхностью, а во втором – базовые характеристики шин. По ним оценивались коэффициенты сопротивления качению, сцепления, тангенциальной эластичности (по Е.А. Чудакову), максимальные силы тяги и др.

Рассмотрим эти вопросы подробнее. И начнем с обжимки шин.

Для шин мод. XDE2+ и XZE2+ она проводилась по нагрузочным рядам, приведенным в каталоге фирмы "Мишлен". В результате с ее помощью оценивался средний расчетный радиальный прогиб h_z шин, их коэффициент C_z радиальной жесткости и коэффициент $K_п$ поглощения энер-

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$h_z = h_{z0} + \dfrac{\alpha G_z}{\sqrt{p_w}}$	h_{z0} – постоянный для данной шины коэффициент; α – второй постоянный для нее коэффициент; G_z – нормальная нагрузка на нее; p_w – давление воздуха в ней
2	$C_z = \dfrac{\Delta G_z}{\Delta h_z}$	ΔG_z – приращение G_z; Δh_z – приращение h_z
3	$C_z = \dfrac{\Delta G_z}{h_z - h_{z0}} = \dfrac{\sqrt{p_w}}{\alpha}$	–
4	$K_п = K_{n0} + \dfrac{a}{p_w}$	K_{n0} – постоянный для данной шины коэффициент, характеризуемый асимптотой, к которой стремится гипербола при бесконечном увеличении давления в воздухе в шине; a – постоянный коэффициент, имеющий размерность давления
5	$C_y = \dfrac{d P_y}{d h_y}$; $K_y = \dfrac{Y_y}{h_y}$	Y_y – боковая сила, приложенная к оси вращения колеса; h_y – боковая деформация, создаваемая этой боковой силой
6	$M_к = M_f + \rho P_к$; $r_к = r_x - b\left(1 - \sqrt{1 - \dfrac{P_к}{P_{к\max}}}\right)$	$M_к$ – тяговый крутящий момент, подводимый к оси колеса; M_f – момент сопротивления качению колеса при $P_к = 0$; ρ – силовой (динамический) радиус колеса; $P_к$ – сила тяги, развиваемая колесом; $r_к$ – радиус качения колеса; r_x – радиус качения колеса в режиме холостого хода; $b = r_x - r_{кпр}$ – параметр, определяемый экспериментально; $r_{кпр}$ – предельное значение радиуса качения колеса при $p_к = p_{к\max}$, $p_{к\max} = \varphi_{\max} G_z$
7	$\delta = \dfrac{r_x - r_к}{r} = \delta(P_к) = \delta_{пр}\left(1 - \sqrt{1 - \dfrac{P_к}{P_{к\max}}}\right)$; $\eta_к = \dfrac{P_к r_к}{M_к}$	δ – буксование колеса; $\delta_{пр}$ – предельное его значение, при котором начинается "лавинный срыв" точек контакта шины с опорной поверхностью; $\eta_к$ – тяговый КПД колеса при заданных p_w и G_z
8	$f = \dfrac{M_f}{\rho G_z}$	–
9	$\lambda = \dfrac{b}{2 P_{к\max}}$	–
10	$\varphi_{торм} = \dfrac{P_к}{G_z}$	–

гии. При этом для расчета h_z использовалась зависимость h_z от вертикальной нагрузки G_z и давления p_w воздуха в шине (формула № 1 в табл. 1).

Далее. Радиальная жесткость C_z шины, согласно ГОСТ 17967–72, определяли по формуле № 2. Ее, если учесть формулу № 1, можно записать и в виде формулы № 3. Зависимость же коэффициента $K_п$ от давления воздуха в шине, т.е. отношение площади петли гистерезиса к площади криволинейного треугольника под петлей гистерезиса, при заданном давлении воздуха в координатах $G_z = f(h_z)$, известна. Это формула № 4, предложенная авторами работ [3, 4].

Полученные в итоге нагрузочная универсальная характеристика одной из исследуемых шин, мод. FR-2, а также зависимость гистерезисных потерь в ней от давления воздуха приведены соответственно на рис. 1, 2 и 3.

Податливость C_y, или жесткость K_y, шины в боковом направлении оказывает большое влияние на работу шины, устойчивость и управляемость автомобиля. Но определить их довольно просто (формулы № 5). Полученная на их основе зависимость боковой деформации h_y от боковой силы P_y той же шины FR-2 в качестве примера приведена на рис. 4.

Боковой увод автомобильного колеса, согласно В.И. Кнорозу [4], оценивается углом $\delta_{ув}$ бокового увода, или коэффициентом $K_{ув}$ сопротивления боковому уводу, который представляет собой производную боковой силы

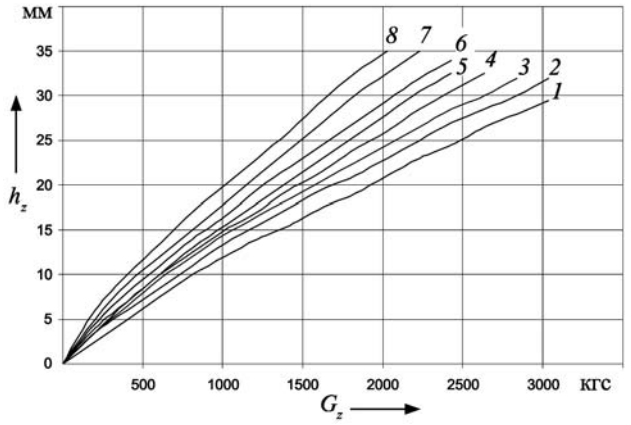


Рис. 1. Нагрузочная характеристика шины 285/70R19,5 мод. FR-2 "Матадор Мастер"

1 – p_w = 1450 кПа; *2* – p_w = 2500 кПа; *3* – p_w = 3550 кПа; *4* – p_w = 4600 кПа; *5* – p_w = 5600 кПа; *6* – p_w = 6700 кПа; *7* – p_w = = 7750 кПа; *8* – p_w = 8700 кПа

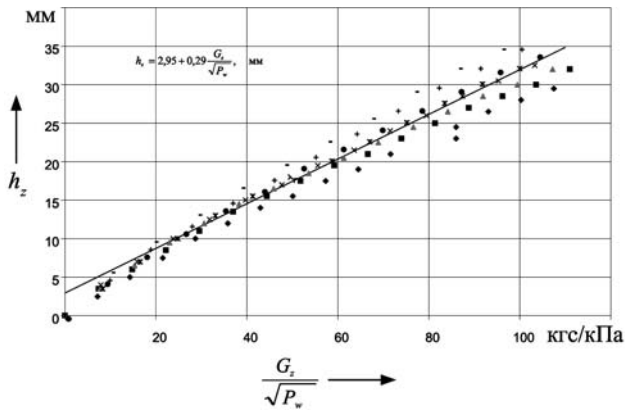


Рис. 2. Универсальная характеристика шины 285/70R19,5 мод. FR-2 "Матадор Мастер"

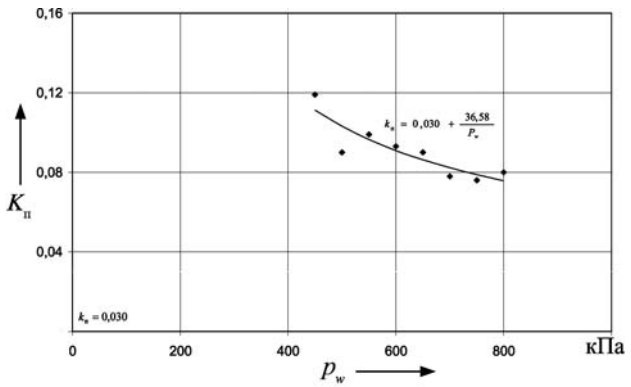


Рис. 3. Зависимость коэффициента поглощения энергии шины 285/70R 19,5 мод. FR-2 "Матадор Мастер" от давления воздуха в ней

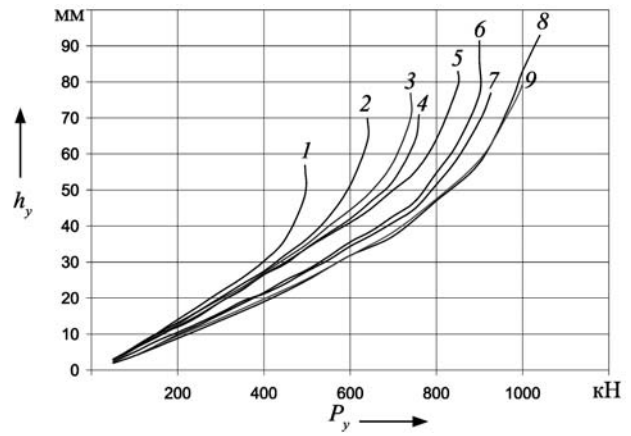


Рис. 4. Зависимость боковой деформации шины мод. FR-2 "Матадор Мастер" от боковой силы, давления воздуха в ней и действующей на нее нагрузки:

1 – p_w = 450 кПа, G_z = 10,13 кН; *2* – p_w = 450 кПа, G_z = = 14,182 кН; *3* – p_w = 450 кПа, G_z = 18,234 кН; *4* – p_w = 500 кПа, G_z = 18,234 кН; *5* – p_w = 500 кПа, G_z = 24,312 кН; *6* – p_w = 600 кПа, G_z = 22,286 кН; *7* – p_w = 700 кПа, G_z = 24,312 кН; *8* – p_w = 800 кПа, G_z = 28,364 кН; *9* – p_w = 800 кПа, G_z = 30,39 кН

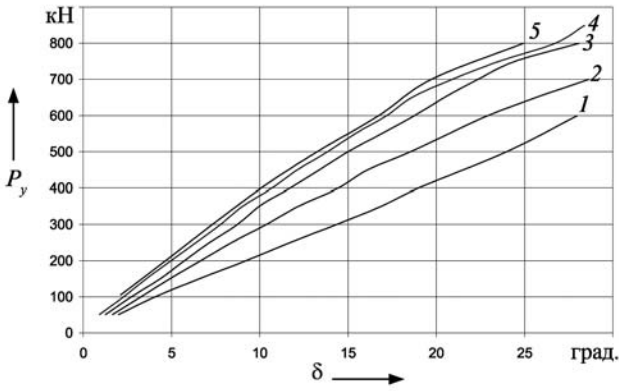


Рис. 5. Зависимость боковой силы от угла увода шины мод. FR-2, давления воздуха в ней и действующей на нее нагрузки:

1 – p_w = 1450 кПа, G_z = 10,13 кН; *2* – p_w = 2500 кПа, G_z = = 18,23 кН; *3* – p_w = 3600 кПа, G_z = 28,36 кН; *4* – p_w = 4700 кПа, G_z = 24,31 кН; *5* – p_w = 5800 кПа, G_z = 30,39 кН

по углу увода (формула № 6). Чтобы изменить его величину при испытаниях шин на боковой увод, задавался угол $\delta_{ув}$ увода и измерялась соответствующая ему боковая сила $P_у$. В результате были получены зависимости боковой силы $P_у$ от угла $\delta_{ув}$ (рис. 5), а также коэффициента $K_{ув}$ сопротивления боковому уводу (рис. 6) от этого же угла.

Неравномерное распределение массы по шине приводит к тому, что ее жесткость C_z (т.е. отношение нагрузки C_z к радиальному прогибу h_z) в процессе качения колеса изменяется даже при постоянной нагрузке G_z, что вызывает вибрации колеса при высокой скорости движения, особенно по дорогам с хорошим покрытием. Поэтому в настоящее время показатель силовой неоднородности нормируется. Например, в России показатель силовой неоднородности металлокордных шин для легковых и легких грузовых автомобилей не должен превышать 2,5 % (ГОСТ 4757–97 "Шины пневматические для легковых автомобилей, прицепов к ним, легких грузовых автомобилей и автобусов" особо малой вместимости), а для цельнометаллокордных шин грузовых автомобилей нормируются радиальная и боковые силы: они, согласно ГОСТ 5513–97

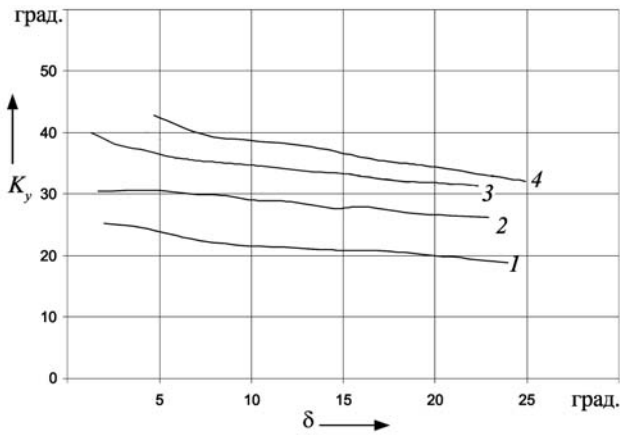


Рис. 6. Зависимость коэффициента сопротивления боковому уводу шины мод. FR-2 "Мотодор Мастер" от угла увода, давления воздуха в ней и действующей на нее нагрузки:

1 – p_w = 1450 кПа, G_z = 10,13 кН; *2* – p_w = 2500 кПа, G_z = = 18,234 кН; *3* – p_w = 3600 кПа, G_z = 28,364 кН; *4* – p_w = 4700 кПа, G_z = 24,312 кН

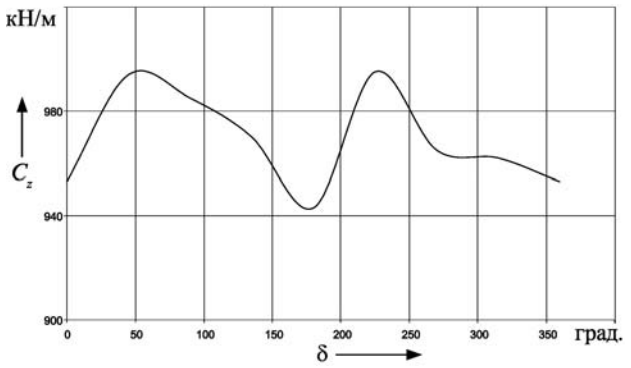


Рис. 7. Изменение радиальной жесткости шины мод. FR-2 "Матадор Мастер" за один ее оборот на плоской поверхности стенда (силовая неоднородность – 5,15 %)

"Шины пневматические для грузовых автомобилей, прицепов к ним, автобусов и троллейбусов", на сдвоенную шину не должны превышать 5 и 2 % от максимально допустимой нагрузки соответственно.

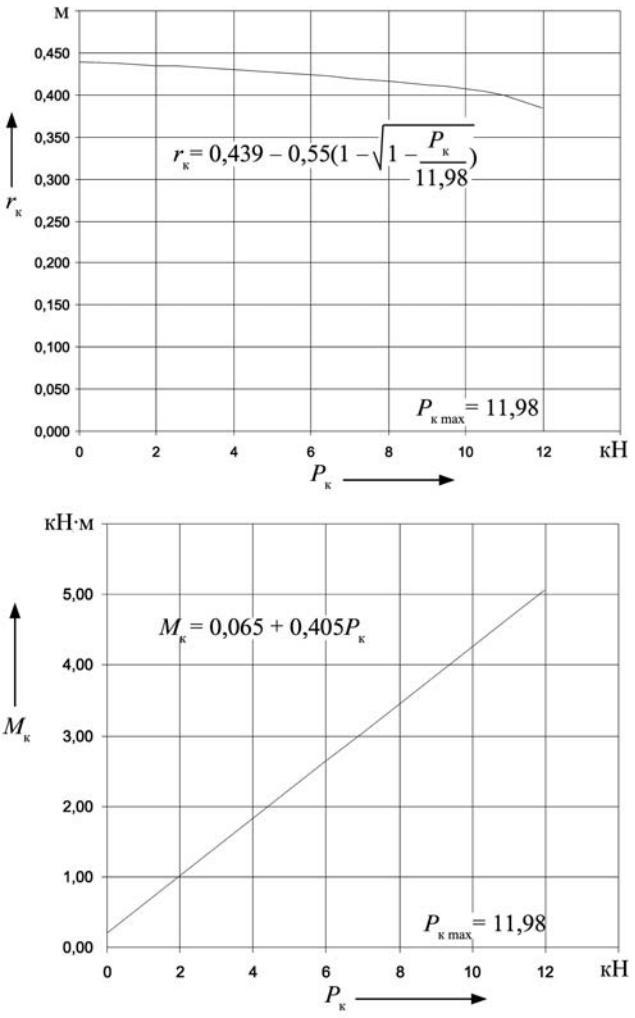


Рис. 8. Базовые характеристики шины мод. FR-2 "Матадор Мастер" при p_w = 450 кПа, G_z = 17,58 кН, фон – бетон

Силовую неоднородность шины авторы измеряли двумя способами – с помощью тензозвена при качении шины по столу стенда с небольшой скоростью, но при максимальных G_z и p_w и с помощью удвоителя при одной и той же величине G_z. И второй вариант оказался более точным. Его результаты и приводятся на рис. 7.

Изменение радиальной жесткости шины в восьми сечениях в зависимости от угла ее поворота показано на рис. 8. Как видно из этого рисунка, максимальные и минимальные жесткости шина имеет в двух, но разных сечениях. Максимальную – при 45 и 225°, а минимальные – при 180 и 360°.

Согласно ГОСТ 5513–97, силовая неоднородность шины вычисляется по максимальной разнице $\Delta G_{z\,max}$ изменений радиальных сил, деленной на максимальную радиальную силу G_z. И в результате испытаний установлено: наибольшую величину этой неоднородности имеют шины с массивными сплошными направляющими ребрами, например, "Матадор-Мастер" мод. FR-2. Довольно большая она и у шин со сплошным соединительным мостиком между грунтозацепами, выполненным в виде кольца по центру беговой дорожки (например, шины 800/65R32 мод. A-360 израильской фирмы "Альянс"). Но самая меньшая она у шин с ребрами, расчлененными на шашки. Особенно, если еще и шашки расчленены зигзагообразными водоотводящими канавками (ламелями). Однако жесткость расчлененных шин практически постоянная во всех сечениях и их силовая неоднородность не превышают 1,5 %.

Тяговые испытания проводились по отраслевой "Методике испытаний и оценки тяговосцепных свойств шин в лабораторных и полевых условиях" [5], т.е. их базовые характеристики снимались на бетонной дорожке, аппроксимируются эти характеристики формулами № 6.

По экспериментальным базовым характеристикам шин строились тяговые базовые характеристики, описываемые формулами № 7.

Коэффициент f сопротивления качению шины определяется, как известно, по формуле № 8, а коэффициент окружной тангенциальной эластичности шины по Е.А. Чудакову – по формуле № 9.

Тяговые базовые характеристики шин, снятые на стенде с плоской опорной поверхностью в сухом состоянии, приведены на рис. 8, а тяговые характеристики, оценивающие универсальный энергетический показатель, – на рис. 9, КПД – на рис. 10.

В тормозном режиме, в соответствии с ГОСТ 5513–97, снимались зависимости радиуса $r_к$ качения от тормозной

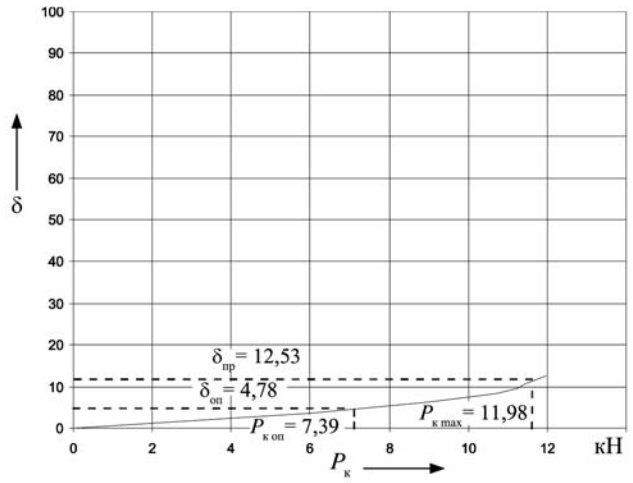


Рис. 9. Тяговая характеристика шины мод. FR-2 "Матадор Мастер" при p_w = 450 кПа, G_z = 17,58 кН, фон – плоский сухой бетон

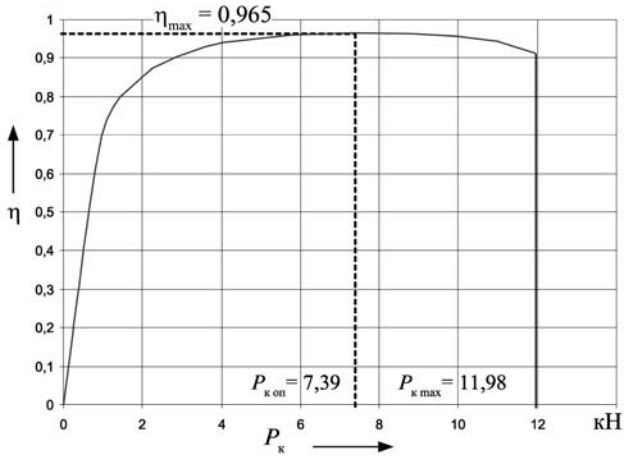


Рис. 10. Зависимость КПД шины мод. FR-2 "Матадор Мастер" от силы тяги при p_w = 450 кПа, G_z = 17,58 кН, фон – плоский сухой бетон

силы $P_к$ на бетонной мокрой плоской поверхности стенда. Они – на рис. 11.

Коэффициент $\varphi_{торм}$ сцепления шины с мокрой опорной поверхностью при торможении определялся по формуле № 10.

В результате тяговотормозных испытаний установлено следующее.

1. Наибольшим коэффициентом сцепления обладает нижнекамская шина. Она превосходит своих ближайших конкурентов "мишленовские" и словацкие шины, соответственно на 4,1 и 4,9 %.

2. Наименьшим коэффициентом сопротивления качению обладает шина мод. XDE2+ фирмы "Мишлен". Она превосходит шину мод. FR-2 "Матадор Мастер" на 9,04 % и на 7,1 % – шину мод. NR-201 ОАО "Нижнекамскшина".

3. Все три цельнометаллокордные шины по коэффициенту сопротивления качению соответствуют ГОСТ 5513–97, его значения 0,0093; 0,0091 и 0,0085 $\le f_{доп}$ = = 0,0095).

4. Тяговый коэффициент полезного действия, $\eta_{тяг}^{max}$, меньше всех у шины "Мишлен". Причина – потери энергии на "треск" (шум), который она издает на больших тяговых нагрузках.

5. Коэффициент λ тангенциальной окружной эластичности по Е.А. Чудакову шин мод. FR-2 "Матадор Мастер", мод. NR-201 "Нижнекамскшина" и мод. XDE2+ "Мишлен" отличаются между собой в 10...11 раз. Это означает, что от тормозного привода автомобиля требуются разные характеристики для передних и задних сдвоенных шин. Поэтому комплектовать нужно или шинами одной модели, или шинами с близкими коэффициентами тангенциальной окружной эластичности.

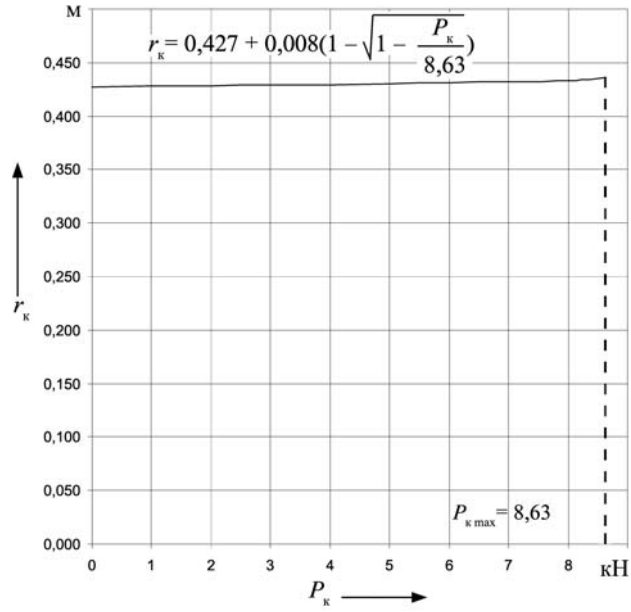


Рис. 11. Зависимость радиуса качения шины 285/70R19,5 мод. FR-2 "Матадор Мастер" в тормозном режиме силы тяги при p_w = 450 кПа, G_z = 17,58 кН, фон – плоский мокрый бетон

6. В тормозном режиме на мокром бетоне лучшие значения коэффициента сцепления имеет шина "Мишлен". По этому показателю она на 13,9 % превосходит шину мод. FR-2 "Матадор Мастер" и на 14 % – шину мод. NR-201 "Нижнекамскшина".

7. Коэффициент тангенциальной окружной эластичности шины "Матадор Мастер" в тормозном режиме больше, чем у других исследованных шин в 2,67...4,0 раза, что для выравнивания тормозных сил и моментов по осям автомобиля требует либо специальной конструкции тормозного привода, либо подбора шин с одинаковыми характеристиками.

Конечные результаты испытаний рассмотренных выше шин приведены в табл. 2. Из нее можно сделать следующие выводы.

1. По совокупности эксплуатационных и технических показателей нижнекамская шина мод. NR-201 находится на одном уровне с шинами мод. XDE2+ фирмы "Мишлен". Однако она превосходит их по коэффициенту сцепления и КПД на сухом бетоне и незначительно уступает в торможении на мокром бетоне.

Таблица 2

Параметр	Требования ТУ, ГОСТ , экспертное заключение	Проверяемые шины		Эталонные шины	
		мод. FR-2 "Матадор Мастер"	мод. NR-201 Нижнекамск	мод. XZE2+ "Мишлен"	мод.XDE2+ "Мишлен"
Наружный D диаметр, мм	285	892,2	898,6	899	895,1
Ширина B профиля, мм, не более		277	278	273	272
Ширина беговой дорожки, мм		235	242	235	225
Нормальный прогиб h_z при максимальных давлении воздуха и нагрузке, мм		28,3	28,1	30	28,93
Статический радиус $R_{ст}$, мм		417,8	421,2	419,5	419
Радиус $R_{кач}$ качения шины, мм		442,2	445,8	444	443,5

Окончание табл. 2

Параметр	Требования ТУ, ГОСТ , экспертное заключение	Проверяемые шины		Эталонные шины	
		мод. FR-2 "Матадор Мастер"	мод. NR-201 Нижнекамск	мод. XZE2+ "Мишлен"	мод.XDE2+ "Мишлен"
Глубина $h_{гр}$ рисунка протектора, мм		13,5	16,7	17	15
Высота H профиля, мм		198,5	201,65	201,85	200
Относительный прогиб, h_z/H		0,1426	0,1393	0,1486	0,145
Относительная высота профиля, H/B	0,7	0,72	0,725	0,74	0,74
Максимально допустимая скорость v (заявленная), км/ч		130	130	130	130
Коэффициент сопротивления качению на плоской опорной поверхности, f	0,0095 на беговом барабане	0,0093	0,0091	0,0085	–
Коэффициент сцепления на сухом бетоне, φ_{max}	На уровне эталона	0,694	0,728	0,699	–
Максимальный тяговый коэффициент полезного действия, η_{max}	Лучше эталона	0,965	0,966	0,946	–
Предельное $\delta_{пред}$ буксование, %	На уровне эталона	12,53	11,5	12,65	–
Коэффициент сцепления φ_{max} на мокром бетоне в тормозном режиме	0,4 соответственно	0,5003	0,50	0,57	–
Боковой коэффициент сцепления $\varphi_{бок}$ с сухой поверхностью	На уровне эталона	0,34–0,45	0,41–0,53	0,42–0,53	0,39–0,52
Силовая неоднородность ИРС, %	5 и 2	5,15	1,93	1,33	1,35
Радиальная жесткость по универсальной характеристике, $\frac{кгс}{мм}$(кПа), $C_z = \frac{\sqrt{P_w}}{\alpha}$:	На уровне эталонов				
$C_{z_{max}}$ при $p_{w_{max}}$		97,53 (800)	94,6 (860)	94,6 (860)	93,1 (860)
$C_{z_{min}}$ при $p_{w_{min}}$		73,15 (450)	69,2 (460)	69,2 (460)	68,1 (460)
Коэффициент поглощения энергии $K = K_{п_o} + \frac{a}{p_w}$:	Мод.FR-2 – повышенные гистерезисные потери				
$K_{п_{max}}$ при $p_{w_{min}}$		0,111	0,0899	0,096	0,087
$K_{п_{min}}$ при $p_{w_{max}}$		0,0757	0,0681	0,0759	0,064
Окружной коэффициент тангенциальной эластичности λ (по Е.А. Чудакову), м/кгс	Мод.FR-2 в 10...11 раз больше	0,023	0,00195	0,0022	–
Масса покрышки, кг	На уровне эталонов	42	46	44	43,8

2. Шина "Матадор Мастер" мод. FR-2 имеет свои особенности конструкции – нерасчлененные сплошные наружные ребра, что отрицательно сказалось на таком показателе, как силовая неоднородность (она составляет 5,15 %, что выше допуска по ГОСТ 5513–97). Кроме того, у нее очень высокие гистерезисные потери и в 10...11 раз больший, чем у других испытанных шин, окружной коэффициент тангенциальной эластичности, рассчитанный по формуле Е.А. Чудакова. То есть эта шина из-за разной окружной эластичности не может успешно эксплуатироваться в паре с шинами мод. NR-201.

3. Шины мод. NR-201, XDE2+ и XZE2+ в целом близки по своим эксплуатационным показателям, поэтому их можно применять на грузовых автомобилях КамАЗ в любых сочетаниях.

Литература

1. Бухин Б.Л. Выходные характеристики пневматических шин. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1978.
2. Ксеневич И.П., Солонский А.С., Войчинский С.М. Проектирование универсально-пропашных тракторов. Минск: Наука и техника, 1980.
3. Быков В.П., Белковский В.Н., Степанюк П.Н. и др. Состояние и перспективы работ по тракторным шинам. М.: ЦИИТЭИтракторсельхозмаш, 1983.
4. Станкевич Э.Б., Лозин А., Гончаренко С.В., Талютова В.В. Оценка сопротивления качению тракторных колесных движителей // Тракторы и сельхозмашины. 1989. № 4.
5. Кнороз В.И., Кленников Е.В. Шины и колеса. М.: Машиностроение, 1975.
6. Отраслевая методика испытаний и оценки тягово-сцепных свойств шин в лабораторных и полевых условиях: отчет НАТИ. ВНТИЦ 02850036255. М., 1984.

УДК 629.113.006

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В АККУМУЛЯТОРНЫХ СИСТЕМАХ РАСПРЕДЕЛЕННОГО ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА ДВС С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Д-р техн. наук **Л.И. КОВАЛЬЧУК, Г.А. ГУСЕВ**
Калининградская ФГБОУ ВПО "КГТУ" "Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота" (4012. 32-51-24)

Рассматривается метод теоретических исследований параметров переходных процессов в аккумуляторных топливных системах распределенного впрыска.

Ключевые слова: *двигатель с искровым зажиганием, электромагнитные форсунки, система топливоподачи, топливный аккумулятор, давление топлива, переходные процессы, аналитическая модель, коэффициент затухания.*

Kovalchuk L.I., Gusev G.A.

THEORETICAL ASSESSMENT OF PARAMETERS TRANSITIONAL PROCESSES IN ACCUMULATORS OF SYSTEMS OF THE DISTRIBUTED INJECTION OF ENGINES WITH SPARK IGNITION

The method of theoretical researches of parameters of transients in storage fuel systems of the distributed injection is considered.

Keywords: *engines with spark ignition, electromagnetic nozzles, fuel feeding system, the fuel accumulator, fuel pressure, transients, analytical model, the differential equations, attenuation coefficient.*

Внедрение в практику безразборного диагностирования узлов и агрегатов АТС – один из способов повышения эффективности их применения. При этом в систему такого диагностирования в первую очередь должны, очевидно, включаться те сложные узлы и агрегаты, техническое состояние которых в основном определяет объем и сроки их обслуживания и ремонтов.

К числу этих агрегатов, безусловно, относится двигатель, потому что, по статистике, более 50 % отказов АТС приходится именно на него. Более того, анализ надежности современных бензиновых ДВС показывает, что у них тоже есть свои "слабые места". Это ЦПГ, системы воздухоснабжения и топливоподачи. Причем последняя очень часто имеет нарушения процессов смесеобразования, воспламенения и сгорания топлива, вызываемые такими неисправностями, как потеря герметичности бензонасосов, регуляторов давления и электромагнитных форсунок, коррозия и загрязнение их проходных сечений и т.д.

Все это говорит о необходимости поиска путей построения таких диагностических моделей и алгоритмов, которые позволяют непрерывно или периодически оценивать техническое состояние элементов систем топливоподачи с тем, чтобы выявлять неисправности еще на стадии их зарождения.

Для топливных систем распределенного впрыска эти методы и алгоритмы должны, по мнению авторов, учитывать характеристики переходных процессов, возникающих в топливных аккумуляторах от периодического срабатывания форсунок. И вот почему.

В основе решения данной задачи лежит дифференциальное уравнение второго порядка в частных производных относительно давления p (формула № 1 в таблице). Причем его решение выгоднее всего искать с учетом следующих соображений.

Первое: коэффициент b, учитывающий все виды сопротивлений, считается пропорциональным скорости движения; второе: так как в современных системах распределенного впрыска бензиновых ДВС давление топлива в аккумуляторе обычно не превышает 0,6 МПа (6 кгс/см^2), то коэффициент $c^2 = \frac{E}{\rho}$, характеризующий эту скорость, постоянен, поскольку модуль E упругости и плотность ρ бензина постоянны.

Это означает, что формула № 1 есть линейное дифференциальное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами. И как доказал автор работы [1], это уравнение можно использовать для решения прикладных задач, поскольку результаты расчетов по нелинейным и линеаризованным уравнениям расходятся всего лишь на несколько процентов, что для практических целей вполне приемлемо.

При решении таких линеаризованных уравнений обычно применяется общий принцип линейной теории колебаний, который и положен [2] в основу исследования колебаний систем с конечным числом степеней свободы. В этой связи можно допустить, что малые колебания системы с бесконечным числом степеней свободы также представляют собой линейное наложение главных гармонических колебаний.

Руководствуясь изложенными выше соображениями, авторы решали уравнение, выраженное формулой № 1, путем разложения функции $p(x, t)$ по собственным формам $\varphi_k(x)$ главных колебаний, которые, как известно, удовлетворяют формуле № 2, общий интеграл которой имеет вид формулы № 3.

В формулу № 2, как видим, входит параметр a_k, а в формулу № 3, кроме того, параметры B и D. Значения всех этих параметров определяются из граничных условий, которые в нашем случае целесообразно принять следующими: за начало отсчета ($x = 0$) – сечение, в котором размещена одна из форсунок; сечение, в котором установлен датчик давления, находится на расстоянии l от начала координат. Тогда получаются условия (формула № 4), из которых следует $B = 0$; $D \cos a_k l = 0$. Но поскольку постоянная D не может равняться нулю, ибо в противном случае $\varphi_k(x) \equiv 0$, это означает, что $\cos a_k l = 0$. Отсюда формула № 5, которая отбирает собственные значения параметра a_k и вместе с тем определяет собственные частоты исследуемой системы. Причем для собственных частот предназначена формула № 6.

После определения явного вида функции $\varphi_k(x)$, удовлетворяющей формуле № 2, общее решение формулы № 1 получим, если применить формулу № 7. В итоге получается формула № 8, которая приводится к виду формулы № 9, а затем – формула № 10. Решение последней может иметь различную форму – все зависит от соотношений b и ω_k. Причем значение ω_k можно оценить по формуле № 5.

Правда, определение величины коэффициента b, зависящего от многих факторов, гораздо более сложная задача. В частности, при ее решении не обойтись без привлечения опытных данных. И авторы их получили, разработав (см. "АП". 2011. № 4) комплекс технических средств, позволяющий регистрировать переходные процессы в аккумуляторных системах. Например, с его помощью установлено, что у двигателей ВАЗ, оснащенных системой распределенного впрыска, переходные процессы, возникающие в аккумуляторе при срабатывании форсунок, имеют характер затухающих колебаний (рис. 1). На этом основании решение формулы № 10 дано для случая, когда $\omega_k > b$ ($k = 1, 2, 3, ...$) и характеристическое уравнение дифференциального уравнения № 10 имеет комплексные корни, а функция $T(t)$ определяется по формуле № 11. Тогда с учетом формул № 6 и 11 общее решение (формула № 7) принимает вид формулы № 12. А так как произведение ($M_k D_k$) и ($N_k D_k$) также произвольные постоянные, то, не нарушая общности, значение D_k в формуле № 12 можно принять равным единице.

Постоянные M_k и N_k определяются из начальных условий, которые в нашем случае будут соответствовать формулам № 13. Однако для определения M_k приходится использовать прием, предложенный автором работы [2]: принимается, что в формуле № 13 значение $t = 0$. В итоге получается формула № 14. Затем обе ее части умножаются на $\sin a_k x$ и интегрируются по x в пределах от нуля до l. Отсюда формула № 15, из которой по формуле № 16 легко определить значение M_k.

Чтобы найти постоянную N_k, формулу № 12 дифференцируют по t и полагают, что $t = 0$. Итог – формула № 17, из которой следуют формулы № 18.

Учитывая, далее, тот очевидный факт, что давление в аккумуляторе до возмущения было равным p_a, а также зная значения постоянных M_k и N_k, можно получить уравнение, характеризующее изменение

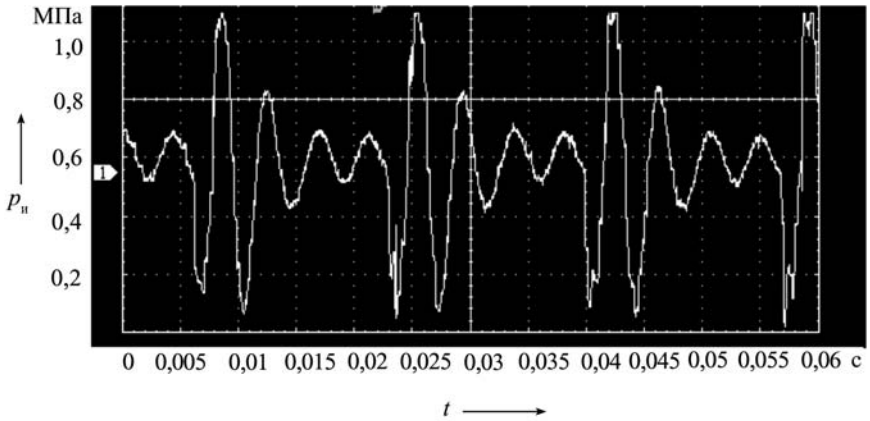


Рис. 1. Осциллограмма давления в топливном аккумуляторе двигателя ВАЗ

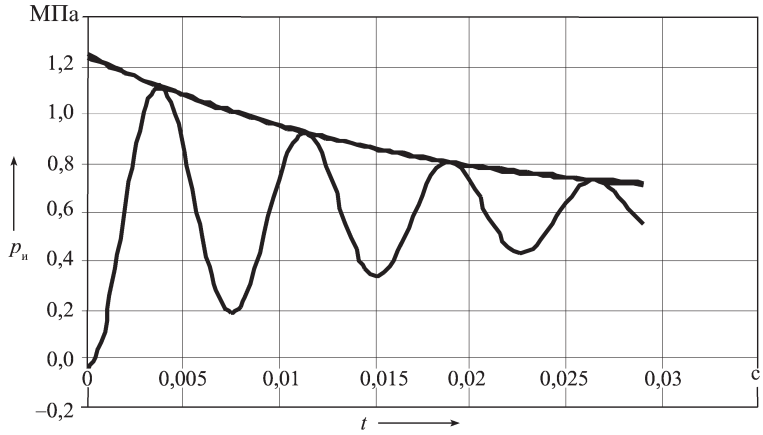


Рис. 2. Расчетная схема колебательного процесса в топливном аккумуляторе

Δp давления в произвольном сечении x аккумулятора (формула № 19). В частности, для фиксированного сечения, $x = l$, в котором установлен датчик давления, $\sin a_k l = \pm 1$, $+1$ (для k нечетного $+1{,}0$ и $-1{,}0$ – для k четного). Поэтому общее решение (формула № 19) в этом случае принимает вид формулы № 20.

Данное решение, как видим, отличается от решения без учета сопротивления наличием множителя e^{-bt}. Что означает: колебания системы со временем затухают, и она асимптотически приближается к равновесному состоянию. Это подтверждают осциллограммы (см. рис. 1) переходных процессов, возникающих в аккумуляторах двигателя ВАЗ (сняты при $n_{дв} = 900$ мин$^{-1}$, что позволило достаточно отчетливо зафиксировать все фазы переходного процесса – от его возникновения до практически полного затухания). В этом случае впрыск топлива осуществляется через каждые 180° п.к.в., а интервал между впрысками равен 0,033 с.

Вызванный скачкообразным изменением давления топлива затухающий колебательный процесс в аккумуляторе характеризуется двумя параметрами: частотой и коэффициентом затухания. Но на практике для характеристики быстроты убывания амплитуд вместо коэффициента затухания используют его натуральный логарифмический декремент δ колебаний, взаимосвязь которого с периодом τ колебаний выражается известной формулой № 21.

Из этой формулы видно, что сопротивление значительно больше влияет на убывание амплитуд, чем на изменение периода колебаний. В чем и выражается влияние сопротивления на свободные колебания, формы и частоты которых определяются без учета сопротивления.

Логарифмический декремент δ колебаний находится опытным путем с последующим расчетом по приближенной формуле: если обозначить через y и y_1 два последовательных отклонения от равновесного состояния системы и через $\Delta y = y - y_1$, то значения δ дает формула № 22. При этом входящее в нее отношение $\Delta y / y$ можно определить, измерив на осциллограмме изменения этих отношений за один или несколько периодов колебаний. Например, среднее значение $\Delta y / y$, снятое с осциллограммы рис. 1, равно 0,505, а период колебаний $\tau_1 \approx 0{,}008$ с. Следовательно, приближенное значение коэффициента затуханий: $b = \dfrac{\delta}{\tau_1} \approx 63$.

Обработка множества осциллограмм переходных процессов, возникающих в системе распределенного впрыска двигателя ВАЗ на различных скоростных и нагрузочных режимах, показывает, что расчетные и опытные значения коэффициента b затухания оказываются примерно одинаковыми, если выполняется условие, записанное в виде формулы № 23.

Опытная осциллограмма переходного процесса, возбуждаемого срабатыванием форсунок в аккумуляторе системы топливоподачи двигателя ВАЗ, которая совмещена с первой гармоникой, рассчитанной по формуле № 20 при $p_а = 0{,}6$ МПа, $\Delta p = 0{,}48$ МПа и $b = 60$ с$^{-1}$, приведена на рис. 2. Из нее видно, что предложенная авторами аналитическая модель, которая описывает изохронный колебательный процесс, воспроизводит реальный переходной процесс только в первом приближении (см. рис. 1). Различие объясняется тем, что аналитическая модель не учитывает фактическое состояние топлива в аккумуляторе до срабатывания форсунки. Дело в том, что топливо в реальном аккумуляторе находится в возмущенном состоянии, обусловленном срабатываниями регулятора давления, и эти возмущения,

№ формулы	Формула	Примечание
1	$\dfrac{d^2p}{dt^2} + 2b\rho\dfrac{dp}{dt} = c^2\dfrac{d^2p}{dx^2}$	p – давление в аккумуляторе топливной системы; t – время; b – коэффициент, учитывающий все виды сопротивлений и пропорциональный скорости движения топлива; ρ – плотность топлива; $c^2 = E/\rho$; E – модуль упругости; x – координата
2	$\varphi_k''(x) + a_k^2\varphi_k(x) = 0$	$\varphi_k(x)$ – функция только одной координаты x, определяющая непрерывную совокупность амплитудных отклонений сечений исследуемой системы от их равновесных положений; $a_k^2 = (\omega_k^2\rho)/E$ – параметр, характеризующий собственные частоты колебаний исследуемой системы
3	$\varphi_k(x) = B\cos a_k x + D\sin a_k x$	B и D – постоянные

4	при $x = 0$, $\Delta p = p_а - p_0 = 0$ при $x = l$, $\Delta p / dx = 0$	$p_а$ – давление в аккумуляторе; p_0 – давление во впускном тракте двигателя
5	$a_k = \frac{(2k-1)\pi}{2l}$; $\omega_k = \frac{c(2k-1)\pi}{2l}$	($k = 1, 2, 3, ...$); ω_k – круговая частота собственного колебания
6	$\varphi_k(x) = D_k \sin\frac{x(2k-1)\pi}{2l}$	($k = 1, 2, 3, ...$)
7	$p(x, t) = \sum_{k=1}^{\infty} T_k(t)\,\varphi_k(x)$	T – заданная функция
8	$\sum_{k=1}^{\infty}[\ddot{T}_k(t)\varphi_k(x) + 2b\dot{T}_k(t)\varphi_k(x) - c^2 T_k(t)\varphi''_k(x)] = 0$	$\dot{T}_k(t)$, $\ddot{T}_k(t)$ – первая и вторая производные функции; b – коэффициент затухания экспоненты
9	$\sum_{k=1}^{\infty}[\ddot{T}_k(t) + 2b\dot{T}_k(t) + \omega_k^2 T_k(t)\varphi_k(x)] = 0$	–
10	$\ddot{T}_k(t) + 2b\dot{T}_k(t) + \omega_k^2 T_k(t) = 0$	–
11	$T_k(t) = e^{-bt}(M_k \cos q_k t + N_k \sin q_k t)$	M_k, N_k – произвольные постоянные; $q_k = \sqrt{\omega_k^2 - b^2}$
12	$p(x, t) = e^{-bt}\sum_{k=1}^{\infty}(M_k \cos q_k t + N_k \sin q_k t)\sin a_k x$	–
13	$p(x, 0) = p_а - p_0 = \Delta p$; $\Delta p / dt = 0$	–
14	$p(x, 0) = \sum_{k=1}^{\infty} M_k \sin a_k x$	–
15	$\int_0^l p(x, 0)\sin a_k x\,dx = M_k\int_0^l \sin 2a_k x = \frac{1}{2}\int_0^l (1 - \cos 2a_k x)\,dx =$ $= M_k\left\lvert\frac{1}{2}x - \frac{1}{4a_k}\sin 2a_k x\right\rvert_0^l = M_k\frac{l}{2}$	–
16	$M_k = \frac{2}{l}\int_0^l p(x, 0)\sin a_k x\,dx = \frac{2\Delta p}{l}\left\lvert\frac{1}{a_k}\cos a_k x\right\rvert_0^l = \frac{2\Delta p}{l\,a_k}$	–
17	$-b\sum_{k=1}^{\infty} M_k \sin a_k x + \sum_{k=1}^{\infty} N_k q_k \sin a_k x = 0$	–
18	$-b M_k + N_k q_k = 0$; $N_k = \frac{b M_k}{q_k}$	–
19	$p(x, t) = p_а + \frac{2\Delta p}{l}e^{-bt}\left[\sum_{k=1}^{\infty}\left(\cos q_k t + \frac{b\sin q_k t}{q_k}\right)\frac{\sin a_k x}{a_k}\right]$	–
20	$p(l, t) = p_а + \frac{4\Delta p}{\pi}e^{-bt}\left[\frac{(-1)^{k-1}}{2k-1}\sum_{k=1}^{\infty}\left(\cos q_k t + \frac{b\sin q_k t}{q_k}\right)\right]$	
21	$\frac{\tau_1}{\tau_0} = \sqrt{1 + \frac{\delta^2}{4\pi^2}}$	τ_1, τ_0 – период свободных колебаний системы с сопротивлением и без сопротивления; δ – логарифмический коэффициент колебаний
22	$\delta = \ln\frac{y}{y - \Delta y} = \ln\left[1 + \frac{\Delta y}{y} + \left(\frac{\Delta y}{y}\right)^2 + ...\right] \approx \frac{\Delta y}{y}$	–
23	$b = \frac{f_0 E}{\rho c V_а}$	f_0 – площадь поперечного сечения сопла форсунки; c – скорость звука в бензине; $V_а$ – объем бензина в аккумуляторе

величина которых достигает 0,04 МПа (0,4 кгс/см^2), суммируются с возмущениями, вызванными срабатыванием форсунок, что и дает различия в протекании расчетного и опытного переходных процессов, особенно в заключительной их стадии.

И еще одно. При эксплуатации системы топливоподачи в проточных каналах форсунок и аккумулятора (на поверхностях, контактирующих с топливом) образуются отложения. Из-за чего сопротивления каналов возрастают, что ведет к повышению неравномерности цикловых подач форсунками. Поэтому названные в предыдущей работе авторов (см. "АП". 2011. № 4) диагностические признаки, косвенно характеризующие фактическое состояние гидравлической части форсунок и аккумулятора, целесообразно дополнить еще одним параметром – коэффициентом затухания. Это позволит обнаружить изменения сопротивления гидравлической части форсунок и аккумулятора, сравнивая эталонное значение данного коэффициента с фактическим, определяемым по опытным осциллограммам.

Литература

1. Чарный И.А. Основы газовой динамики. М.: Гостехиздат, 1961. – 200 с.
2. Бабаков О.М. Теория колебаний. М.: Наука, 1965. – 559 с.

УДК 621.43.016

МНОГОКОНТУРНЫЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ НА ОСНОВЕ ОБЪЕМНОГО ДЕЛИТЕЛЯ ПОТОКА

Канд. техн. наук **Д.Л. КАРЕЛИН,**
д-р техн. наук **В.М. ГУРЕЕВ, В.Л. МУЛЮКИН**
Казанский ФУ (8552. 58-91-72)

Даются описания конструкции, расчет характеристик многоконтурной системы охлаждения и сравнительный анализ систем с объемным делителем потока и "общим" коллектором.

Ключевые слова: *многоконтурная система охлаждения, объемный делитель потока.*

Karelin D.L., Gureev V.M., Muljukin V.L.

MULTIPLANIMETRIC SYSTEMS OF COOLING ON THE BASIS OF THE VOLUME DIVIDER OF THE STREAM

The design description, calculation of characteristics of multiplanimetric system of cooling and the comparative analysis of systems with a volume divider of a stream and the "general" collector is given.

Keywords: *multiplanimetric system of cooling, volume divider of a stream.*

Любая машина, будь то тепловой или электрический двигатель, электрогенератор или иной силовой преобразователь, в процессе работы выделяет избыточную теплоту. Причем ее количество тем больше, чем больше мощность машины. Поэтому, чтобы машина не перегревалась со всеми вытекающими отсюда последствиями для ее надежности, ее оснащают системой охлаждения. Типичный пример тому – система охлаждения автомобильного ДВС.

Она, как известно, может быть как воздушной, так и жидкостной, причем, как правило, с принудительным охлаждением, которое обеспечивает небольшие габаритные ее размеры. Но наибольшее распространение в настоящее время получили жидкостные циркуляционные системы (рис. 1), работа которых, если коротко, сводится к следующему.

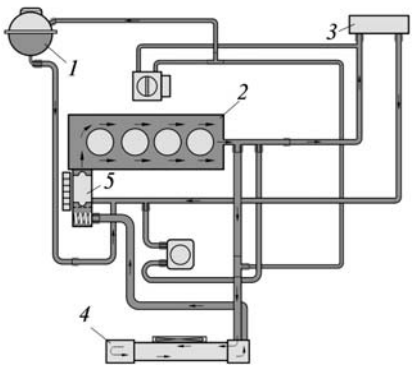


Рис. 1. Система охлаждения автомобильного ДВС:

1 – расширительный бак; *2* – картер ДВС (коллектор); *3* – радиатор отопителя; *4* – радиатор системы охлаждения; *5* – насос

Циркуляционный насос *5* подает в коллектор *2* (рубашку блока ДВС) охлаждающую жидкость (воду или водный раствор этиленгликоля), которая отбирает избыточную теплоту от деталей ДВС, т.е. нагревается, тем самым охлаждая коллектор. Затем переносит эту теплоту в радиатор *4*, где она утилизируется в атмосферу потоком воздуха, нагнетаемого вентилятором, т.е. охлаждается. Далее она снова поступает в циркуляционный насос, и цикл повторяется.

Тепловую схему такой системы охлаждения можно представить в виде рис. 2, на котором $Q_к$ – тепловая мощность, полученная от коллектора охлаждаемого объекта и подсчитываемая по формуле № 1 (см. таблицу), $Q_ж$ – тепловая мощность, перенесенная от коллектора к радиатору (ее дает формула № 2), $Q_р$ – тепловая мощность, отведенная радиатором в атмосферу (формула № 3).

Как видно из формул № 1–3, интенсивность передачи теплоты в представленной схеме зависит от многих коэффициентов и физических параметров – коэффициентов $\alpha_к$ теплопроводности материала коллектора и коэффициента $K_т$ теплопередачи материала радиатора, площади $F_к$ теплообмена коллектора и площади $F_р$ теплообмена радиатора, теплоемкости $c_{рж}$ охлаждающей жидкости, расхода $m_ж$ жидкости и, как следствие [1], режима ее течения (ламинарный либо турбулентный), а также температурных напоров $\Delta t_{к\text{-}ж\,вх}$, $\Delta t_{ж\,вх\text{-}вых}$ и $\Delta t_р$, которые определяются режимом работы охлаждаемого объекта и внешними факторами окружающей среды. Но большинство перечисленных коэффициентов и параметров для каждого ДВС – величины постоянные. Поэтому можно сделать вывод: интенсивность процессов теплообмена зависит от массового расхода $m_ж$ охлаждающей жидкости, циркулирующей в системе охлаждения, и не зависит от внешних факторов, т.е. определяется только мощностью насоса *5*. Иначе говоря, расчет такой одноконтурной системы охлаждения сводится к определению необходимой подачи циркуляционного насоса. Что, в общем-то, особого труда не представляет. Однако конструкции систем охлаждения тепловых машин непрерывно усложняются. Скажем, в систему охлаждения автомобильного ДВС давно уже включен радиатор *3* отопителя, а сейчас к ней все чаще подключают бортовой кондиционер. На автомобилях же с комбинированными (гибридными) силовыми установками речь уже идет об охлаждении не только ДВС, но и электрогенераторов, тяговых электродвигателей и различных гидроприводов. Причем со временем положение будет только усложняться. То есть контурность систем охлаждения будет только возрастать, в их состав будут включаться все новые и новые

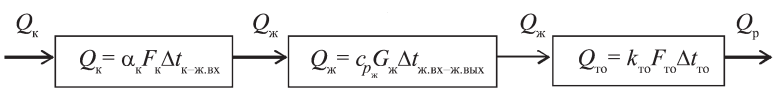


Рис. 2. Тепловая схема системы охлаждения ДВС

№ формулы	Формула	Примечания
1	$Q_к = \alpha_к F_к \Delta t_{к\text{-}вх}$	$\alpha_к$ – коэффициент теплоотдачи коллектора; $\Delta t_{к\text{-}вх}$ – температурный напор, т.е. разность температур жидкости на входе в коллектор и самого коллектора; $F_к$ – площадь теплообмена коллектора
2	$Q_ж = c_{рж} m_ж \Delta t_{вх\text{-}вых}$	$c_{рж}$ – теплоемкость охлаждающей жидкости; $m_ж$ – ее масса; $\Delta t_{вх\text{-}вых}$ – разность температур на входе и выходе коллектора
3	$Q_р = K_р F_р \Delta t_р$	$K_р$ – коэффициент теплопередачи радиатора; $F_р$ – площадь радиатора; $\Delta t_р$ – падение температуры жидкости в радиаторе
4	$m_i = \dfrac{Q_i}{c_р \Delta t_i \rho}$	Q_i – количество теплоты, отводимой от i-го охлаждаемого объекта; $c_р$ – теплоемкость охлаждающей жидкости; Δt_i – температурный напор i-го охлаждаемого объекта; ρ – плотность
5	$m_ж = \sum_{i=1}^{m} m_i$	m_i – число контуров охлаждения
6	$\Delta p_i = \dfrac{8\rho m}{\pi^2 d^4}\left(\Sigma\lambda_i \dfrac{l_i}{d} + \Sigma\xi_i\right) + \Delta p_{оо_i} f(m_i)$	d – диаметр трубопровода; λ – безразмерный коэффициент гидравлического трения (рассчитывается в зависимости от режима течения [2]); l_i – длина трубопровода; ξ_i – коэффициент местного сопротивления; $\Delta p_{оо_i} f(m_i)$ – зависимость падения давления на охлаждаемом объекте от расхода охлаждающей жидкости в контуре
7	$p_н = \dfrac{\sum_{i=1}^{n}\left(\dfrac{b_i}{b_{пр}} \Delta p_i\right)}{n}$	b_i – ширина шестерен каждой секции делителя; $b_{пр} = \dfrac{b_i}{n}$ – приведенная (средняя) ширина шестерен секции

подсистемы, отличающиеся друг от друга по тепловыделению и гидравлическому сопротивлению. Значит, усложнится и задача расчета таких систем.

Тем не менее решить ее, по мнению авторов, все-таки можно. И один из путей такого решения – использование объемных делителей потока охлаждающей жидкости.

Возьмем, например, систему (рис. 3), состоящую из четырех контуров силового преобразователя *4*, тяговых электродвигателей *5* и *6* и электрогенератора *7*. Работает такая видоизмененная схема следующим образом.

Насос *2* забирает охлаждающую жидкость из расширительного бака *1* и подает ее в объемный делитель *3*, который делит ее пропорционально на объемы, необходимые для надежного охлаждения каждого из источников теплоты. В нашем случае это коллекторы силовых преобразователей *4*, тяго-

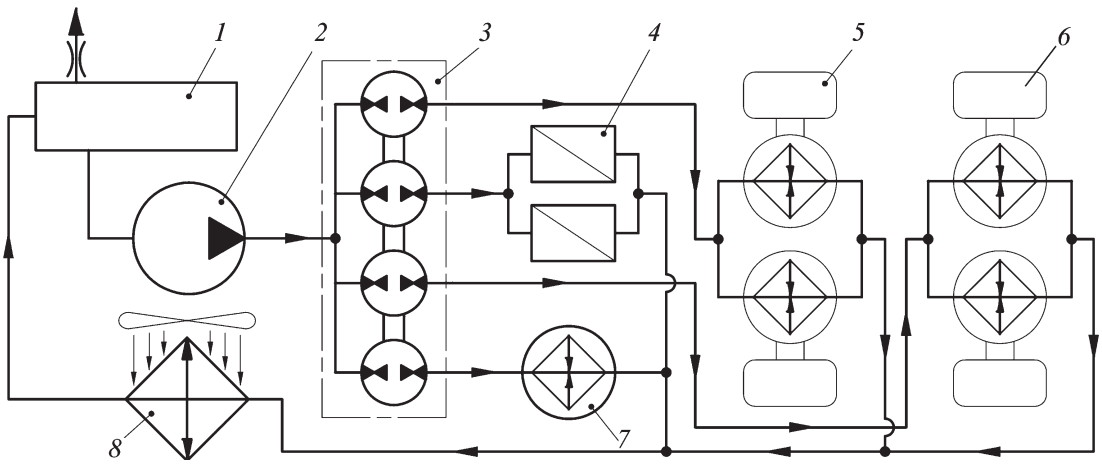


Рис. 3. Схема многоконтурной системы охлаждения:

1 – расширительный бак; *2* – насос; *3* – объемный делитель потока охлаждающей жидкости; *4* – силовой преобразователь; *5*, *6* – тяговый электродвигатель; *7* – электрогенератор; *8* – радиатор с вентилятором

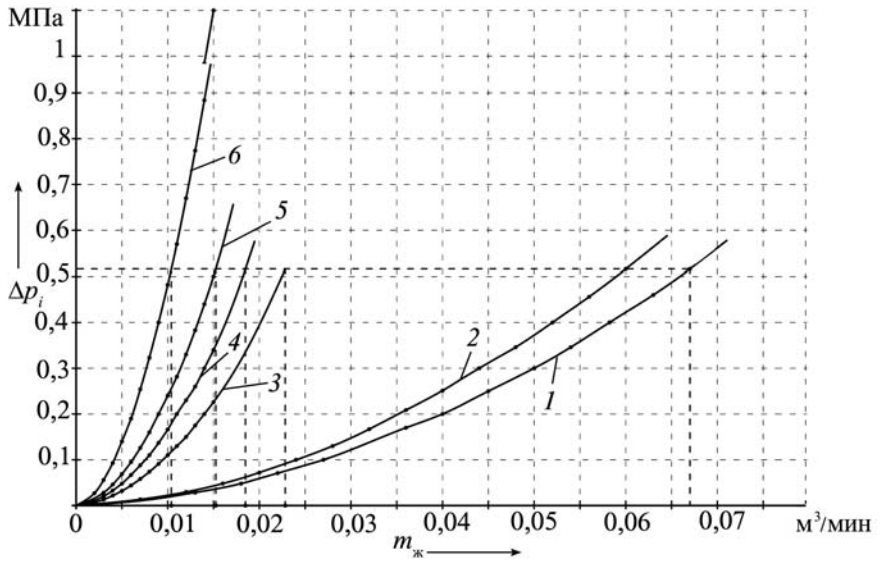


Рис. 4. Зависимость давления в рассматриваемых контурах и расхода охлаждающей жидкости через них при наличии и отсутствии объемного делителя потока:

1 – давление на выходе насоса; *2* – давление в контурах при наличии делителя; *3–6* – давление в контурах при отсутствии делителя

вых электродвигателей *5*, *6* и генератора *7*. Проходя этот коллектор, потоки так же, как и в одноконтурной системе, нагреваются, а затем объединяются в обратном трубопроводе и направляются в радиатор *8*, где и охлаждаются потоком воздуха, нагнетаемого вентилятором. Охлажденная таким образом жидкость поступает в насос, и цикл повторяется.

Тепловая мощность $Q_{к\,i}$, которую необходимо отвести от каждого из охлаждаемых объектов, как правило, известна. Тогда объемный расход охлаждающей жидкости для каждого контура (каждой секции делителя) можно определить по формуле № 4.

Подача же $m_ж$ насоса, очевидно, будет равна сумме потребных расходов каждого контура, т.е. ее дает формула № 5. Но это в первом приближении. Для точного же выбора циркуляционного насоса надо знать не только суммарный потребный расход $m_ж$ охлаждающей жидкости, но и падение Δp_i давления в каждом контуре.

Величину Δp_i дает известная в гидравлике формула № 6, а зная его, можно легко определить давление $p_н$ перед делителем потока, т.е. давление, которое должен обеспечить насос (формула № 7).

Для численного моделирования процесса распределения расходов m_i и величин падения Δp_i давлений в магистралях показанной на рис. 3 многоконтурной системы охлаждения, а также подачи $m_н$ и давления $p_н$ насоса с делителем потока и без него (подача из общего коллектора, устанавливаемого взамен делителя) авторы воспользовались программным комплексом "MathCadv.15". При этом для наглядности и удобства анализа результатов моделирования параметры расхода в каждой магистрали, геометрические размеры проходных сечений секций и суммарный коэффициент местных сопротивлений были заданы одинаковыми, а именно: $m_i = 15 \cdot 10^{-3}$ м³/с; $b_i = 0{,}25$ м; $\xi_i = 1{,}0$. Длины же l_i трубопроводов и расходно-перепадные характеристики объектов охлаждения задавались в соответствии с реальными образцами: l_i = 3; 8; 2 и 4 м; Δp_i = 0,05; 0,35; 0,02 и 0,15 МПа.

Результаты расчета (рис. 4) показывают, что давление $p_{нд}$ в системе охлаждения с объемным делителем потока жидкости на выходе насоса при суммарной подаче $m_ж$ = 0,06 м³/мин (кривая *2*) составило 0,516 МПа (5,16 кгс/см²). Если же в системе вместо объемного делителя потока использовать общий коллектор, то при том же давлении насоса расходы через контуры составят соответственно 0,018 (кривая *4*); 0,011(кривая *6*); 0,023 (кривая *3*) и 0,015 м³/мин (кривая *5*), а в сумме 0,067 м³ (кривая *1*), т.е. оказывается на ~12 % больше. То есть напор $P_н$ насоса, подобранный для системы охлаждения с объемным делителем, в случае общего коллектора не обеспечивает нужной подачи охлаждающей жидкости по всем контурам: в тех из них, где гидравлическое сопротивление большое, подача будет меньше требуемой (кривая *6*), а где малое – больше требуемой (кривые *3* и *4*). То есть некоторые охлаждаемые объекты будут перенагреваться. И чтобы устранить перегрев, придется устанавливать насос большей мощности либо менять габаритные размеры радиатора, что может быть критично для мобильной техники. Применение же объемного делителя потока позволяет перераспределять расходы жидкости по контурам наилучшим образом, причем без повышения мощности циркуляционного насоса.

Другое применение объемных делителей потока, а именно в качестве мультипликаторов давления в машиностроительной отрасли отражено в работах В.Л. Мулюкина.

Литература

1. Хазен М.М., Матвеев Г.А., Грицевский М.Е., Казакевич Ф.П. Теплотехника: учеб. пособие / под ред. Г.А. Матвеева. М.: Высшая школа, 1981. – 480 с.
2. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.

УДК 629.014.17

СПОСОБЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ МАНЕВРЕННЫХ СВОЙСТВ ДВУХЗВЕННЫХ АМФИБИЙНЫХ МАШИН

Д-р техн. наук **Г.И. ГЛАДОВ,** канд. техн. наук **С.В. ЗАЙЦЕВ**
МАДИ (ГТУ) (499. 155-04-18)

Рассмотрены способы совершенствования маневренных свойств двухзвенных амфибийных машин.

Ключевые слова: *амфибийная машина, двухзвенная амфибийная машина, маневренные свойства.*

Gladov G.I., Zaitsev S.V.

WAYS TO IMPROVE MANEUVERABILITY PROPERTIES OF TWO-SECTIONALS AMPHIBIOUS VEHICLES

The article discusses different ways of improving maneuverability properties of two-sectionals amphibious vehicles.

Keywords: *amphibious vehicles, two-sectionals amphibious vehicles, maneuverability properties.*

Современные требования, предъявляемые к амфибийным машинам, разнообразны и подчас противоречивы. В итоге соотношение уровней сухопутных и водоходных их свойств зависит от их типа и назначения: у одних преобладают сухопутные свойства, у других, наоборот, водоходные. Причем улучшение одной группы свойств, как правило, ухудшает свойства другой группы. Тем не менее на практике число вариантов технических решений, резко отличающихся друг от друга, в общем-то, невелико. Наоборот, большинство вариантов обладает определенной универсальностью и зачастую мало зависит от типа и назначения таких машин. Пример тому – двухзвенные амфибийные машины: для них характерно то, что они могут изменять взаимное положение корпусов (звеньев) и, как правило, имеют гусеничную ходовую часть. Причем в качестве их водоходного движителя чаще всего используются гусеничные цепи, общая ширина которых может составлять до двух третей ширины корпуса машины.

Исследованиями двухзвенных машин на суше занимались многие. Например, специалисты МГТУ имени Н.Э. Баумана [2], ЗЦНИИ АТ МО РФ [3] и др. Они доказали, что высокие показатели плавности хода и быстроходности при движении машин по суше могут быть достигнуты путем совершенствования их систем управления. И прежде всего – системы управления тягово-сцепным устройством. Однако вопросом о том, насколько эти технические решения и способы совершенствования маневренных свойств перспективны для двухзвенных амфибийных машин на плаву, никто, по существу, не занимался. Хотя он, очевидно, чрезвычайно важен с практической точки зрения.

Чтобы ответить на него, рассмотрим математическую модель движения двухзвенной амфибийной машины по воде. Для этого воспользуемся уравнениями плоского криволинейного движения, приведенными в работе [1]. Это формулы № 1 в таблице, а также схема сил и моментов, действующих на двухзвенную амфибийную машину при криволинейном ее движении на воде (рис. 1).

Как видно из таблицы, стоящие в правой части уравнений движения значения усилий X, Y и момента M содержат инерционные составляющие от присоединенных масс жидкости, а также позиционные и демпфирующие силы. Что и было учтено при проведении теоретических исследований.

Так, из рис. 1, на котором O – центр поворота машины; O_1 – центр поворота ее первого звена; O_2 – центр поворота ее второго звена; R_0 – радиус ее поворота; R_1 – радиус поворота ее первого звена; R_2 – радиус поворота ее второго звена; β_0, β_1, β_2 – углы дрейфа самой машины и ее звеньев; M_{g_1}, M_{g_2} – демпфирующие моменты первого и второго звеньев; $R_{x\text{ин}}$, $R_{y\text{ин}}$ – проекции центробежной силы инерции; $M_{\text{п}_1}$, $M_{\text{п}_2}$ – $M_{\text{п}_1}$, $M_{\text{п}_2}$ – позиционные моменты, следует, что наличие угловой скорости ω первого звена машины уменьшает до значения v_1 скорость натекания воды на первое звено и увеличивает до v_2 скорость ее натекания на второе звено. Причем направления этих скоростей отличаются от направления скорости v_0 натекания воды в тягово-сцепном устройстве.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$m(1+K_{11})\dfrac{dv_x}{dt} - m v_y \omega = X;$ $m(1+K_{22})\dfrac{dv_y}{dt} + mLK_{26}\dfrac{d\omega}{dt} + m v_x \omega = Y;$ $J_z(1+K_{66})\dfrac{d\omega}{dt} + mLK_{26}\dfrac{dv_y}{dt} = M$	$m=\rho_в V$ – масса машины; $\rho_в$ – плотность воды; V – ее водоизмещение; K_{11}, K_{22} – коэффициенты присоединенных масс при движении машины вдоль и поперек диаметральной плоскости; v_x, v_y – составляющие скорости движения машины по осям X и Y; ω – угловая скорость машины при движении на повороте; L – длина машины по ватерлинии; K_{26}, K_{66} – коэффициенты присоединенных статического момента и момента инерции масс воды при вращении машины вокруг вертикальной оси Z; J_z – момент инерции машины относительно оси Z; X, Y, M – соответственно проекции главного вектора и главного момента сил, действующих на машину
2	$X = X_1\cos\psi - Y_1\sin\psi - X_2 + P_1\cos\psi + P_2 + P_e;$ $Y = Y_1\cos\psi - X_1\sin\psi + Y_2 + P_1\sin\psi;$ $M = (M_{\text{п}_1} - M_{g_1}) + (M_{\text{п}_2} - M_{g_2}) +$ $+ Y_1\dfrac{K_1L_1}{2} - Y_2\dfrac{K_2L_2}{2}$	X_1, X_2 – проекции корпусных сил на ось X; ψ – угол складывания звеньев машины; P_1, P_2 – тяга гусеничных движителей первого и второго звеньев; P_e – сила полезного действия водоходного движителя; $M_{\text{п}_i}$, M_{g_i} – позиционный и демпфирующий моменты, действующие при наличии вращения машины; $(K_1L_1)/2$; $(K_2L_2)/2$ – расстояние от центров масс первого и второго звеньев машины до приведенного центра их масс
3	$P_i' = nc_д\rho_в S_{см}(v_д - v_м)^2$	n – число ведущих движителей; $C_д$ – коэффициент полезного упора движителя; $S_{см}$ – смоченная площадь движителя; $v_д$ – линейная скорость движителя; $v_м$ – скорость движения машины
4	$M_п = (P_1' + P_2' + P_1'' + P_2'')\,l$	P_1', P_1'' – тяга водоходных движителей первого звена; P_2', P_2'' – то же для второго звена; l – расстояние от оси бортового водоходного движителя до диаметральной плоскости машины

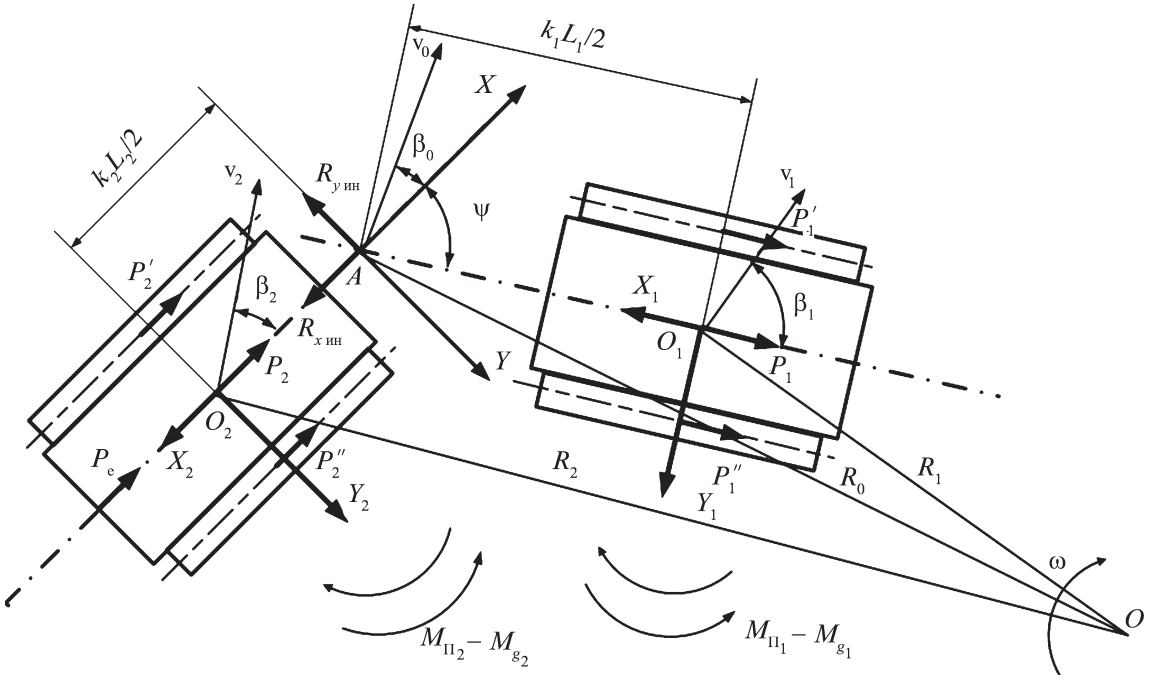


Рис. 1. Силы и моменты, действующие на двухзвенную амфибийную машину при криволинейном ее движении

Изменение характера обтекания двухзвенной амфибийной машины, естественно, приводит к изменению величины и направления результирующей сил давления на ее звенья и, следовательно, ее продольной (X) и поперечной (Y) составляющих, а также момента M относительно вертикальной оси, проходящей через приведенный центр масс (точка A), расположенный в шарнире тягово-сцепного устройства.

Уравнения сил и моментов, действующих на амфибийную машину в таких условиях, записываются в виде формулы № 2. (В них добавлены силы P_1, P_2 тяги гусеничных движителей и специального водоходного движителя, влияющие на маневренные свойства двухзвенных амфибийных машин.)

Маневренные свойства рассматриваемых машин на воде определяются радиусом циркуляции, скоростью движения, углом ψ складывания и силой тяги, требуемой для поворота машин. И здесь нужно учитывать следующие соображения.

Величина угла ψ складывания зависит от конструкции тягово-сцепного устройства и звеньев, а также расстояния между ними. Однако делать его очень большим нельзя, так как это может неблагоприятно сказаться на сопротивлении воды и приведет к уменьшению скорости движения на плаву. Дело в том, что второе звено двухзвенной амфибийной машины, по сути, представляет собой крыло (руль) малого удлинения, которое работает в потоке, возмущенном водоходными движителями и корпусом с относительным удлинением λ, равным 0,2...0,4. Зависимости же гидродинамических характеристик крыла малого удлинения от угла атаки всегда нелинейные. Причем с уменьшением λ эта нелинейность возрастает.

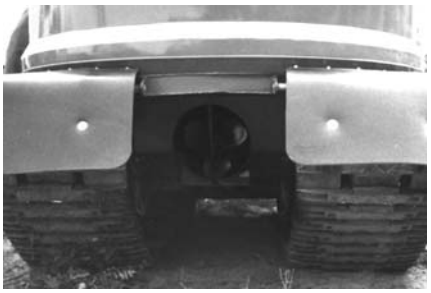


Рис. 2. Корма второго звена двухзвенного гусеничного транспортера ДТ-2П "Ласка" с гребным винтом в туннеле

Так, с увеличением угла отклонения крыла до значений 20...30° величина относительного радиуса циркуляции уменьшается быстро, но при дальнейшем росте угла значение радиуса уменьшается все медленнее. То есть превышение угла 20...30° нельзя рассматривать как способ улучшения маневренных свойств двухзвенных амфибийных машин.

А вот установка специального водоходного движителя (движителей), наоборот, является одним из наиболее эффективных способов как этих свойств, так и скорости движения на плаву.

Пример такой компоновки – двухзвенный транспортер ДТ-2П "Ласка" с гусеничным водоходным движителем и гребным винтом, установленным в корме второго звена (рис. 2).

Эта машина на плаву имеет скорость 10 км/ч, в то время как у большинства двухзвенных транспортеров (например, шведского BV-206 и отечественных ДТ-10П и ДТ-30П) она составляет 4...5 км/ч. Это означает, что маневренные свойства двухзвенных амфибийных машин на воде могут быть улучшены. И в первую очередь за счет регулируемой совместной работы движительно-рулевого комплекса и угла складывания их звеньев. В частности, выбора режимов работы гусеничных водоходных движителей. Например, заставляя одну из гусениц работать на повышенных, а вторую – на пониженных частотах вращения; используя режимы реверсирования и заднего хода, когда гусеничные водоходные движители звеньев работают в номинальном режиме; поворот машины только за счет тягово-сцепного устройства (рис. 3, *а*).

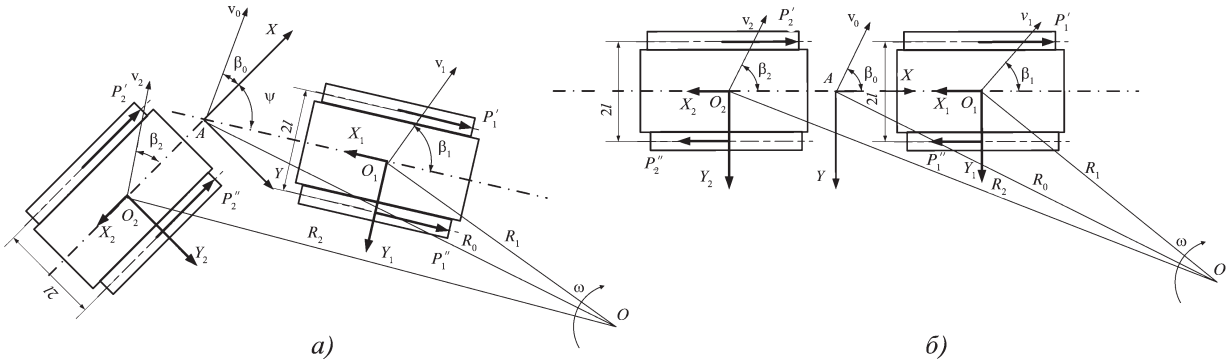


Рис. 3. Схемы поворота двухзвенной гусеничной амфибийной машины на воде за счет тягово-сцепного (а) устройства и гусеничного водоходного множителя (б)

При движении двухзвенной амфибийной машины на плаву с постоянной скоростью за счет вращения гусеничных или колесных водоходных движителей их полезный упор P_i' равен буксировочному сопротивлению воды. Его величину можно рассчитать по формуле № 3.

С уменьшением частоты вращения правых гусеничных движителей (звеньев), которое можно обеспечить за счет использования тормозных механизмов машины или изменения подводимого к ним потока мощности (рис. 3, *б*) и последовательным переводом их на режим заднего хода радиус циркуляции будет уменьшаться, а ее время – возрастать. При этом поворачивающий момент $M_п$, создаваемый только за счет гусеничного движителя (относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс) дает формула № 4.

В ходе экспериментальных исследований движения модели порожней двухзвенной гусеничной амфибийной машины на глубокой воде, которые проводились по методике, основанной на испытаниях самоходных моделей, приводимых в движение воздушным винтом [4], были получены характеристики (рис. 4) относительной кривизны Ω ее траектории движения трех точек по длине (носовой точки ватерлинии, приведенного центра масс и кормовой точки ватерлинии) от угла γ поворота движителя относительно диаметральной плоскости второго звена, т.е. зависимости $\Omega = f(\gamma)$. При этом угол ψ складывания звеньев модели в горизонтальной плоскости во всех случаях составлял 30°.

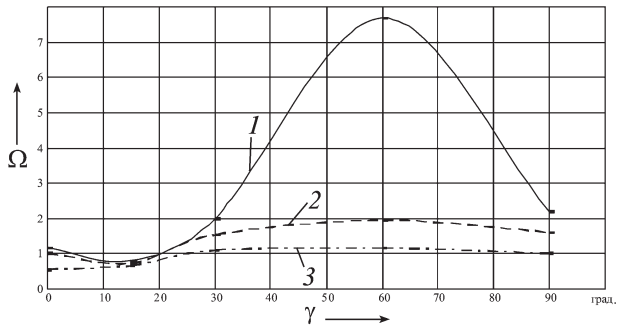


Рис. 4. Характеристики $\Omega = f(\gamma)$ модели двухзвенной гусеничной амфибийной машины:

1 – носовая точка ватерлинии; *2* – приведенный центр масс; *3* – кормовая точка вращения

Как видно из рисунка, при малых (до 30°) углах γ отклонения упора винта относительно диаметральной плоскости второго звена машины кривые отличаются незначительно: кривизна траектории кормы (кривая *3*) и приведенного центра масс (кривая *2*) почти одинаковы. Однако с увеличением γ разница между этими кривыми увеличивается, но особенно сильно – между ними и кривой *1* носа машины. И так – до γ = 60°.

Траекторию движения машины можно корректировать путем уменьшения продольной скорости ее движения с помощью гусениц, работающих на пониженных частотах вращения. Этот способ очень удобен, в частности, при выполнении маневров на воде, поскольку позволяет уменьшать линейную и угловую скорости движения машины. При этом если есть необходимость сохранить угловую скорость движения, т.е. уменьшить время и радиус поворота машины, то можно использовать работу гусеничного движителя "враздрай", т.е. с изменением направления вращения левой и правой его половин.

Для колесных амфибийных машин схемой, наиболее близкой к схемам поворота гусеничной машины, является схема с бортовой системой поворота. Поэтому к ней полностью применимы все рассмотренные соображения. Что же касается других схем и особенностей маневренности колесных машин со всеми управляемыми колесами, то здесь необходимы дальнейшие теоретические и экспериментальные исследования, так как по ним каких-либо рекомендаций пока что нет.

Таким образом, есть все основания утверждать, что из рассмотренных выше способов совершенствования маневренных свойств наиболее перспективные те из них, которые учитывают скорость движения двухзвенных амфибийных машин на воде или на суше, угол складывания их звеньев и совместную работу гусеничных или колесных движителей и специальных водоходных движителей.

Литература

1. Павленко В.Г. Маневренные качества речных судов: учеб. пособие. М.: Транспорт, 1979. – 184 с.
2. Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Комплексное подрессоривание высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 184 с.
3. Шмаков А.Ю. Модель криволинейного высокоскоростного движения сочлененной гусеничной машины (СГМ): матер. науч.-техн. конф., посвященной 170-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана. М.: 2000. С. 80–81.
4. Першиц Р.Я. Управляемость и управление судном. Л.: Судостроение, 1983. – 272 с.

УДК 533.6

ВЛИЯНИЕ ДЛИНЫ И УГЛА НАКЛОНА ЗАДНЕЙ ЧАСТИ МАСШТАБНОЙ МОДЕЛИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ НА ЕЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Канд. техн. наук **Е.В. КОРОЛЁВ, Р.Р. ЖАМАЛОВ**
Нижегородский ГИЭИ
(8.831.664-15-50)

Приведены результаты трубных аэродинамических экспериментов с масштабной моделью легкового автомобиля при изменении длины масштабной модели и угла наклона ее задней части.

Ключевые слова: *масштабная модель, коэффициент подъемной силы, коэффициент лобового сопротивления, коэффициент удлинения, угол наклона задней части модели.*

Korolev E.V. Zhamalov R. R.

INFLUENCE OF LENGTH OF A SCALE MODEL OF THE CAR AT ITS AERODYNAMIC INDICES

Results of experiments with the of aerodynamic pipe scale model car when changing the length and angle of the back are supplied.

Keywords: *scale model, the lift coefficient, a drag coefficient, the coefficient of elongation angle rear of the model.*

Поводом к проведению серии трубных аэродинамических экспериментов с масштабными моделями автомобилей послужили три обстоятельства.

Во-первых, в литературе нет сведений о влиянии изменения длины модели на аэродинамические характеристики. Хотя известно, например, что в ходе аэродинамической доводки экспериментального автомобиля "Мерседес-Бенц С111" за увеличением его длины на ~30 % последовало уменьшение аэродинамического сопротивления на 15 %.

Во-вторых, профессор университета штата Мичиган Лэй еще в 1933 г. доказал, что коэффициент C_x аэродинамического сопротивления модели зависит от длины ее заднего сменного элемента. Правда, при этом величина угла наклона задней поверхности модели не была постоянной. Кроме того, Лэй не давал количественной оценки изменения формы моделей.

В-третьих, результаты, полученные в свое время одним из авторов статьи, Е.В. Королёвым, при экспериментах с моделями переменной ширины, некоторые специалисты, основываясь на понятии "удлинение крыла", взятом из авиационной аэродинамики, где под удлинением λ понимают отношение размаха крыла к его хорде, трактуют как влияние изменения длины. Параметр λ для автомобиля принимают как отношение его ширины к длине. При этом ключевым является то, какой параметр считается переменным. Если габаритная ширина модели автомобиля изменяется в широком диапазоне, то имеется возможность определения его профильного сопротивления, а при изменении ее длины – донного сопротивления. При изменении ширины модели пропорционально ей изменяется и площадь F миделя модели, учитываемая в расчете аэродинамических коэффициентов. Поэтому авторы считают, что в экспериментах с моделью переменной длины следует учитывать изменение площади S плановой проекции, на которую воздействуют аэродинамические вертикальные силы.

Но если это так, то логично использовать коэффициент C_{zs} подъемной силы, отнесенный к этой площади S, т.е. $C_{zs} = C_z F / S$.

Эксперименты с масштабной моделью автомобиля переменной длины проводились в аэродинамической трубе замкнутого типа с открытой рабочей частью. Базовым объектом служила выполненная в масштабе 1:5 модель, имеющая плоские боковые поверхности и форму профильного сечения автомобиля ВАЗ-2108. Она оснащалась сменными элементами передней и задней частей. При этом изменение внешней формы передних элементов позволило определить влияние перераспределения набегающего на модель воздушного потока на аэродинамические характеристики, а задних – дискретно менять длину модели и угол наклона ее задней поверхности. Загромождение рабочей части трубы моделью во всех случаях составляло менее 2 %.

Каждому изменению угла β наклона задней поверхности модели соответствовала максимальная ее длина, при которой отсутствует донный срез, т.е. площадь $F_д$ вертикальной поверхности модели равна нулю. Максимальная длина в каждом варианте принималась за 100 %.

Далее. Известно, что изменение угла β наклона задней части автомобиля может повлечь смену режима его обтекания. Поэтому у базовой формы модели, при которой значения ее аэродинамических коэффициентов C_x и C_{zs} принимались за 100 %, геометрические параметры тождественны, как указывалось выше, автомобилю ВАЗ-2108. И только угол β наклона его задней части принимался равным нулю.

Результаты экспериментов приведены на рис. 1 и 2.

Как видно из рис. 1, с увеличением длины масштабной модели легкового автомобиля величина коэффициента аэродинамического сопротивления во всем диапазоне исследуемых значений угла β уменьшается. При максимальной ее длине (минимальном значении удлинения λ, так как ширина модели оставалась постоянной) значение C_x снижается, в зависимости от режима обтекания, на 15...24 %. Причем эта зависимость имеет два четко выраженных линейных участка. И первый из них наблюдается при повыше-

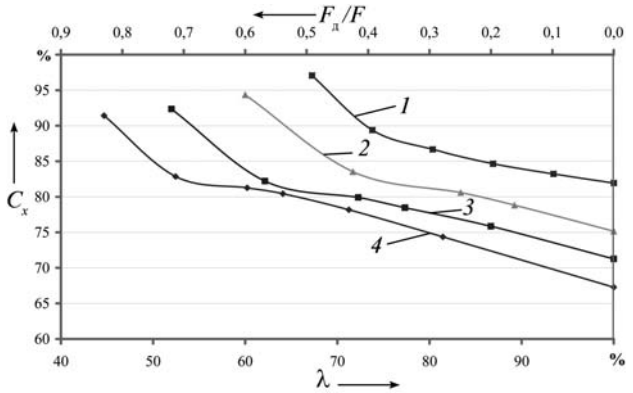


Рис. 1. Зависимость $C_x = f(\lambda, F_д / F)$:
1 – β = 22°; *2* – β = 18°; *3* – β = 14°; *4* – β = 10°

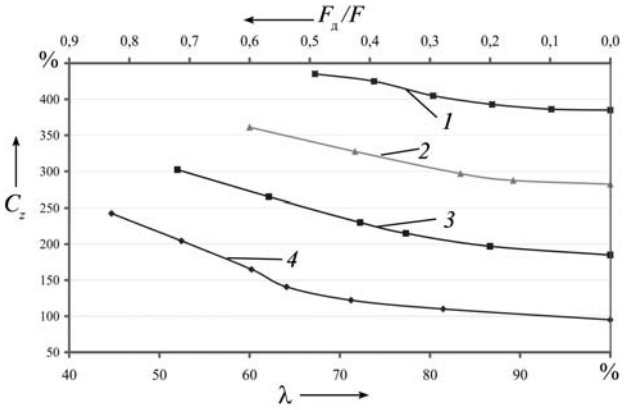


Рис. 2. Зависимость $C_z = f(\lambda,\ F_д / F)$:
1–4 – те же, что и на рис. 1

нии λ модели до 10 % диапазона его изменения, а второй – в диапазоне 20...38 %. Но есть и третий участок. Он расположен между первым и вторым линейными участками, и для него характерно наличие перегиба. Его протяженность, как видно из рис. 1, с ростом угла β становится меньше. Причина очевидна: сказываются вихревые жгуты, сбегающие с задней части модели, т.е. происходит переход от одного режима обтекания к другому.

Характер изменения коэффициента C_{zs} подъемной силы от изменения длины модели подобен характеру изменения коэффициента C_x (см. рис. 2), что, повторяем, указывает на связь аэродинамических коэффициентов C_x и C_{zs}.

Так, и на кривых изменения коэффициента C_{zs} имеются два линейных участка. И также для первого участка градиент изменения больше, чем для второго. Отличие состоит лишь в том, что переход от одного режима к другому более плавный.

Отметим, что при максимальных длинах модели изменение коэффициента C_{zs} происходит по закону арифметической прогрессии.

Более наглядно определить связь аэродинамических коэффициентов C_x и C_{zs} с геометрическими параметрами модели позволяет рис. 3. Он, по сути,

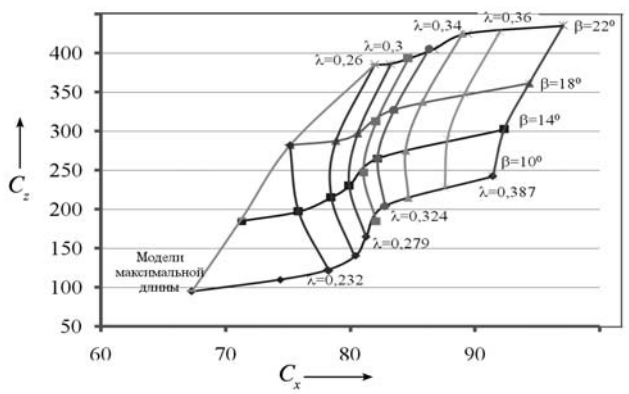


Рис. 3. Зависимость $C_z = f(C_x,\ \lambda)$

представляет собой то, что в авиационной аэродинамике называют полярой первого рода. Более того, поляра исследуемой модели имеет более универсальный, чем в авиации, характер. При построении поляры крыла самолета изменяемым параметром является угол атаки. В нашем же случае – удлинение λ и угол β наклона задней верхней поверхности. Причем необходимо учитывать, что здесь, как и в случае с крылом, большей длине модели (хорде крыла) соответствует меньшее значение коэффициента λ удлинения. (У рассматриваемой модели автомобиля диапазон изменения λ составлял 0,162...0,385, а угол β наклона задней его части принимался равным 10, 14, 18, 22 и 26° относительно линии горизонта. В результате модель имела два режима обтекания, свойственные кузовам фастбек и хэтчбек.)

Анализ представленных на рис. 1–3 зависимостей позволяет сделать ряд обобщающих выводов.

Параметры, изменяемые в исследованных границах, влияют на величину коэффициента подъемной силы C_{zs} в большей степени (на 350 %), чем на коэффициент C_x лобового сопротивления (30 %). Например, для базовой модели автомобиля изменение C_{zs} составило 200 %, а C_x – 6 %.

Рассмотренные выше результаты экспериментальных данных, в принципе, можно экстраполировать. Однако подходить нужно с осторожностью. Например, известно о критическом угле наклона задней части, при котором происходит нестационарный режим обтекания. По этой причине в эксперименте максимальная величина угла β составляла 26°.

И второе. На рис. 1, 2, как видим, нанесена и еще одна ось координат – $F_д / F$. При изменениях длины модели и угла наклона β учитываются и реальные для модели величины площади донного среза $F_д$. Но они, что хорошо видно из рисунков, соответствуют конкретным значениям λ. Что говорит о следующем: коэффициент λ – это, по сути, то же, что и отношение $F_д / F$.

Анализируя универсальную автомобильную поляру, можно придти к следующим выводам.

При увеличении угла наклона β, с его приближением к критической величине, кривые зависимостей стремятся к пределу – максимуму аэродинамических коэффициентов C_x и C_{zs}. Такой вывод подтверждает тот факт, что тела с разными внешними формами и разного удлинения, участвовавшие в аэродинамических экспериментах, в разных трубах имеют одну и ту же величину критического угла β наклона задней части. Кроме того, характер изменения поляры модели с максимальными длинами указывает на то, что при угле β наклона задней части, равным нулю, и какой-то увеличенной габаритной длине модели величина C_x приближается к значению, характеризующему в основном переднюю часть модели. Потому что при увеличении габаритной длины модели растет сопротивление поверхностного трения.

УДК 629.063

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЕЙ ПО ХАРАКТЕРИСТИКАМ ТОПЛИВОПОДАЧИ

Н.В. БЫЧЕНКО, Н.А. СУМЕНКОВ, Е.В. СКАПЦОВ, В.Н. ШАПРАН
Рязанское ВВДКУ (военный институт)
(4912. 20-94-38)

Рассмотрены основные неисправности ТНВД и форсунок, существующие методы диагностирования топливной аппаратуры дизелей, а также схема для диагностирования их состояния.

Ключевые слова: *диагностирование, неисправности, топливный насос высокого давления, топливоподача, характеристики, техническое состояние, пьезокварцевый датчик.*

Bichenko N.V., Sumenkov N.A., Skapsov E.V., Shapran V.N.

TESTING OF DIESEL FUEL EQUIPMENT ACCORDING TO FUEL DELIVERY CHARACTERISTICS

Basic faults of high pressure fuel pump and a spray jet, testing ways of the diesel fuel equipment and its scheme age described.

Keywords: *testing, faults, high pressure fuel pump, jet, fuel delivery, characteristics, technical state, piezoelectric temperature sensor.*

Статистика свидетельствует: несмотря на довольно высокие технические показатели современного дизеля, его доля в общем числе отказов агрегатов автомобиля, на котором он установлен, достаточно велика: она достигает 30 %. Причем большинство отказов связано с изменением технического состояния элементов топливоподающей системы. И прежде всего – ТНВД, форсунок и муфты опережения впрыскивания топлива. Что подтверждают и многочисленные испытания армейских автомобилей, оснащенных дизелем КамАЗ-740.10, а также опыт их эксплуатации на учениях и во время ведения боевых действий в Афганистане и Чеченской Республике. Они показывают, что именно эти элементы дизеля чаще всего выходят из строя, что ведет к потере мощности, ухудшению пусковых качеств, повышенному расходу топлива, увеличению дымности отработавших газов [1].

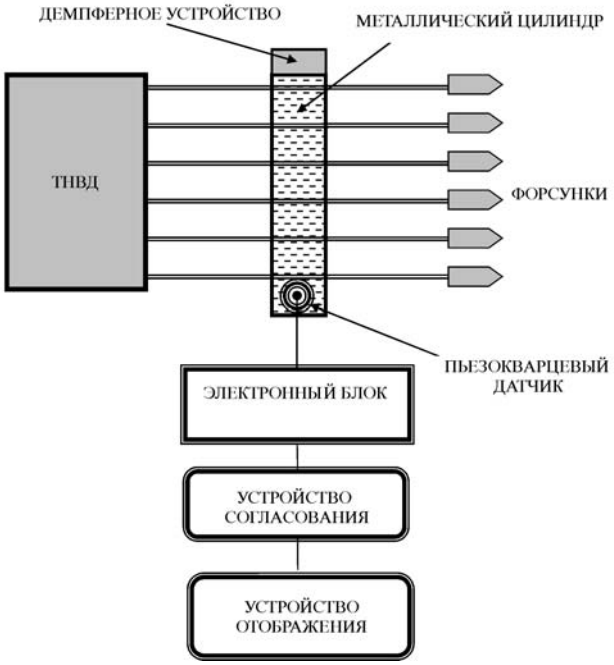
В связи с введением в ВС РФ системы технического обслуживания по фактическому техническому состоянию вопрос о применении безразборных методов диагностирования становится еще актуальнее.

Что касается конкретных неисправностей, приводящих к перечисленным выше отказам, то для ТНВД это задиры поверхностей плунжерных пар и заклинивание плунжеров во втулках; кавитационно-эрозионное разрушение деталей плунжерных пар и нагнетательного клапана; ослабление (разрегулировка) или поломка пружины нагнетательного клапана; трещины втулок плунжеров; задиры и чрезмерный износ трущихся поверхностей деталей толкателей и кулачковых шайб, а для форсунок – нарушение герметичности запирающего конуса распылителя; зависание и износ игл распылителей; падение давления начала впрыскивания; закоксование и износ отверстий распылителя [2].

Единственный способ предупреждения перечисленных неисправностей – диагностирование топливной аппаратуры в процессе эксплуатации. Однако применяемые для этой цели методы, основанные на измерении амплитудно-фазовых параметров рабочего процесса впрыскивания топлива, к сожалению, недостаточно информативны. Дело в том, что при их реализации пульсации давление топлива измеряются непосредственно в нагнетательном трубопроводе. И если даже наличие его пульсаций установлено, то определить, с чем они связаны, с ТНВД или с форсунками, не удается. Не говоря уже о конкретных секциях ТНВД или конкретной форсунке.

Чтобы исправить такое положение, авторы создали устройство, которое способно в условиях СТО или на борту автомобиля непрерывно диагностировать топливную аппаратуру дизеля и определять конкретные ее неисправности.

Это устройство представляет собой (см. рисунок) пьезокварцевый датчик, который размещен в металлическом корпусе цилиндрической формы, заполненном топливом. Через этот цилиндр проходят трубопроводы, каждый из которых одним концом соединен с ТНВД, а другим – с форсункой. Для предотвращения образования обратных волн и повышения качества снимаемых показаний в металлическом цилиндре предусматривается установка демпферного устройства.



Сигналы пьезокварцевого датчика поступают в электронный блок, сравниваются с эталонными сигналами, заложенными в устройстве согласования, и выводятся на устройство отображения.

Очевидно, что этот способ регистрации волновых явлений позволяет определить и исследовать характеристики и неисправности на каждом участке топливопровода высокого давления, идущего от секции ТНВД до форсунки каждого цилиндра многоцилиндровых дизелей с очень высокой точностью. И тем самым выявлять не только состоявшиеся, но и зарождающиеся их неисправности.

Литература

1. Справка-доклад о ходе работ по подконтрольной эксплуатации автомобилей КамАЗ-43114 со сводными перечнями отказов и повреждений. Отчет о НИР воинской части 63539. М., 1996.
2. Левин М.И. Современное состояние. Проблемы дизельной автоматики в зарубежной практике и отечественный опыт // Двигателестроение. 2000. № 1.

УДК 656.132.072

ОРГАНИЗАЦИОННО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОБЛЕМЫ ПЕРЕВОЗОК ШКОЛЬНИКОВ

Кандидаты техн. наук **С.А. ШИРЯЕВ** и **А.А. РАЮШКИНА, Н.М. СИВОЛОБОВ**
Волгоградский ГТУ (8442. 24-84-55)

На примере Волгоградской области рассмотрены результаты исследования организационно-технологической проблемы перевозок школьников, выполненные с помощью анкетного опроса.

Ключевые слова: *школьный автобус, перевозки школьников, анкета, опрос.*

Shiryaev S.A., Rayushkina A.A., Sivolobov N.M.

ORGANIZATIONAL AND TECHNOLOGICAL PROBLEMS OF THE SCHOOLCHILDREN TRANSPORTATIONS

For example of Volgograd Region the results of the research organizational and technological problems of the schoolchildren transportations by means of questionnaire are provided.

Keywords: *school bus, schoolchildren transportations, questionnaire, poll.*

Сегодня, когда число школьников и, соответственно, школ в сельской местности непрерывно сокращается, важную роль в деле доставки детей к местам обучения начали играть специальные школьные автобусы. И если, скажем, для США такие перевозки – традиция (там они впервые были внедрены около 100 лет назад [1]), то в России их массовое применение началось только с 2000-х гг. То есть большого опыта у нас нет, а проблем, как во всяком новом деле, много.

Начнем с того, что в настоящее время в большинстве случаев организацией школьных перевозок в муниципальных районах и некоторых городских округах РФ занимаются директора школ. Именно им приходится решать большое число организационно-технологических вопросов. В том числе: какими автобусами перевозить детей; как лучше составить маршрут их перевозки; как организовать предрейсовый технический осмотр автобусов и предрейсовый медицинский осмотр водителей и т.п. Ведь обеспечение безопасности – самая важная цель при организации школьных перевозок. Причем эта проблема одна из сложнейших даже для специалистов, поскольку связана с множеством факторов, в том числе и конструктивной безопасностью автобусов.

Так, в связи с небольшой, как правило, численностью детей в населенных пунктах директору обычно предлагают небольшие автобусы – типа ГАЗ – "Газель". Однако исследования, выполненные в ГТУ (МАДИ) показывают: 71 % столкновений с последствиями различной тяжести приходится именно на "ГАЗели" [2]. Причем ~70 % из них – столкновения лобовые, при которых места рядом с водителем представляют наибольшую опасность для пассажиров. Другими словами, уровень пассивной безопасности этого места у "ГАЗелей" очень низок. Кроме того, сиденья такого автобуса расположены так, что пассажиры в момент столкновения свободно перемещаются по салону, поэтому сильно травмируются. Хорошим решением была бы и установка мягких перегородок между сиденьями, и изъятие сидений типа "спиной к водителю", а также сиденья рядом с водителем.

Более безопасны, как свидетельствуют те же исследования, другие автобусы отечественного производства. Но их содержание обходится гораздо дороже.

Вторая группа проблем, связанных с организацией школьных перевозок, – несовершенство законодательства (лицензирование, организация перевозок, эксплуатация транспортных средств). Достаточно сказать, что у нас до сих пор нет единого документа, в котором были бы прописаны порядок организации и сам перевозочный процесс. Действующие же в области "взрослых" пассажирских перевозок документы не всегда можно применить к школьным перевозкам [3].

Такова общая картина. Чтобы ее конкретизировать, авторы провели собственное исследование. Его цель – определить состояние организации перевозок школьников в Волгоградской области и установить степень удовлетворенности респондентов имеющимся в их распоряжении подвижным составом. Выполнялось исследование методом анкетного опроса руководителей муниципальных органов, занимающихся управлением в сфере образования. При этом анкеты были отправлены во все 33 муниципальные районы и шесть городских округов области. Ответы на них дали 30 районов и четыре города, т.е. все, где есть автобусные школьные перевозки. Всего в анкете было поставлено 16 (табл. 1) вопросов.

В результате обработки полученной информации было установлено, что перевозки детей к местам обу-

Таблица 1

№ п/п	Показатель	Значение
1	Число перевозимых школьников	9862
2	Число населенных пунктов (сел, хуторов), из которых перевозятся школьники	633
3	Число общеобразовательных учреждений, в которые перевозятся школьники	341
4	Число общеобразовательных учреждений, имеющих лицензию на право перевозок пассажиров школьного возраста	28 (8,21 %)
5	Общая протяженность дорог, по которым проложены маршруты школьных автобусов, км	12 014,7
6	Оценка состояния дорог по пятибалльной шкале:	
	в 2013 г.	2,84
	в 2010 г.	2,82

Окончание табл. 1

№ п/п	Показатель	Значение
7	Число школьных автобусов и их типы:	
	Всего, в том числе:	532 (100 %)
	КАвЗ	47 (8,83 %)
	ПАЗ	347 (65,23 %)
	"ГАЗель"	80 (15,04 %)
	УАЗ	55 (10,34 %)
	другие	3 (0,56 %)
8	Оснащение школьных автобусов системой ГЛОНАСС	416 (78,2 %)
9	Соответствие школьных автобусов ГОСТ Р 51160–98	98,5 %
10	Потребность в новых школьных автобусах:	
	всего, в том числе:	104 (19,6 %)
	из-за окончания срока эксплуатации	51 (49,04 %)
	из-за большого пробега	23 (22,12 %)
	из-за несоответствия ГОСТ Р 51160–98	8 (7,69 %)
	из-за нехватки в связи с необходимостью перевозки большего числа детей	22 (21,15 %)
11	Число водителей школьных автобусов	447
	Возможность подмены водителя в случаях непредвиденных обстоятельств (болезни и т.д.)	10 (29,41 %)
12	Численность школьников, имеющих альтернативные пути добраться до школы:	
	в 2013 г.	5946 (60,29 %)
	в 2010 г.	6126 (62,12 %)
13	Численность школьников, не имеющих альтернативных путей добраться до школы:	
	в 2013 г.	3916 (39,71 %)
	в 2010 г.	3736 (37,88 %)
14	Организация предрейсового медицинского осмотра на основе договорных отношений с медицинскими учреждениями	100 %
15	Дополнительная организация предрейсовых медицинских осмотров водителей:	
	всего, в том числе:	26,47 %
	собственными силами (без участия медработников)	17,65 %
	на основе договорных отношений с автотранспортными предприятиями	5,88 %
	школьной медсестрой	2,94 %
16	Организация предрейсового технического осмотра автобусов:	
	собственными силами	82,35 %
	на основе договора с автотранспортными предприятиями	11,76 %
	на основе договора с индивидуальными предпринимателями и хозяйствующими структурами	5,29 %

чения в Волгоградской области выполняют автобусы отечественного производства. Транспортные средства зарубежных изготовителей (два автобуса "Форд Транзит") выделены лишь в одном муниципальном районе. По соотношению "цена–качество" наибольшее распространение получил автобус ПАЗ, на втором месте – ГАЗ ("Газель"), на третьем УАЗ и на четвертом – КАвЗ. При этом их оснащенность аппаратурой спутниковой навигации постепенно растет, что и подтверждает рис. 1, на котором приведены кривые изменения парка школьных автобусов (кривая *1*) и степень роста их оснащенности системой ГЛОНАСС (кривая *2*) в период 2010...2013 гг. Этой проблемой фактически начали заниматься лишь в 2012 г., когда вышло соответствующее постановление губернатора Волгоградской области, согласно которому транспортные средства, осуществляющие перевозку учащихся, подлежат обязательному оснащению такой аппаратурой.

Существует проблема и недостаточной укомплектованности школ автобусами для перевозки детей:

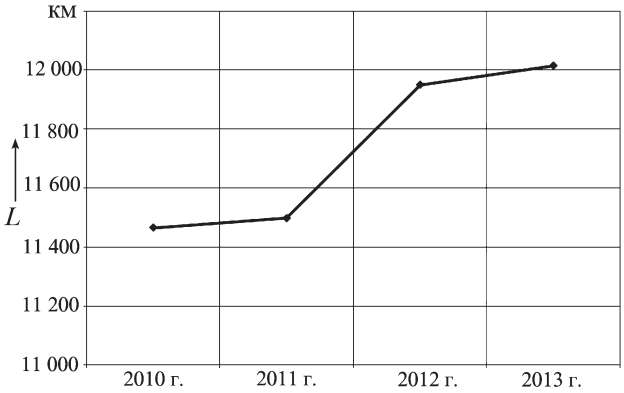


Рис. 1. Динамика изменения протяженности дорог, по которым проложены школьные маршруты

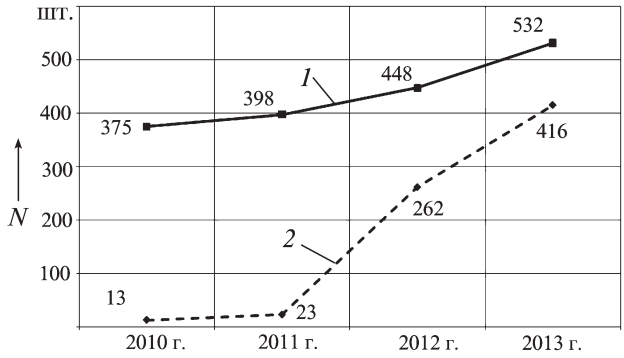


Рис. 2. Динамика изменения числа школьных автобусов по годам:
1 – оснащение ГЛОНАСС; *2* – списочное число школьных автобусов

почти половина опрошенных считают, что значительная часть автобусов требует замены.

Что же касается удовлетворенности респондентов имеющимся у них транспортом, то ее уровень распределяется следующим образом: 50 % – удовлетворены; 18 % – не удовлетворены и 32 % – удовлетворены не полностью. Причины первого, второго и третьего приведены в табл. 2.

Исследование выявило и еще ряд проблем. Например, в большинстве школ нет возможности подменить водителя в случаях непредвиденных обстоятельств (болезни и т.д.); предрейсовые медицинский осмотр водителей и технический осмотр автобусов практически всегда организуются самостоятельно, что не гарантирует их высокого качества, да и не очень удобно. Дело в том, что у школьных медсестер курсовой подготовки по предрейсовым и послерейсовым осмотрам водителей нет. Как правило, нет таких специалистов и на территории сельских поселений. Но даже если они и есть, то у фельдшерско-акушерских пунктов (ФАПов) нет лицензии на такой вид деятельности.

Все это заставляет обращаться в отдаленные от школы лечебные учреждения.

Та же картина и с организацией предрейсового технического осмотра школьных автобусов (об этом сообщили 22,06 % респондентов): у многих школ нет ни гаражей для проведения диагностических работ, ни необходимых для этого инструментов и приборов, ни механика в штатном расписании. Поэтому приходится обращаться в ближайшие АТП, что при отсутствии финансирования в полном объеме становится трудновыполнимой задачей.

Качество дорожного покрытия на школьных маршрутах тоже оставляет желать лучшего, хотя протяженность школьных маршрутов L в период 2010–2012 гг. существенно возросла и продолжает увеличиваться (рис. 2).

Максимальные расстояния, на которые перевозятся школьники, находятся в диапазоне 12...200 км, при этом в нарушение п. 2.1.7 правил СанПиН 2.4.2.1178–02 в 19 районах (55,88 %) максимальное время в пути превышает 30 мин, в том числе в 11 районах составляет 30...60 мин, в пяти – 60...100 мин, в трех – 100...350 мин. Причем альтернативные варианты передвижения школьников, в случае отсутствия школьных автобусов, есть далеко не во всех районах.

Таблица 2

Марка автобуса	Преимущества	Недостатки
КАвЗ	Хорошие сиденья, есть ремни безопасности	Низкое качество изготовления; плохой обогрев стекол, стойки зеркал мешают обзору на перекрестках; неудобное расположение зеркал заднего вида; ненадежное крепление капота; слабая АБ; большой радиус разворота; плохая маневренность на поворотах; недостаточная прочность рамы и деталей кузова; большой расход топлива
ПАЗ	Есть ремни безопасности; места для портфелей; ограничение скорости движения; хорошие обзорность, тормозная система и гидроусилитель руля	Ненадежно работает выдвигающаяся ступенька; нет чехлов на сиденьях; недостаточная проходимость на дорогах без твердого покрытия; кнопка остановки установлена так, что дети случайно ее задевают; жесткая подвеска; узкие и маленькие сиденья; хрупкий бампер
ГАЗ – "ГАЗель"	Неплохая топливная экономичность; небольшие габаритные размеры; высокая маневренность; вполне приемлемый уровень комфорта для пассажиров	Один ведущий момент – отсюда плохая проходимость; неэффективная система отопления салона, нет багажного отделения для рюкзаков школьников
УАЗ	Высокая проходимость по бездорожью	Неэффективная система отопления салона; нет багажного отделения для рюкзаков школьников

Таблица 3

Год	Безопасность, %		Регулярность, %		Скорость, %		Комфорт, %	
2010	40,5	+	20,5	+	16,5	+	16,0	= 100 %
2013	47,0		24,0		16,7		18,8	

Скажем, рейсовые автобусы – в 17 из 30. Поэтому школьников могут привозить либо на личном транспорте (в 27 районах), либо они могут добираться до школы на попутках (21 район), либо пешком (10 районов).

Среднее процентное соотношение показателей, характеризующих перевозочный процесс школьников, приведено в табл. 3. Из нее видно, что уровнем безопасности этих перевозок в 2013 г. удовлетворены 47 % респондентов, их регулярностью – 24,0, скоростью – 16,7 и комфортабельностью – 18,8 %. Что хотя и несколько выше, чем в 2010 г., но очень мало.

О том, что в районах в 2013 г. уже есть открытые стояночные площадки для школьных автобусов, сообщили 28 (82,35 %) респондентов, о наличии гаражей – 30 (88,23 %), а о наличии оборудованных остановочных пунктов для ожидания школьных автобусов детьми – 20 (58,82 %). То есть положительные сдвиги тоже есть.

Анализ мнений респондентов позволяет говорить о необходимости выработки таких основных направлений (приоритетов) развития системы школьных перевозок в Волгоградской области, которые должны обеспечить высокое качество услуг, предоставляемых школьникам. В частности, этими приоритетами следует считать обеспечение современными, надежными, удобными и безопасными специализированными школьными автобусами различной вместимости и проходимости, отвечающими условиям перевозок, антропометрическим параметрам и физиологическим особенностям школьников; строительство новых дорог с твердым покрытием, а также модернизация и надлежащее содержание уже существующих дорог; создание системы эффективного мониторинга функционирования школьных перевозок; строительство гаражей и площадок для стоянки и хранения школьных автобусов в летнее и зимнее время; улучшение благоустроенности остановочных пунктов; организация технического обслуживания автобусов квалифицированными механиками и предрейсового осмотра водителей медиками.

Литература

1. School bus. Электронный ресурс. 2013. Режим доступа: http://en.wikipedia.org/wiki/School_bus#Argentina
2. Судьба транспорта в руках ученых. Электронный ресурс. 2013. Режим доступа: http://gazeta.vstu.ru/?n=1246&a=1.
3. Гуськов А.А. Организация специальных школьных перевозок // Проблемы автомобильно-дорожного комплекса России: Организация автомобильных перевозок и безопасность дорожного движения: матер. VII Междунар. заочн. науч.-техн. конф. 24 октября 2012 г. Пенза: ПГУАС, 2012. С. 26–30.

ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ

ФИЗИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

учебное пособие **Н.П. Алешин**

2013 г. Объем 576 с. Формат 60x88 1/16 Переплет ISBN 978-5-94275-695-6 Цена 1000 р.

Рассмотрены дефекты сварных соединений и физические методы неразрушающего контроля, основанные на использовании различных излучений и их взаимодействий с объектами контроля. Приведены классификации и рекомендации по выбору методов неразрушающего контроля. Изложены сведения по теории, оборудованию и технологиям методов дефектоскопии различных типов сварных соединений.

Для студентов, бакалавров, магистров, подготовка которых осуществляется в области сварочного производства, а также специалистов, проходящих сертификацию по EN 437.

Приобрести книгу в издательстве можно, прислав заявку:

по почте: 107076, г. Москва, Стромынский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru

Дополнительная информация по телефонам: (499) 269-52-98, 269-66-00 и на сайте WWW.MASHIN.RU

УДК 621.981

РАСЧЕТ ЗАГОТОВОК ВАЛКОВОЙ ОСНАСТКИ ПРИ ОСВОЕНИИ ПРОИЗВОДСТВА НОВЫХ МОДЕЛЕЙ И МОДИФИКАЦИЙ АВТОМОБИЛЕЙ

Д-р техн. наук **В.И. ФИЛИМОНОВ, И.О. ЛИСИН, К.С. ДЕМЕНТЬЕВ,** канд. техн. наук **С.В. ФИЛИМОНОВ**
Ульяновский ГТУ, НПО "ИДМ"
(8422. 42-03-81)

Разработан формализованный алгоритм расчета заготовок валковой формующей оснастки.

Ключевые слова: *профилирование, гнутый профиль, заготовка формующего валка, валковый калибр, число переходов.*

Filimonov V.I., Lisin I.O., Dementiev K.S., Filimonov S.V.

ROLL-FORMING TOOL BLANKS CALCULATION AT THE IMPLEMENTATION OF NEW MODEL AND MODIFICATION CARS PRODUCTION

Formalization algorithm of titles calculation of forming roll rigging is worked.

Keywords: *roll-forming, roll-formed profile, forming roll blank, roll caliber, number of passes.*

Характерной особенностью современного автомобилестроения является, как известно, быстрое освоение производства многочисленных новых моделей и модификаций автомобилей. Эта особенность требует множества различных гнутых профилей проката из стальных сплавов, а следовательно, и множества вариантов валковой оснастки для профилировочных станков. И эту оснастку сначала проектируют, а потом изготовляют.

Такая последовательность, как показывает опыт, не всегда рациональна. Как правило, оказывается, что оснастка спроектирована, а заготовок, необходимых для ее быстрого изготовления, нет. То есть заготовительные операции (резка заготовки валка в размер или изготовление поковки) становятся "узким местом" производства. Иными словами, сравнительно низкая производительность отрезного оборудования или большая продолжительность цикла обработки поковок усложняет подготовку производства новых АТС.

Однако выход из данного положения есть. Он – в расчетном определении размеров заготовок под валки, выполненном еще до начала проектирования оснастки.

Конечно, дело не совсем простое, так как проектные процедуры и размеры заготовок комплекта оснастки в значительной степени зависят от выбранной технологии (традиционное профилирование, стесненный изгиб, метод интенсивного деформирования) применения оборудования и его технических характеристик. Но это в принципе. На практике же метод интенсивного деформирования всегда предпочтительнее, поскольку выгоднее всех других методов с точки зрения технологических возможностей, числа переходов, компактности технологического оснащения, необходимого для его реализации оборудования. Что позволяет существенно снизить, по сравнению с традиционным профилированием, капитальные и технологические затраты. Правда, стесненный изгиб обладает ограниченными технологическими возможностями, поэтому его применяют лишь в авиастроении для изготовления профилей уголкового, швеллерного, корытного и зетового типа, используемых в качестве силовых элементов планера самолета. Но в качестве оборудования для реализации метода интенсивного деформирования применяют серийные профилировочные станки модели СПУ-400Кхх и ГПС-300Мхх, у которых межосевое расстояние клетей регулируется в довольно широких пределах – от 95 до 180 мм за счет возможности вертикального перемещения только верхнего вала клети. А это практически полностью соответствует технологии интенсивного деформирования, где базовый элемент профиля (обычно – донная часть) имеет градиент подъема по ходу профиля 0,25 мм/переход по отношению к линии нижних рабочих валов станка. То есть самолетные профили аналогичны автомобильным. Значит, авиационную технологию возможно применять и в автомобилестроении. Поэтому применительно к ней рассмотрим последовательность расчета валков комплекта технологической оснастки для производства закрытых профилей на стадии технологической подготовки производства новой модели автомобиля. Для других профилей типовой номенклатуры такие расчеты также справедливы, за исключением последнего перехода, где верхний валок, в отличие от технологии производства закрытых профилей, находится в контакте с донной частью заготовки.

Расчетная процедура для типового закрытого профиля (рис. 1), формируемого по схеме (см. рис. 1, *б*), предусматривает следующую последовательность работы: определение числа переходов и межосевых расстоя-

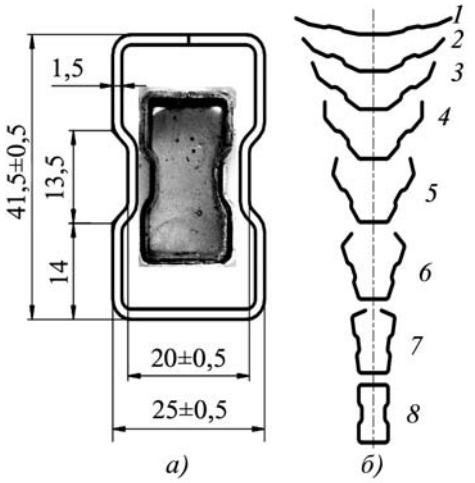


Рис. 1. Чертеж и шлиф (а) замкнутого профиля 25×41,5×1,5 мм с конструктивными рифтами на боковых подгибаемых полках и схема (б) его формообразования:
1, 2, ..., 8 – номера технологических переходов

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$N = F\left[\sqrt{\frac{L_м}{C}} \cdot \frac{2\,b\,(1-\cos\alpha)}{L_м\,n}\left(\frac{R_с}{\sqrt{r_в\,s}}\right)\right]^{\frac{1}{2}}$	F – функция формы; $L_м$ – межклетьевое расстояние профилегибочного станка; α – суммарный угол подгибки боковых полок; C – ширина дна профиля; $R_с$ – средний радиус изгиба, соответствующий 95%-му уровню охвата зоны изгиба пластическими деформациями; $r_в$ – внутренний радиус зоны изгиба; s – толщина заготовки; n – число зон изгиба профиля
2	$F = 3{,}2\sqrt{n}\,\frac{A}{A'}$ (специальные профили)	A – площадь фигуры, охватываемой контуром сечения профиля и линией соединения кромок; A' – площадь фигуры, построенной на отрезке дна профиля и отрезке, соединяющем кромки профиля
3	$F = 3{,}2\sqrt{n}\,\frac{C + b\cos\alpha}{C + b\cos\alpha \pm g}$	b – ширина подгибаемой (несущей) полки; g – ширина горизонтальных полок профиля (знак "+" относится к профилю корытного типа, а "–" – к C-образному профилю)
4	$H_k^м = -0{,}69k^2 + 10{,}5k + 118{,}6$	k – номер перехода
5	$D_k^н = d + 2G + 0{,}5k + 2\,b\sin(\alpha\,k\,/\,N) + 2\,g\sin(2\,\alpha k\,/\,N)\left[1 - round\left(\frac{k-1}{N}\right)\right] + 2\,h\,round\left(\frac{9-k}{N}\right) + 2\,\xi_d$	d – диаметр рабочего вала клети; G – минимальный радиальный размер толщины стенки вала под калибром; h – высота бурта замыкания калибра; ξ_d – припуск на радиальную токарную обработку; *round* – стандартная математическая функция округления числа
6	$B_k^н = C + 2\,b\cos(\alpha\,k\,/\,N) + 2\,g\cos(2\,\alpha\,k\,/\,N) \times round\left(\frac{8-k}{N}\right) + 2\,l_r + 2\,\xi_w + 2\,l_б\left[round\left[2\,k\,\frac{N-k+2}{(N+2)^2}\right] + round\left(\frac{k}{2\,N}\right)\right]$	l_r, $l_б$ – ширина участка радиальной посадки (нижнего и верхнего) валков и бурта соответственно; ξ_w – припуск на торцовую обработку вала
7	$D_k^в = 2\,H_k^м - d - 2G - H\,round\left(\frac{k}{2\,N}\right) + 2\,\xi_d$	H – высота профиля
8	$B_k^в = B_k^н - 2\,l_б\,sign\,(\eta_k)\;round\left(\frac{k-1}{N}\right) + 2\,\xi_w$	$B_k^н$ – ширина нижнего валка на k-м переходе; *sign* – стандартная математическая функция генерации знака "+" или "–"; $\eta_k = \begin{cases} 1, & \text{обычная пара роликов} \\ -1, & \text{инвертированная пара} \end{cases}$

ний валков, а затем – их диаметров и ширины. При этом число N технологических переходов определяется формулой № 1 (табл. 1), в которой первый из стоящих в квадратных скобках сомножитель отражает влияние формы дна заготовки профиля, второй – степень ее "стеснения", третий – жесткость угловой зоны. При этом влияние типа профиля на число технологических переходов учтено функцией F формы, которая для профилей специальной формы подсчитывается по формуле № 2, а для профилей типовой формы – по формуле № 3.

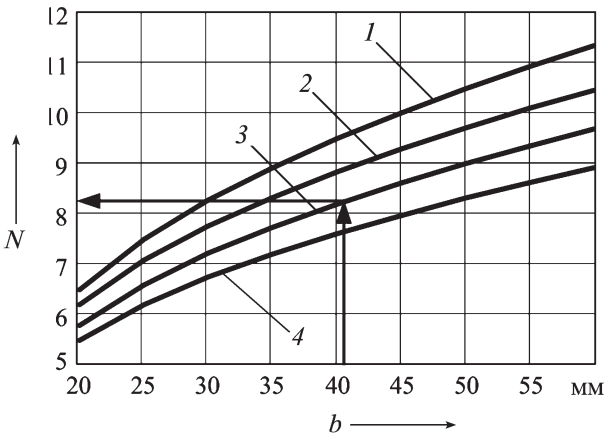


Рис. 2. Определение числа переходов замкнутого профиля:
1 – r = 2 мм; *2 – r* = 2,5 мм; *3 – r* = 3 мм; *4 – r* = 3,5 мм

Определение числа переходов для формовки профиля с различными радиусами зон изгиба в зависимости от ширины несущих полок на основе расчета (по формуле № 1) в среде "MathCAD–2001 Pro" иллюстрирует рис. 2. При его построении другие параметры, входящие в формулу № 1 для рассматриваемого профиля, были приняты следующими: C = 25 мм; b = H = 41,5 мм; g = 8 мм; s = 1,5 мм; $L_м$ = 400 мм; $r_в$ = 3 мм; $R_с$ = 8,25 мм; n = 4. Опыт применения формулы № 1 показывает, что полученные по ней значения числа переходов отличаются от реально применявшихся чисел не более чем на 0,4, т.е. данные эксперимента и расчета практически идентичны.

Величины межосевых расстояний $H_k^м$ для профилей с размером подгибаемых несущих полок до 50 мм получены статистической обработкой опытных данных и ап-

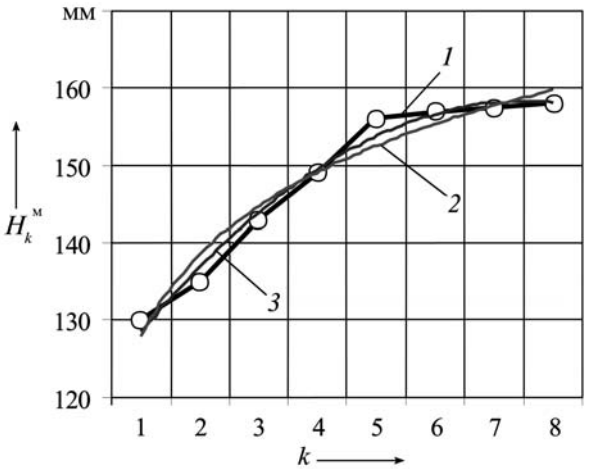


Рис. 3. Зависимость опытных (1) значений межосевых расстояний валков от номера перехода, логарифмическая аппроксимация (2) и полиномиальное сглаживание (3) зависимости этого расстояния от номера перехода:

$Y_{лс} = 15{,}354 \ln(x) + 127{,}83$; $Y_{пс} = 0{,}6935\, x^2 + 10{,}497\, x + 118{,}63$

проксимацией реальной кривой (рис. 3). Как видим, полиномиальное сглаживание обладает большей, по сравнению с логарифмической аппроксимацией, достоверностью (соответственно R^2 = 0,9561 и R^2 = 0,9854), что и стало основанием для его использования в качестве формулы № 4 для определения межосевых расстояний.

При расчете диаметров $D_k^н$ нижних валков используются линейные размеры конструктивных элементов валка, показанных на рис. 4, и принимается модифицированная схема формообразования с равномерной подгибкой элементов, которая незначительно отличается от схемы, приведенной на рис. 1, *а*, но она позволяет формализовать процедуру расчета. Введение в формулу № 5 стандартных функций *round* вызвано необходимостью представления или устранения некоторых размеров конструктивных элементов валка на различных переходах. Графические зависимости (рис. 5), построенные на основе формулы № 5, показывают их хорошее согласие с опытными данными.

Для последней пары валков врезание калибра осуществляется в оба валка примерно на одну и ту же глубину, а его замыкание – на уровне середины сечения профиля, поэтому диаметр нижнего валка последнего перехода можно брать равным межосевому расстоянию последнего перехода.

Ширина $B_k^н$ нижнего валка (см. рис. 4) рассчитывается по формуле № 6, причем также на основе модифицированной схемы формообразования с учетом условий замыкания калибров. Графики рис. 6 показывают их удовлетворительное соответствие опытным данным.

Диаметры $D_k^в$ верхних валков определяют по формуле № 7 простым вычитанием катающих диаметров ($d + 2G$) из удвоенного межосевого расстояния для всех переходов, кроме последнего. Потому что до последнего перехода функция *round* подавляет учет высоты профиля, а в последнем переходе ее нужно учитывать, поскольку верхний валок уже не контактирует с донной

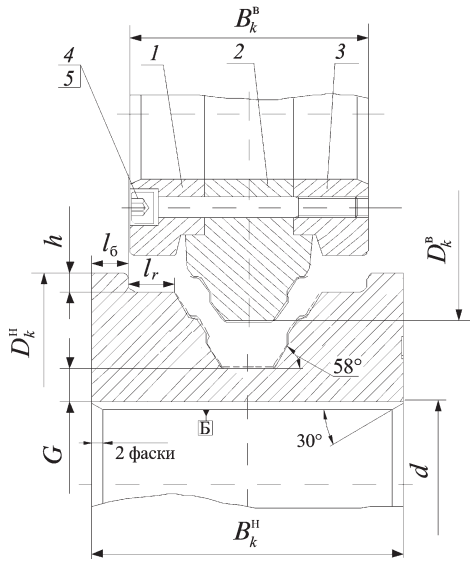


Рис. 4. Схема монтажа нижнего цельного и верхнего сборного валка пятого перехода с обозначением размеров их конструктивных элементов:

1, 2, 3 – левая, средняя и правая части верхнего валка; *4* – винт; *5* – шайба

частью профиля (т.е. его диаметр в области калибра уменьшается на высоту *H*).

Ширина $B_k^в$ верхнего валка, определяемая по формуле № 8, зависит от суммарного угла подгибки несущих полок (номера перехода). До угла, равного 45°, для обычной пары предусматриваются только участки обкатки шириной l_r каждый, причем, ширина верхнего и нижнего валка одинакова. На последующих переходах ширина верхнего валка уменьшается или увеличивается на удвоенную ширину буртов – в зависимости от того, является ли пара валков обычной или инвертированной (обращенной). При этом в обычной валковой паре охва-

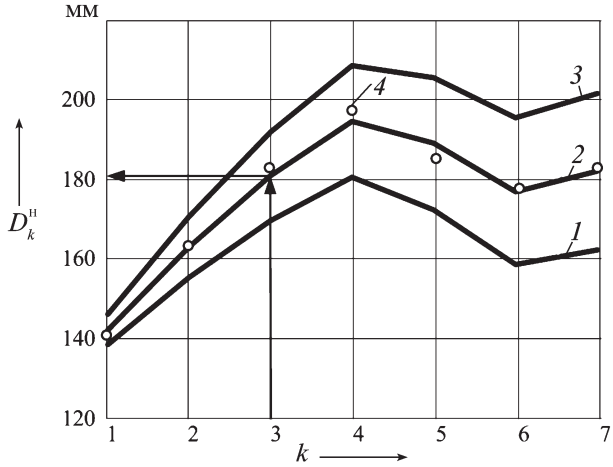


Рис. 5. Зависимость диаметров нижних валков от ширины полки профиля и номера перехода:

1 – *b* = 30 мм; *2* – *b* = 40 мм; *3* – *b* = 50 мм; *4* – опытные данные

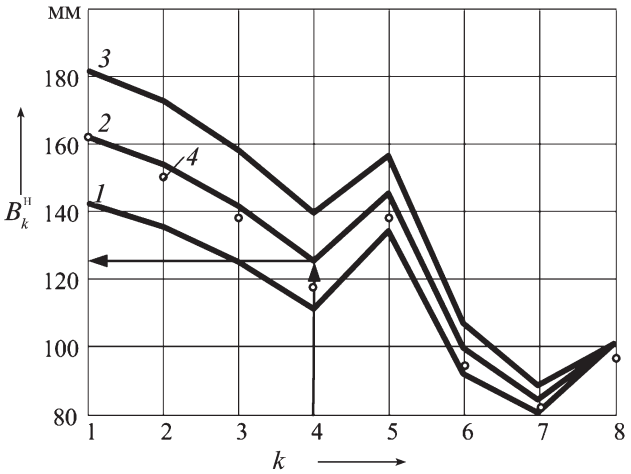


Рис. 6. Зависимость ширины нижних валков от размера полки профиля и номера перехода:

1 – b = 30 мм; *2* – b = 40 мм; *3* – b = 50 мм; *4* – опытные данные

Таблица 2

№ перехода	$D_k^н$, мм	$B_k^н$, мм	$D_k^в$, мм	$B_k^в$, мм	Примечания
1	141	162	157	162	–
2	164	151	167	152	–
3	183	137	182	137	–
4	197	118	194	118	–
5	186	138	207	105	–
6	178	91	209	123	Инвертированная пара
7	184	76	209	107	
8	154	97	178	65	–

тывающим является нижний валок, а в инвертированным – верхний. Это учитывается введением в формулу № 8 индикатора $sign(\eta_k)$.

Выполненные по формулам № 1–8 расчеты размеров валков в целом совпадают с опытными данными (табл. 2) с ошибкой, не превышающей 4...6 %.

На основе зависимостей, приведенных в табл. 1, авторы разработали алгоритм и программу расчета заготовок комплекта формующих валков в среде "MathCAD–2001 Pro". Алгоритм включает девять блоков: ввод исходных данных (параметры сечения профиля, диаметр рабочих валов, размерные данные конструктивных замыкающих элементов валков, припуски на черновую обработку, индикаторы инвестированных валковых пар); расчет функции F формы, числа N переходов, межосевых H_k расстояний, диаметров $D_k^н$ нижних валков, ширины $B_k^н$ нижних валков, диаметров $D_k^в$ верхних валков и ширины $B_k^в$ верхних валков; вывод результатов расчетов в виде векторов-столбцов значений размеров заготовок.

Таким образом, формализованная процедура априорного расчета параметров заготовок под технологическое оснащение для производства гнутых профилей типовой номенклатуры вполне реальна. И выгодна, так как позволяет на стадии технологической подготовки производства, еще до проектирования формующих валков, провести заготовительные работы и тем самым сократить сроки освоения производства автомобилей новых моделей и модификаций.

УДК 629.017

ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ И УПРАВЛЯЕМОСТИ АВТОМОБИЛЯ ПО СОБСТВЕННОЙ ЧАСТОТЕ ЕГО КОЛЕБАНИЙ В ПЛОСКОСТИ ДОРОГИ

Д-р техн. наук **М.А. ПОДРИГАЛО,**
канд. техн. наук **Д.М. КЛЕЦ, В.И. ГАЦЬКО**
Харьковский НАДУ (10.-380.57 707-37-33)

Приводятся результаты исследования устойчивости и управляемости автомобиля с использованием в качестве критерия частоты его собственных колебаний в плоскости дороги.

Ключевые слова: *автомобиль, собственные колебания, устойчивость, управляемость.*

Podrigalo M.A., Klets D.M., Gatsko V.I.

VEHICLE STABILITY AND CONTROLLABILITY EVALUATION BY CRITERION OF OWN FLUCTUATIONS FREQUENCY IN THE ROAD PLANE

Vehicles stability and controllability using as a criterion the frequency of own fluctuations in the road plane are investigated.

Keywords: *vehicle, own fluctuations, stability, controllability.*

Существующие методы оценки устойчивости и управляемости автомобиля предусматривают анализ дифференциальных уравнений его движения. Однако для установившегося движения эту оценку можно выполнить и более простыми методами. И вот почему.

При таком движении постоянный курсовой угол ψ заданного радиуса R поворота автомобиля обеспечивает водитель или автоматическое управляющее устройство, постоянно воздействуя на рулевое колесо. При этом данное воздействие имеет колебательный характер с частотой, достигающей 0,7 Гц. Частота $\nu_{соб}$ собственных колебаний автомобиля в плоскости дороги тоже может иметь значения, близкие к 0,7 Гц, что создает высокую вероятность возникновения резонанса и сдвига колебаний по фазе на 180°. В итоге – ухудшение управляемости и устойчивости автомобиля.

Так говорит теория. Но ее подтверждает и практика. Например, в работе [1] приведены результаты экспериментальных исследований управляемости автомобилей, которые показывают: частота синусоидальной кривой для осуществления маневра по траектории усеченной синусоиды за счет соответствующего поворота рулевого колеса действительно составляет 0,7 Гц. Использование этой частоты приводит к тому, что время от завершения первого поворота рулевого колеса (первый пик) до завершения поворота в обратном направлении (второй пик) состав-

ляет приблизительно 714 мс независимо от заданной величины угла поворота рулевого колеса.

Эти результаты были получены в ходе многочисленных исследований верхнего предела способности человека выполнять поворот автомобиля при маневрах с двойным переходом с одной полосы движения на другую, поэтому и были использованы в международном стандарте [2], регламентирующем условия проведения испытаний автомобилей на устойчивость.

Учитывая опасность упомянутых выше резонансов, авторы статьи попытались найти недифференциальную аналитическую зависимость, позволяющую рассчитать частоту $\nu_{соб}$ собственных колебаний автомобиля в плоскости дороги. И им это удалось.

Так, для установившегося прямолинейного движения автомобиля указанная частота может быть определена по формуле № 1 (табл. 1). Входящая в нее угловая жесткость $C_{угл}$ автомобиля в плоскости дороги, обусловленная боковой жесткостью шин, рассчитывается по формуле № 2. В нее, как видим, входит изменение $\Delta\psi$ курсового угла автомобиля и реакции опорной поверхности на передних (y_1) и задних (y_2)

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\nu_{соб} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{C_{угл}}{I_{ZM}}}$	$C_{угл}$ – угловая жесткость автомобиля в плоскости дороги, обусловленная боковой жесткостью шин; I_{ZM} – момент инерции автомобиля в плоскости дороги относительно центральной вертикальной его оси
2	$C_{угл} = \frac{M_{пов}}{\Delta\psi}$	$M_{пов}$ – момент, поворачивающий автомобиль в плоскости дороги; $\Delta\psi$ – изменение курсового угла автомобиля, обусловленное боковой жесткостью шин и действием поворачивающего момента $M_{пов}$
3	$\Delta\psi = \frac{Y_2}{b+H} = \frac{Y_1}{a-H}$	Y_1, Y_2 – боковые деформации шин, обусловленные действием боковых реакций дороги R_{y_1} и R_{y_2}; a, b – расстояния от центра масс автомобиля до его передней и задней осей соответственно; H – расстояние от центра масс автомобиля до центра его упругости
4	$Y_1 = \frac{R_{y_1}}{C_{y_1}}$	C_{y_1} – суммарная боковая жесткость передних колес автомобиля
5	$Y_2 = \frac{R_{y_2}}{C_{y_2}}$	C_{y_2} – суммарная боковая жесткость задних колес автомобиля
6	$\Delta\psi = \frac{R_{y_2}}{C_{y_2}(b+H)} = \frac{R_{y_1}}{C_{y_1}(a-H)}$	–
7	$R_{y_1} = R_{y_2} = R_y = \frac{M_{пов}}{L}$	L – база автомобиля
8	$C_{угл} = L(b+H)C_{y_2} = L(a-H)C_{y_1}$	–
9	$H = \frac{aC_{y_1} - bC_{y_2}}{C_{y_1} + C_{y_2}}$	–
10	$I_{ZM} = I_{ZC} + m_а H^2 = m_а(i_Z^2 + H^2)$	$m_а$ – полная масса автомобиля; I_{ZC} – центральный момент инерции автомобиля в горизонтальной плоскости; i_z – радиус инерции автомобиля относительно центральной вертикальной его оси
11	$\nu_{соб} = \frac{L}{2\pi}\sqrt{\frac{C_{y_1}/m_а}{\left(1+\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right)\left[i_Z^2 + a^2\left(\frac{\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}} - \frac{b}{a}}{1+\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}}\right)^2\right]}}$	–
12	$\nu_{возм}^{max} < \nu_{соб}$	–
13	$C_{y_1} > \frac{4\pi^2(\nu_{возм}^{max})^2 m_а}{L^2}\left(1+\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right)\left[i_Z^2 + a^2\left(\frac{\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}} - \frac{b}{a}}{1+\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}}\right)^2\right]$	–

№ формулы	Формула	Примечания
14	$C_{y_1} > \frac{4\pi^2 m_a (\nu_{возм}^{max})^2}{L^2} F\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right)$	$F\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right)$ – функция отношения $\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}$
15	$F\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right) = i_Z^2\left(1+\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right) + a^2 \frac{\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}} - \frac{b}{a}\right)^2}{1+\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}}$	–
16	$\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right)^* = \frac{L}{\sqrt{i_Z^2 + a^2}} - 1$	–
17	$\left[F\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right)\right]_{min} = L\frac{i_Z^2 + (a-\sqrt{i_Z^2+a^2})^2}{\sqrt{i_Z^2+a^2}}$	–
18	$C_{y_{1\,min}} = \frac{4\pi^2 m_a (\nu_{возм}^{max})^2}{L} \frac{i_Z^2 + (a-\sqrt{i_Z^2+a^2})^2}{\sqrt{i_Z^2+a^2}}$	–
19	$C_{y_2} > \frac{C_{y_{1\,min}}}{\left(\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\right)^*}$	–
20	$C_{y_2} > \frac{4\pi^2 m_a (\nu_{возм}^{max})^2}{L} \frac{i_Z^2 + (a-\sqrt{i_Z^2+a^2})^2}{L-\sqrt{i_Z^2+a^2}}$	–
21	$M_{пов} = R_{y_2} L = R_{y_1} L \cos\bar{\alpha}$	$\bar{\alpha}$ – средний угол поворота управляемых колес автомобиля
22	$\Delta\psi = \frac{Y_2}{b+H} = \frac{Y_1 \sec\bar{\alpha}}{a-H}$	–
23	$\Delta\psi = \frac{M_{пов}}{LC_{y_2}(b+H)} = \frac{M_{пов}}{LC_{y_1}(a-H)\cos^2\bar{\alpha}}$	–
24	$C_{угл} = LC_{y_2}(b+H) = LC_{y_1}(a-H)\cos^2\bar{\alpha}$	–
25	$H = \frac{C_{y_1} a\cos^2\bar{\alpha} - C_{y_1}}{C_{y_2} + C_{y_1}\cos^2\bar{\alpha}}$	–
26	$\nu_{соб} = \frac{L\cos\bar{\alpha}}{2\pi} \times \sqrt{\frac{C_{y_1}/m_a}{\left(1+\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\cos^2\bar{\alpha}\right)\left[i_Z^2 + a^2\left(\frac{\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\cos^2\bar{\alpha} - \frac{b}{a}}{1+\frac{C_{y_1}}{C_{y_2}}\cos^2\bar{\alpha}}\right)^2\right]}}$	–

его колесах. Чтобы их найти, воспользуемся рис. 1, на котором приведена схема нагружения автомобиля поворачивающим моментом $M_{пов}$ при установившемся прямолинейном движении. Из этого рисунка следуют формулы № 3, 4 и 5. В итоге формула № 3 превращается в формулу № 6.

Суммарные боковые реакции опорной поверхности на передних (R_1) и задних (R_2) колесах определяются по формуле № 7. Подставляя их в формулы № 6 и 2, получим формулу № 8. Входящие в нее параметры для каждого автомобиля известны. За исключением координаты H центра упругости автомобиля. Но ее легко вычислить по формуле № 9.

В формулу № 1, кроме $C_{угл}$, входит еще один "нерасшифрованный" параметр – момент I_{ZM} инерции автомобиля. Для него предназначена формула № 10. Следовательно, собственная частота $\nu_{соб}$ колебаний автомобиля в плоскости дороги при установившемся

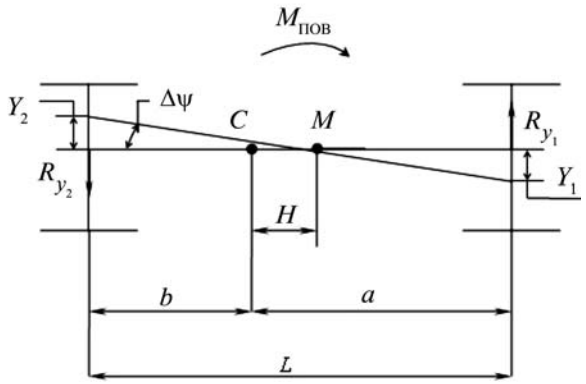


Рис. 1. Схема нагружения автомобиля поворачивающим моментом

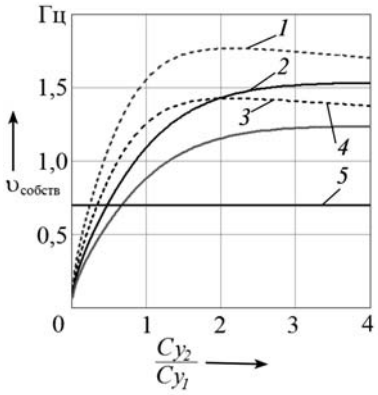


Рис. 2. Зависимость частоты собственных колебаний автомобиля "Урал-4320" при прямолинейном установившемся его движении от отношения C_{y_2} / C_{y_1}, давления $p_ш$ в шинах и степени его загрузки:

1 – снаряженный автомобиль при $p_ш$ = 0,35 МПа (C_{y_1} = = 2,264·10^5 Н/м); *2* – полностью нагруженный автомобиль, $p_ш$ = 0,35 МПа; *3* – снаряженный автомобиль, $p_ш$ = 0,07 МПа (C_{y_1} = 1,475 · 10^5 Н/м); *4* – полностью нагруженный автомобиль, $p_ш$ = 0,05 МПа; *5* – $\nu_{соб}$ = 0,7Гц

прямолинейном движении может быть окончательно определена по формуле № 11, полученной после подстановки в формулу № 1 формул № 8...10.

Анализ этой формулы показывает, что с ростом колесной базы L частота $\nu_{соб}$ тоже вырастает, причем по линейному закону. С увеличением же полной массы $m_а$ автомобиля частота собственных его колебаний, наоборот, уменьшается, но – пропорционально $\sqrt{\frac{1}{m_а}}$.

Далее. Управляемость и устойчивость прямолинейного установившегося движения автомобиля, очевидно, будет обеспечена при выполнении условия, записанного в виде формулы № 12. Зная это, из формулы № 11, решая ее относительно C_{y_1}, определим область значений C_{y_1}, обеспечивающих выполнение данного условия. Это будет формула № 13. Затем для удобства анализа преобразуем ее в формулу № 14, т.е. заменим громоздкую часть формулы № 13 функцией $F(C_{y_1} / C_{y_2})$ отношения C_{y_1} / C_{y_2} (формула № 15).

Эта функция имеет минимум, точка $(C_{y_1} / C_{y_2})^*$, который рассчитывается по формуле № 16. Минимальное значение функции $F(C_{y_1} / C_{y_2})$, соответствующее этой точке, дает формула № 17, а минимальное значение $C_{y_{1\min}}$ (требуемая минимальная жесткость передних колес), соответствующее $\lfloor F(C_{y_1} / C_{y_2}) \rfloor_{\min}$, – формула № 18. Требуемая же суммарная боковая жесткость C_{y_2} колес задней оси в этом случае находится по формуле № 19, которая после подстановки в нее формул № 16 и 18 принимает вид формулы № 20.

Полученные по формулам графики зависимости $\nu_{соб}$ (C_{y_2} / C_{y_1}) для автомобиля "Урал-420", некоторые характеристики которого взяты из табл. 2, приведены на рис. 2.

Второй вариант установившегося движения автомобиля – движение на повороте. Схему нагружения автомобиля поворачивающим моментом в этом случае иллюстрирует рис. 3. Величину поворачивающего момента можно определить по формуле № 21, а изменение $\Delta\psi$ угла поворота продольной оси (курсового угла) автомобиля под действием этого момента – по формуле № 22 (см. рис. 3).

Учитывая, далее формулы № 4, 5 и 21, получаем формулу № 23, а из нее формулу № 24 для расчета угловой жесткости $C_{угл}$ автомобиля в плоскости дороги и формулу № 25 для расчета координаты H центра его упругости. Наконец, подставляя две последние формулы в формулу № 1 и учитывая формулу № 10, получаем формулу № 26, рассчитанная по которой

Таблица 2

Автомобиль	Параметры				
	$m_а$, кг	a, м	b, м	L, м	B, м
Снаряженный	8100	2,39	1,81	4,2	2,0
Полностью груженый	13 025	2,97	1,23	4,2	2,0

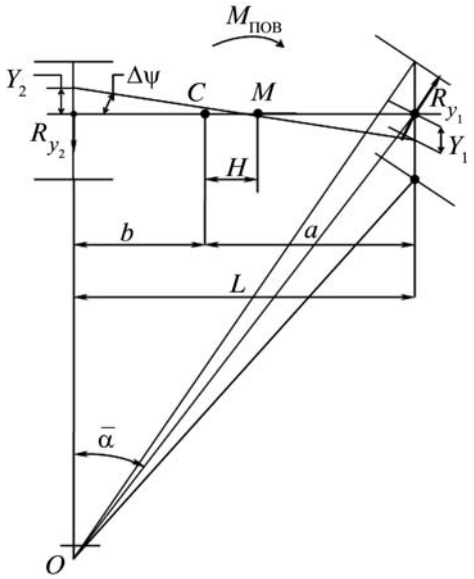


Рис. 3. Схема нагружения автомобиля поворачивающим моментом при его установившемся движении на повороте

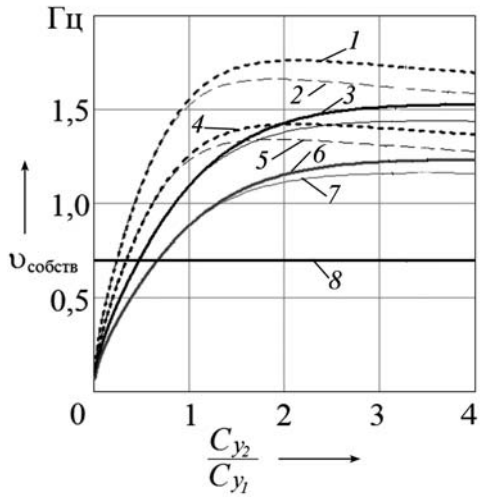


Рис. 4. Зависимость частоты собственных колебаний автомобиля "Урал-4320" в плоскости дороги при установившемся повороте от отношения C_{y_2}/C_{y_1}, среднего угла поворота управляемости колес, степени его нагруженности и давления в шинах:

1 – снаряженный автомобиль, $p_ш$ = 0,35 МПа (C_{y_1} = 2,264 · 10^5 Н/м), $\bar{\alpha}$ = 5°; *2* – снаряженный автомобиль $p_ш$ = 0,35 МПа, $\bar{\alpha}$ = 20°; *3* – полностью нагруженный автомобиль, $p_ш$ = 0,35 МПа, $\bar{\alpha}$ = 5°; *4* – снаряженный автомобиль, $p_ш$ = = 0,07 МПа (C_{y_1} = 1,475 · 10^5 Н/м), $\bar{\alpha}$ = 5°; *5* – снаряженный автомобиль, $p_ш$ = 0,07 МПа, $\bar{\alpha}$ = 20°; *6* – полностью нагруженный автомобиль, $p_ш$ = 0,07 МПа, $\bar{\alpha}$ = 20°; *7* – $\nu_{соб}$ = 0,7 Гц

зависимость $\nu_{соб}$ (C_{y_2}/C_{y_1}) для того же автомобиля "Урал-4320" при его движении на установившемся повороте в груженом и снаряженном состояниях при различном давлении воздуха в шинах передних колес и средних углах поворота рулевого колеса приведена на рис. 4.

Анализ рис. 2 и 4 показывает, что с ростом отношения C_{y_2}/C_{y_1} происходит увеличение $\nu_{соб}$. При $C_{y_2}/C_{y_1} > 1$ $\nu_{соб} > 0{,}7$, что обеспечивает выполнение условия устойчивости. Однако при $\nu_{соб} = \nu_{возм}$ возникает резонанс колебаний, сопровождающийся резким увеличением их амплитуды, а при $\nu_{возм} > \nu_{соб}$ происходит сдвиг фазы колебаний в плоскости дороги на 180° относительно управляющих колебаний, создаваемых водителем на рулевом колесе. И то и другое резко ухудшает управляемость и устойчивость установившегося движения автомобиля как при прямолинейном его движении, так и при движении на повороте.

Литература

1. Forkenbrock G., Devin E. An Assessment of Human Driver Steering Capability [Электронный ресурс] // NHTSA Technical Report, DOT HS 809875. 2005. Режим доступа к журналу. http://www-nrd.nhtsa.dot.qov/vrtc/ca/capubs/HTSA_forkenbrock_driv esteering. capabilityrpt.pdf.
2. Электронные системы контроля устойчивости: ECE/TRANS/ 180/Add/8. Введены в Глобальный регистр. 2008-06-26. Женева: Глобальный регистр. Организация объединенных наций. 2008. – 116 с.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией быстрее и удобнее с помощью электронной почты. **Наш новый адрес:** *avtoprom-atd@mail.ru*

УДК 629.113.016.057:521

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ЕГО РАЗГОНЕ

В.В. МЕЛЕШИН
Северо-Кавказский ФУ (+7.928. 008-48-83)

Представлены результаты применения технологии автоматической идентификации тягового момента, создаваемого ведущими колесами АТС в процессе его разгона.

Ключевые слова: *тяговый момент ведущих колес, информационно-измерительная система, стендовые испытания, идентификация, оценивание.*

Meleshin V.V.

METHOD OF DETERMINATION OF PARAMETERS OF THE CAR AT ITS DISPERSAL

Results of definition with use of technology of automatic identification of the traction moment created by driving wheels of automatic telephone exchange, in the course of its dispersal are presented.

Keywords: *traction moment of driving wheels, information and measuring system, bench tests, identification, estimation.*

Чтобы оценить техническое состояние и скоростные характеристики ДВС без его демонтажа с АТС, в настоящее время широко используют такой показатель, как тяговый момент (тяговая сила), создаваемый ведущими колесами транспортного средства с помощью стендов, измеряющих силовые факторы. Однако такие стенды менее удобны, чем стенды, основанные на инерционных методах измерения. Особенно когда у исследователя есть информация о моменте инерции автомобиля. И теперь, когда значение относительного суммарного момента инерции автомобиля получить труда не представляет (см. "АП". 2013. № 11), появилась возможность определять тяговый момент, создаваемый ведущими колесами АТС, именно с помощью инерционного метода. Более того, с использованием технологии автоматической идентификации.

Рассмотрим, что это за технология.

Уравнение силового баланса автомобиля можно, как известно, представить в виде формулы № 1 (см. таблицу). И поскольку в теории автомобиля обычно рассматривают только поступательное его движение, то инерционную силу $P_и$, действующую на него, дает формула № 2 [1]. Учитывая далее,

№ формулы	Формула	Примечания
1	$P_т - P_ψ - P_в - P_и = 0$	$P_т$ – сила тяги на ведущих колесах автомобиля; $P_ψ$ – сила сопротивления дороги; $P_в$ – сила сопротивления встречного воздуха; $P_и$ – инерционная сила, действующая на автомобиль
2	$P_и = \delta_i\, m_п\, \dot{v}_к$	δ_i – коэффициент учета вращающихся масс; $m_п$ – масса поступательно движущихся частей автомобиля; $\dot{v}_к$ – линейное ускорение ведущего колеса
3	$P_т - \delta_i\, m_п\, \dot{v}_к = 0$	–
4	$M_т = \delta_i\, m_п\, r_к^2\, \dot{\omega}_к$	$\dot{\omega}_к$ – угловое ускорение ведущего колеса; $M_т$ – тяговый момент на ведущем колесе; $r_к$ – радиус качения колеса
5	$J^{Σa}_{(к)} = \delta_i\, m_п\, r_к^2$	$J^{Σa}_{(к)}$ – суммарный момент инерции автомобиля
6	$J^{Σa}_{(к)}\, \dot{\omega}_к = M_т$	–
7	$M_т = M_{e(к)} - M^{тр}_{с(к)}$	$M_{e(к)}$ – эффективный момент двигателя, приведенный к ведущим колесам; $M^{тр}_{с(к)}$ – момент внутренних сил сопротивлений в трансмиссии, приведенный к ведущим колесам
8	$J^{Σa}_{(к)}\, \dot{\omega}_к = M_{e(к)} - M^{тр}_{с(к)}$	–
9	$M_e = α\, M_{eN}\left[1 - k\left(k_ω \frac{ω_e}{ω_N} - 1\right)^2\right]$	$α$ – положение органа топливоподачи; M_{eN} – номинальный крутящий момент двигателя; k – коэффициент; $k_ω$ – коэффициент приспособляемости по угловой скорости; $ω_e$ – угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя; $ω_N$ – угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая его номинальной мощности
10	$k = \frac{k_M - 1}{k_M (k_ω - 1)^2}$	k_M – коэффициент приспособляемости по крутящему моменту
11	$k_ω = \frac{n_N}{n_M}$	n_N – частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая его номинальной мощности; n_M – частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая его номинальному крутящему моменту

Окончание табл.

№ формулы	Формула	Примечания
12	$k_M = \dfrac{M_{eN}\,\omega_N}{10^3\,N_e}$	N_e – номинальная мощность двигателя
13	$k = \dfrac{M_{eN}\omega_N - 10^3\,N_e}{M_{eN}\,\omega_N\left(\dfrac{n_N}{n_M} - 1\right)}$	–
14	$M_{e(\text{к})} = \alpha\,M_{eN}\left[1 - k\left(k_\omega\dfrac{\omega_e}{\omega_N} - 1\right)^2\right]U^i_{\text{тр}}$	$U^i_{\text{тр}}$ – кинематическое передаточное число трансмиссии
15	$\omega_e = \omega_{\text{к}}U^i_{\text{тр}}$	$\omega_{\text{к}}$ – угловая скорость вращения ведущего колеса
16	$U^i_{\text{тр}} = U^i_k U^{\text{в}}_{\text{р}} U_0$	U^i_k – передаточное число i-й передачи в коробке передач; $U^{\text{в}}_{\text{р}}$ – передаточное число раздаточной коробки на высшей передаче; U_0 – передаточное число главной передачи
17	$M_{e(\text{к})} = \alpha\,M_{eN}\left[1 - \dfrac{M_{eN}\pi\,n_N - 3\cdot 10^4\,N_e}{M_{eN}\pi\,n_N\left(\dfrac{n_N}{n_M} - 1\right)^2}\times\left(\dfrac{30\,\omega_{\text{к}}U^i_{\text{к}}U^{\text{в}}_{\text{р}}U_0}{\pi\,n_M}\right)\right]U^i_{\text{к}}U^{\text{в}}_{\text{р}}U_0$	–
18	$M^{\text{тр}}_{\text{с(к)}} = P_{\text{тр}}\,r_{\text{к}}$	$P_{\text{тр}}$ – сила сопротивления в трансмиссии
19	$P_{\text{тр}} = P_{\text{тр0}} + k_{\text{тр}}\,\text{v}_{\text{к}}$	$P_{\text{тр0}}$ – сила сопротивления в трансмиссии при скорости, близкой к нулю; $k_{\text{тр}}$ – коэффициент, учитывающий влияние скорости на силу сопротивления; $\text{v}_{\text{к}}$ – окружная скорость колеса автомобиля
20	$M^{\text{тр}}_{\text{с(к)}} = (P_{\text{тр}0} + k_{\text{тр}}\,\omega_{\text{к}}\,r_{\text{к}})\,r_{\text{к}}$	–
21	$\overline{M}_{\text{т}} = \dfrac{M_{e(\text{к})} - M^{\text{тр}}_{\text{с(к)}}}{M_N}$	M_N – эффективный крутящий момент на коленчатом валу двигателя, соответствующий его номинальной мощности
22	$M_N = \dfrac{3\cdot 10^4\,N_e}{\pi\,n_N}$	–
23	$a^1_{(\text{к})} = \dfrac{M_N}{J^{\Sigma\text{a}}_{(\text{к})}}$	–
24	$\dot{\omega}_{\text{к}} = a^1_{(\text{к})}\,\overline{M}_{\text{т}}$	–
25	$\begin{cases}\dot{\omega}_{\text{к}} = a^1_{(\text{к})}\,[K^3_1(\omega_{\text{к}} - \hat{\omega}_{\text{к}}) + \hat{\overline{M}}_{\text{т}}] \\ \hat{\overline{M}}_{\text{т}} = K^3_2(\omega_{\text{к}} - \hat{\omega}_{\text{к}})\end{cases}$	$\hat{\omega}_{\text{к}}$ – оценка угловой скорости ведущего колеса; $\hat{\overline{M}}_{\text{т}}$ – оценка относительного тягового момента на ведущих колесах, приведенного к ведущим колесам; K^3_1 и K^3_2 – коэффициенты усиления идентификатора 3
26	$K^3_1 = \dfrac{6}{\overline{M}_{\text{т}N}\,t_{\text{п}}}$	$t_{\text{п}}$ – время переходного процесса идентификатора
27	$K^3_2 = \dfrac{9}{\overline{M}_{\text{т}N}\,t^2_{\text{п}}}$	–

что автомобиль подвергается стендовым испытаниям, можно принять, что $P_\psi = 0$ и $P_{\text{в}} = 0$. То есть формулу № 1 можно записать в виде формулы № 3.

Но линейная скорость $\text{v}_{\text{к}}$ колеса равна произведению угловой его скорости $\omega_{\text{к}}$ на его же радиус $r_{\text{к}}$ качения, а тяговый момент $M_{\text{т}}$ на колесе – произведению тяговой силы на тот же радиус $r_{\text{к}}$. Значит, из формулы № 3 получается формула № 4. Суммарный же момент $J^{\Sigma\text{a}}_{(\text{к})}$ инерции автомобиля определяется по формуле № 5. Следовательно, формула № 4 примет вид формулы № 6, а значение тягового момента $M_{\text{т}}$ на ведущем колесе даст формула № 7. Более того, так как автомобиль находится в процессе разгона, то формула № 6 с учетом формулы № 7 примет вид формулы № 8.

Эффективный крутящий момент M_e двигателя определяется формулой № 9, а входящий в нее коэффициент k – по формуле № 10. В свою очередь коэффициенты k_ω и k_M в формуле № 10 мож-

Рис. 1. Структурная схема имитационной модели, описывающей процесс разгона автомобиля КамАЗ-43253 с вывешенными колесами

но рассчитать по формулам № 11 и 12 соответственно. Тогда формула № 10 примет вид формулы № 13, а эффективный крутящий момент $M_{e\,(к)}$ двигателя, приведенный к ведущим колесам, дает формула № 14.

Угловая скорость ω_e вращения коленчатого вала двигателя связана с угловой скоростью $\omega_к$ вращения ведущих колес соотношением, соответствующим формуле № 15. Но входящее в нее кинематическое передаточное число $U^i_{тр}$ трансмиссии, очевидно, дает формула № 16. Тогда формула № 14 принимает вид формулы № 17.

Момент $M^{тр}_{с\,(к)}$ сопротивлений в трансмиссии, приведенный к ведущим колесам, определяется формулой № 18, сила $P_{тр}$ сопротивления в трансмиссии автомобиля – формулой № 19. Следовательно, формулу № 18 можно записать в виде формулы № 20.

Относительный тяговый момент $\overline{M}_т$ на ведущих колесах рассчитывается по формуле № 21, а момент M_N на коленчатом валу двигателя, соответствующий его номинальной мощности, – по формуле № 22; формула № 23 дает относительный суммарный момент $a^1_к$ инерции автомобиля, приведенный к ведущим колесам (см. "АП". 2013. № 11). Тогда уравнение движения автомобиля в процессе разгона с вывешенными колесами имеет вид формулы № 24.

В свою очередь, блок измерительного комплекса содержит идентификатор, который при разгоне автомобиля с вывешенными колесами считывает из памяти относительный суммарный момент $a^1_{(к)}$ инерции автомобиля, приведенный к ведущим колесам, и определяет относительный тяговый момент $\overline{M}_т$ на ведущих колесах.

Этот идентификатор представляет собой фильтр Калмана–Бьюси, который содержит матрицу коэффициентов усиления, влияющих на чувствительность этого фильтра к произвольным шумам и длительность его переходного процесса [2]. Уравнение, позволяющее определить относитель-

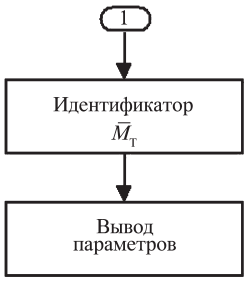


Рис. 2. Структурная схема блока "Информационно-измерительная система"

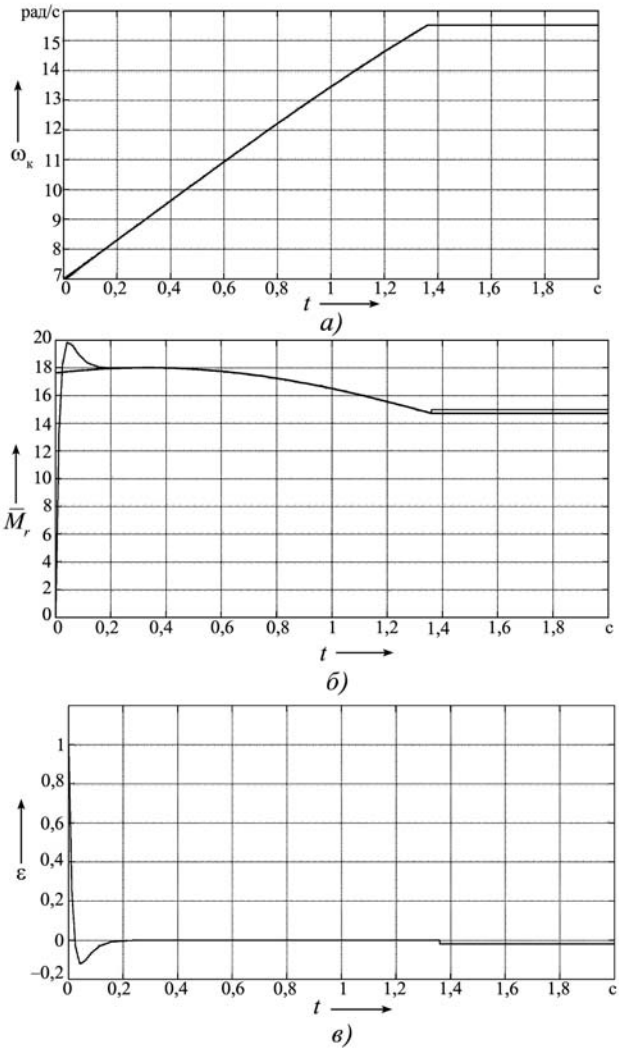


Рис. 3. Оценка угловой скорости вращения ведущего колеса (а), идентификация относительного тягового момента на ведущем колесе (б) и ошибка идентификации (в)

ный тяговый момент $\overline{M}_т$ на ведущих колесах, имеет вид формулы № 25, причем входящие в нее коэффициенты K_1^3 и K_2^3 усиления индикатора рассчитываются по формулам № 26 и 27 соответственно.

Автор выполнил моделирование процесса разгона автомобиля КамАЗ-43253 с вывешенными колесами в программе MatLAB. И в итоге получил имитационную модель (рис. 1), которая состоит из четырех блоков.

Блок 1 "Параметры автомобиля" – блок исходных данных по параметрам испытываемого автомобиля. Блок 2 "Автомобиль на разгоне" имитирует движение вывешенных ведущих колес автомобиля в процессе его разгона. Блок 3 "Информационно-измерительная система" идентифицирует относительный тяговый момент на ведущих колесах. Блок 4 "Топливоподача" задает начальное положение органа подачи топлива, имитирует работу ДВС по внешней скоростной или по частичным нагрузочным характеристикам. Наиболее сложный из них – блок 3. Он состоит (рис. 2) из двух подблоков – 3.1 и 3.2. Первый из них, "Идентификатор $\overline{M}_т$", оценивает угловую скорость $\omega_к$ вращения ведущих колес, идентифицирует относительный тяговый момент $\overline{M}_т$ на ведущих колесах и определяет ошибку идентификации; второй, "Вывод параметров", отображает в графическом виде имитированные и идентифицированные параметры автомобиля в процессе его разгона, а также ошибку идентификации.

Результаты исследования модели приведены на рис. 3, из которого видно, что время t выхода идентификатора на установившийся режим не превышает 0,2 с, а ошибка ε идентификации составляет $\sim 1 \cdot 10^7$.

Таким образом, используя технологию автоматической идентификации применительно к модели, имитирующей режимы выбега и разгона автомобиля КамАЗ-43253 на барабанном стенде инерционного типа, были определены три его характеристики: на режиме выбега на беговых барабанах стенда – относительный суммарный момент внутренних сил сопротивлений; на режиме выбега с вывешенными ведущими колесами – относительные суммарный момент инерции и на режиме разгона с вывешенными ведущими колесами – относительный тяговый момент на ведущих колесах.

Причем определены в автоматическом режиме, что значительно упрощает и ускоряет процесс исследования и повышает точность получаемых результатов.

Литература

1. Копотилов В.И. Автомобили: теоретические основы. Учебное пособие для вузов. Тюмень: ТюмГНГУ, 1999. – 403 с.
2. Науменко Б.С. Бортовые автоматизированные системы управления скоростью транспортных машин. Ставрополь, 1999. – 245 с.

УДК 621.91.02

УСТРОЙСТВО ДЛЯ КОМБИНИРОВАННОЙ ОБРАБОТКИ НЕЖЕСТКИХ ШТОКОВ ГИДРО- И ПНЕВМОЦИЛИНДРОВ

Канд. техн. наук **Б.Е. ПИНИ, Е.А. ВЕТРОВА,**
д-р техн. наук **Ю.В. МАКСИМОВ**
Университет машиностроения (МАМИ)
(8.915. 350-59-74)

Рассмотрена конструкция устройства для комбинированной обработки резанием и поверхностным пластическим деформированием.

Ключевые слова: *комбинированная обработка, регламентированное усилие обкатывания, вращающийся резцовый блок, нежесткие цилиндрические детали, устройство для комбинированной обработки, точность обработки.*

Pini B.E., Vetrova E.A., Maksimov Yu.V.

DEVICE FOR COMBINED MACHINING OF NON-RIGID HYDRO- AND PNEVMOCYLINDER RODS

Construction of device for combined machining by cutting and surface plastic deformation is described.

Keywords: *combined machining, regulated forcing of rolling, rotating cutting block, non-rigid cylinder parts, device for combined machining, accuracy of machining.*

Многие разновидности автомобильной техники – такие как: автомобили с установленными в них гидрофицированными кранами, машины для транспортирования мусорных контейнеров, мусоровозы, снегоуборочные машины и др., а также тракторы с навесными орудиями, дорожно-строительные машины и т.д., оснащаются гидро- и пневмоцилиндрами различных типов и размеров. Технология их изготовления на отечественных предприятиях такова, что заготовки элементов их конструкций получают, как правило, методами прокатки и, следовательно, они имеют значительные припуски на обработку и допуски на непрямолинейность образующих поверхностей, некруглость и нецилиндричность. Поэтому их приходится подвергать предварительной механической обработке под последующую комбинированную (окончательную) обработку. Для этой цели используются устройства, совмещающие процесс резания и выглаживания роликами. Однако процесс обработки – довольно сложный, и причина тому – нежесткость штоков и цилиндров из-за большого соотношения диаметрального и линейного их размеров, негативно влияющая на результаты обработки [1, 2]. Кроме того, значительные геометрические погрешности заготовок, в частности, погрешности непрямолинейности, вызывают большие динамические воздействия на систему СПИД (станок – приспособление – инструмент –

деталь), не позволяют создавать оптимальные условия для работы режущей и деформирующей частей устройств для комбинированной обработки [3].

Зная это, авторы решили исправить создавшееся положение, введя дополнительное вращение резцового блока от стороннего электродвигателя, т.е. получив возможность регулирования частоты этого вращения, следовательно, возможность использования оптимальных режимов обработки резанием и поверхностным пластическим деформированием каждого конкретного штока гидро- и пневмоцилиндров разных диаметров и длин. Кроме того, учитывая, что жесткость всех механизмов продольной подачи станка может быть достаточно большой, следовательно, основным нежестким элементом в системе оказывается заготовка штока, продольная жесткость которой становится фактором, влияющим на точность и шероховатость поверхности при использовании устройств для комбинированной обработки, то для получения требуемой шероховатости обработанной поверхности возникает и необходимость в обработке заготовок после обтачивания их обкатыванием роликами с регламентированным (регулируемым) осевым усилием. Отсюда вывод, сделанный авторами: наилучшие результаты по производительности и качеству обработки нежестких штоков гидроцилиндров могут быть достигнуты при использовании комбинированного устройства, в котором будут объединены оба рассмотренные выше решения.

На основе этого вывода было разработано устройство для комбинированной обработки штоков, сочетающей резание и поверхностное пластическое деформирование с вращающимся резцовым блоком и регламентированным усилием деформирования роликами.

Данное устройство (рис. 1) состоит из основания *1*, корпуса *2*, в котором размещена деформирующая (или обкатывающая) его часть, состоящая, в свою очередь, из нажимного кольца *10* с конической внутренней поверхностью; обкатывающих конических роликов *14*; сепаратора *12*. Регламентированное осевое усилие воздействия, а следовательно, и радиальное давление роликов деформирующей части устройства на заготовку осуществляются за счет использования пружины *15*, расположенной непосредственно за нажимным кольцом *10*. (Тип пружины зависит от диаметра обрабатываемой заготовки. Например, при обработке заготовок большого диаметра требуются большие усилия, которые могут быть обеспечены тарельчатыми пружинами, а при обработке заготовок малого диаметра вполне могут быть использованы пружины из круглой проволоки.)

Обкатывающие ролики *14*, установленные в сепараторе *12*, контактируют своей наружной поверхностью с нажимным кольцом *10*, имеющим такой же угол конусности внутренней поверхности, как и обкатывающие ролики *14*. Левый торец нажимного кольца *10* не доходит до торца расточки в корпусе *2*, что позволяет пружине *15* смещать обкатной ролик в осевом направлении для создания радиального воздействия на обрабатываемую поверхность с определенным усилием.

Пружина *15* сжимается гайкой *16*, которая вворачивается в корпус *2* с помощью торцевого ключа. При этом каждый полный оборот гайки, очевидно, обеспечивает ее линейное перемещение на

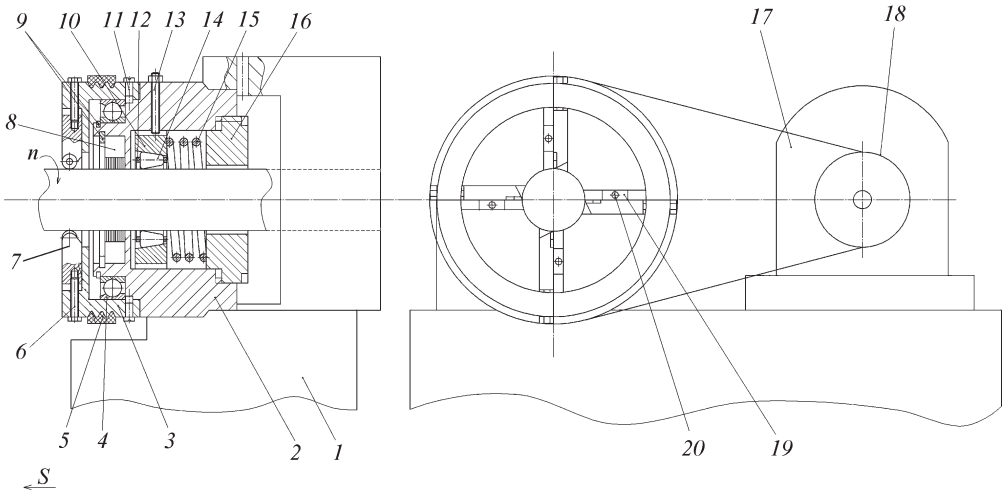


Рис. 1. Устройство для комбинированной обработки штоков гидро- и пневмоцилиндров:

1 – основание; *2* – корпус; *3* – резцовый блок; *4* – радиально-упорный подшипник; *5* – поликлиновой ремень; *6* – винт; *7* – резец; *8* – полимерная щетка; *9* – разрезное стопорное кольцо; *10* – нажимное кольцо; *11* – стопорный винт; *12* – сепаратор обкатывающих роликов; *13* – стопорный винт; *14* – обкатывающий ролик; *15* – пружина; *16* – гайка; *17* – электродвигатель; *18* – шкив электродвигателя; *19* – клин; *20* – прижимной винт

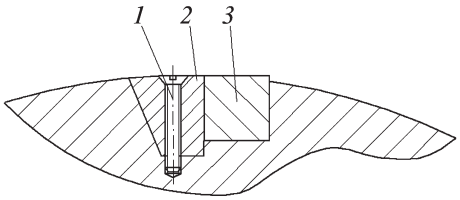


Рис. 2. Крепление резца в резцовом блоке:
1 – прижимной винт; *2* – клин; *3* – резец

величину, равную шагу резьбы. Например, если шаг резьбы 2 мм, то за один оборот гайка *16* перемещается на 2 мм, за 0,5 оборота – на 1 мм и т.д. Что позволяет обеспечивать различные степени сжатия пружины, а значит, и различные осевые усилия сжатия, которые определяются при тарировании пружины. Таким образом, зная исходную длину пружины, можно обеспечить ее сжатие с достижением необходимых осевых усилий в соответствии с тарировочным графиком. По величине же шага резьбы гайки *16* можно определить число ее оборотов, необходимых для достижения нужной величины сжатия пружины.

Для обеспечения осевой подвижности нажимного кольца *10* без его проворачивания на наружной поверхности кольца нажимного конуса формируются три продольных паза, в которые через корпус вводятся стопорные винты *13* с размером конечной части, немного меньшим ширины паза. Причем эти винты не упираются в дно паза.

Чтобы нажимное кольцо *10* имело возможность осевого смещения, оно устанавливается в корпусе *2* по скользящей посадке.

Корпус *2* имеет выступающую часть, предназначенную для установки шарикового радиально-упорного подшипника *4*. На наружном кольце этого подшипника, в свою очередь, смонтирован резцовый блок *3*, в котором закрепляются равномерно распределенные по окружности резцы *7*. Их число, в зависимости от размера наружной поверхности обрабатываемой заготовки, варьируется от двух до восьми (например, на рис. 1 их четыре).

Если в качестве режущих элементов применены неперетачиваемые пластины круглой формы, то это повышает стойкость резцов за счет возможности периодического углового поворота пластины и введения в работу неизношенной ее части. Крепление пластин целесообразно использовать стандартное, в частности, винтом с фаской у головки по фаске на отверстии пластинки.

На наружной поверхности резцового блока *3* располагается поликлиновой ремень *5*, соединенный со шкивом *18* дополнительного электродвигателя *17*. С целью фиксации резцового блока в осевом направлении по его периферии установлены от четырех до восьми (в зависимости от размера блока) стопорных винта *11* с коническими поверхностями на концах. Эти винты вворачивают в резьбовые отверстия в резцовом блоке и они своими окончаниями касаются наружного кольца подшипника *4*, которое вращается вместе с резцовым блоком.

Перед внутренним кольцом подшипника *4* устанавливается разрезное стопорное кольцо *9*, исключающее возможность его осевого смещения в сторону обрабатываемой заготовки.

Для снятия чешуек металла, которые могут образовываться на гребешках профиля при обточке заготовок, а также для предотвращения случайного попадания стружки под обкатывающие ролики *14* предназначена абразивно-полимерная щетка *8*, представляющая собой диск с выступающими по направлению к заготовке волокнами, составленный из двух штампованных из листа дисков. Щетка *8* фиксируется стопорным кольцом *9*.

Что касается полимерных волокон щетки *8*, то в них равномерно распределены абразивные зерна различной зернистости, используемые для разных условий применения и обеспечивающие мягкое режуще-полирующее воздействие на обрабатываемый материал. Внутренний диаметр по абразивно-полимерным волокнам должен быть меньше диаметра обточенной заготовки не менее чем на 3...4 мм. В этом случае волокна щетки хорошо обеспечивают полирующее воздействие на поверхность детали и отбрасывают случайную стружку.

Технология изготовления щеток *8* достаточно проста, малотрудоемка и недорога. Исходный материал волокна представляет собой гранулированный полимер с добавлением в него абразивных зерен в соотношении по объему ~1:3. Смесь тщательно перемешивается, в нее добавляется порошок, обеспечивающий хорошее связующее взаимодействие абразивных зерен с полимером, затем она экструдируется через фильеру с необходимым диаметром отверстия, и полученное таким образом абразивно-полимерное волокно наматывается на катушки.

Для настройки резцов *7* на размер обработки должен использоваться эталонный пруток, диаметр которого обеспечивает необходимый припуск на обкатывание поверхности роликами *14*. Регулировка радиального положения этих резцов осуществляется за счет их перемещения по радиальным пазам резцового блока с помощью винтов *6*. Для отвода стружки в противоположном по отношению к обкатывающей части устройства направлении переднюю плоскость резцов *7* целесообразно разворачивать по отношению к направле-

нию подачи на угол 3...5°, формируя соответствующую площадку на державке резца.

Резцы *3* закрепляются (рис. 2) в пазах резцового блока клиньями *2*, прижимаемыми винтами *1*.

Разработанное авторами устройство для комбинированной обработки резанием и поверхностным пластическим деформированием с вращающимся резцовым блоком и регламентированной величиной осевого усилия обеспечивает, как показывает опыт, заданные точность и шероховатость обрабатываемых поверхностей нежестких деталей типа гидро- и пневмоцилиндров при обеспечении оптимальных режимов резания и обкатывания.

Литература

1. Анкин А.В. Повышение производительности и качества комбинированной обработки нежестких валов: диссер. ... канд. техн. наук. М.: МАМИ, 1993.
2. Смелянский В.М. Механика упрочнения деталей поверхностным пластическим деформированием. М.: Машиностроение, 2002. – 300 с.
3. Смелянский В.М. Механика упрочнения поверхностного слоя деталей машин в технологических процессах поверхностного пластического деформирования. М.: Объединение "Машмир", 1992. – 60 с.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Платко А.Ю., Наянов Е.А. – Перспективы устойчивого развития российской автомобильной промышленности 1

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Годжаев З.А., Гончаренко С.В., Карабцев В.С., Валеев Д.Х. – Эксплуатационные показатели цельнометаллокордных шин грузовых автомобилей 4

Ковальчук Л.И., Гусев Г.А. – Теоретическая оценка параметров переходных процессов в аккумуляторных системах распределенного впрыскивания топлива ДВС с искровым зажиганием 10

Карелин Д.Л., Гуреев В.М., Мулюкин В.Л. – Многоконтурные системы охлаждения на основе объемного делителя потока 13

Гладов Г.И., Зайцев С.В. – Способы совершенствования маневренных свойств двухзвенных амфибийных машин 16

Королёв Е.В., Жамалов Р.Р. – Влияние длины и угла наклона задней части масштабной модели легкового автомобиля на ее аэродинамические показатели 19

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Быченко Н.В., Суменков Н.А., Скапцов Е.В., Шапран В.Н. – Диагностирование топливной аппаратуры дизелей по характеристикам топливоподачи 21

Ширяев С.А., Раюшкина А.А., Сиволобов Н.М. – Организационно-технологические проблемы перевозок школьников 22

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Филимонов В.И., Лисин И.О., Дементьев К.С., Филимонов С.В. – Расчет заготовок валковой оснастки при освоении производства новых моделей и модификаций автомобилей 26

Подригало М.А., Клец Д.М., Гацько В.И. – Оценка устойчивости и управляемости автомобиля по собственной частоте его колебаний в плоскости дороги 29

Мелешин В.В. – Метод определения параметров автомобиля при его разгоне 34

Пини Б.Е., Ветрова Е.А., Максимов Ю.В. – Устройство для комбинированной обработки нежестких штоков гидро- и пневмоцилиндров 37

Главный редактор Н.А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

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

Технический редактор *Жиркина С.А.*
Корректоры: *Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.*
Сдано в набор 27.02.2014. Подписано в печать 16.04.2014.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Белый ветер".
115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4.

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

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

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