Журнал выходит при информационной поддержке АМО ЗИЛ, ОАО "КАМАЗ", ОАО "МАЗ", УП "МЗКТ", АЗ "Урал"

Учредитель

ООО "Издательство Машиностроение"

Зам. главного редактора И. А. Хороманская

Редакционный совет

Д. Х. Валеев В. А. Марков М. С. Высоцкий В. Ф. Платонов В. А. Зорин Г. Н. Рейзина Н. А. Иващенко Е. Л. Рыбин Л. Г. Красневский Г. А. Синеговский А. Ф. Синельников В. В. Корсаков А. С. Кузнецов В. С. Устименко В. Г. Мазепа Х. А. Фасхиев

Корпункты:

в Республике Беларусь (г. Минск), Я. Е. Карповский

Тел.: (10-375-17), 246-10-33, 217-90-38

в Украине (г. Харьков), В. Г. Дьяченко

Тел. (10-380-572) 707-68-48

Адрес редакции

107076, Москва, Стромынский пер., 4 Тел. (499) 269-49-97 E-mail: grouzovik@mashin.ru http://www.mashin.ru

Адрес издательства

107076, Москва, Стромынский пер., 4 Тел. (499) 268-38-58

Подписной индекс:

по каталогу "Роспечать" 72145, по объединенному каталогу "Пресса России" 41302, по каталогу "Почта России" 60262

© ООО "Издательство Машиностроение", "Грузовик", 2010

Перепечатка материалов из журнала "Грузовик" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала. При перепечатке материалов ссылка на журнал "Грузовик" обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

Грузовик с приложением

Ежемесячный научно-технический и производственный журнал Выпускается с 1996 г.

Конструкция

- Гурский Н. Н., Захарик Ан. М., Захарик Ал. М., Солитани Амир. Свойства релаксационных связей в динамических системах мобильных машин
- **7** *Пархоменко А. Н.* Информационно-управляемая подвеска колес для многоосного автомобиля
- Фурунжиев Р. И., Захарик Ю. М., Захарик А. М., Слабко Ю. И. Методы адаптивного управления движением мобильных машин, предотвращающие потерю устойчивости в условиях чрезвычайных событий

Технология

16 Ильичев Л. Л., Рудаков В. И. Повышение износостойкости и восстановление плунжерных пар дизелей нанесением ионно-плазменных покрытий

Экология

Марков В. А., Барский И. А., Вальехо Мальдонадо П. Р. Некоторые способы улучшения показателей токсичности отработавших газов дизелей с наддувом

Безопасность

32 *Гудков В. А., Рябов И. М., Чернышев К. В., Зелимха- нов Т. Б., Муртузов М. М., Гайдарбеков М. Г.* Влияние размещения пассажиров на безопасность автобусов малой вместимости

Испытания

Захарик Ю. М., Захарик А. М., Заблоцкий Е. М. Методика полигонных испытаний рулевых управлений автомобилей особо большой грузоподъемности

Информация

- **39** *Дербаремдикер А. Д.* Воздушный винт грузопассажирского аэромобиля
- **45** *Металл*-Экспо"2009
- 48 Contents

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

2010 (No 162)

УДК 629.113-585 Н. Н. Гурский, Ан. М. Захарик, Ал. М. Захарик, канд-ты техн. наук, доценты; МАЗ, Амир Солтани, Е-mail: vehicle@tit.by

Свойства релаксационных связей в динамических системах мобильных машин

Рассмотрены вопросы влияния релаксационного упругого элемента на колебания динамической системы, являющейся аналогом системы подрессоривания мобильной машины. Представлены математические модели одномассовых и двухмассовых систем с учетом релаксационных связей, а также различные форматы записи уравнений движения. Приведены амплитудно-частотные характеристики вертикальных перемещений и ускорений подрессоренной массы в зависимости от величины релаксационной жесткости, моделирующей упругое соединение диссипативного элемента с амортизируемой массой.

Ключевые слова: амортизатор, релаксация, колебательный процесс, моделирование, расчетная схема, дифференциальные уравнения движения, модель в переменных состояниях, динамическая система.

Обозначения

 z_1 — вертикальное перемещение амортизированной массы;

 z_{Rk} — вертикальное перемещение k-й "релаксационной" точки; $k=\overline{1,n_R}$;

 n_R — количество релаксационных связей;

 z_2 — вертикальное перемещение неамортизированной массы;

 C_1 — жесткость упругого элемента;

 $C_{\it Rk}$ — жесткость $\it k$ -го релаксационного упругого элемента;

- K_{1k} коэффициент сопротивления k-го амортизатора;
- $C(\omega)$ упругая составляющая динамической жесткости;
- $D(\omega)$ диссипативная составляющая динамической жесткости

Ввеление. Успешное решение большого количества задач в динамике механических систем связано со знанием фундаментальных свойств систем с релаксационным демпфированием. Особенностью систем релаксационного демпфирования является существование в их динамических моделях элементов Кельвина или Максвелла, т. е. последовательно соединенных демпфера и ослабляющего его действие релаксационного упругого элемента. Свойства релаксационного демпфирования определяются сжимаемостью рабочей жидкости или газа и податливостью элементов конструкции [7].

Любое уменьшение жесткости крепления амортизаторов отрицательно сказывается на ускорениях, третьих производных перемещений подрессоренных масс и деформациях рессор для всех дорог и скоростей движения [11]. Оптимальным значением является жесткость $C_R = \infty$. Что касается деформаций шин и вероятности отрыва колес от дороги, то используя нежесткое крепление амортизаторов, можно несколько повысить безопасность движения при определенных соотношениях между параметрами системы (C_1, C_2, C_R, K_1) .

Влияние конструкции крепления амортизаторов на колебания автомобилей исследовано проф. А. А. Хачатуровым и его учениками [5]. Как правило, при анализе влияния сопротивления амортизаторов на колебания автомобиля, предполагается, что амортизаторы жестко прикреплены к подрессоренным и

неподрессоренным массам. Однако при наличии резиновых втулок в монтажных узлах амортизаторов это крепление нельзя признать абсолютно жестким: жесткость втулок $C_R = (3 \div 5)C_2$ (где C_2 — жесткость шины). В связи с этим возникают вопросы: как резиновые втулки влияют на колебания автомобиля, можно ли улучшить плавность хода и безопасность движения автомобиля путем подобного изменения конструкции. Отметим, что речь идет о низкочастотных колебаниях $(0-20 \, \Gamma_{\rm H})$, а не о высокочастотных вибрациях, которые эффективно поглощаются такими резиновыми втулками. Проверочные испытания показывают, что использование резиновых втулок в монтажных узлах несколько ухудшает плавность хода автомобиля, но уменьшает вероятность отрыва колес от дороги, вследствие уменьшения диапазона частот колебаний, при котором происходит отрыв колес от дороги, и смещения этого диапазона в сторону высоких резонансных частот.

Ниже приведены математические модели и амплитудно-частотные характеристики перемещений и ускорений амортизированной массы в частотном диапазоне 0-16 Γ ц для различных значений параметра $a=C_R/K_1$, а также программа динамического анализа в MatLab колебательной системы с релаксационной связью, подверженной кинематическому возбуждению.

Общие свойства системы с релаксационным демпфированием. Уравнения движения одномассовой системы с одной релаксационной связью при динамическом возбуждении массы m гармонической силой с амплитудой F записываются в виде:

$$m\ddot{z}_1 + C_1z_1 + C_R(z_1 - z_R) = F\sin\omega t;$$
 $C_R(z_1 - z_R) = K_1\dot{z}_R;$
(1)

$$z_1(t_0) = z_{10}, \ \dot{z}_1(t_0) = \dot{z}_{10}; \ z_R(t_0) = z_{R0},$$

 t_0 — начальный момент времени переходного процесса.

Если в модели n_R релаксационных связей, то уравнения движения имеют вид:

$$m\ddot{z}_{1} + C_{1}z_{1} + \sum_{k=1}^{n_{R}} C_{Rk}(z_{1} - z_{Rk}) = F\sin\omega t;$$

$$C_{Rk}(z_{1} - z_{Rk}) = K_{1k}\dot{z}_{Rk}, k = \overline{1, n_{R}}$$
(2)

или

$$m\ddot{z}_{1} + C_{1}z_{1} + \sum_{k=1}^{n_{R}} C_{Rk}(z_{1} - z_{Rk}) = F\sin\omega t;$$

$$\dot{z}_{Rk} + a_{k}zR_{k} = a_{k}z_{1}, k = \overline{1, n_{R}},$$
(3)

где $a_k = C_{Rk}/K_{1k}$ — константа k-го релаксационного элемента.

Рассмотрим основные свойства системы с релаксационным демпфированием.

1. На частотной характеристике упругой составляющей динамической жесткости

$$C(\omega) = C_1 + \sum_{k=1}^{n_R} C_{Rk} \frac{\omega^2}{a_k^2 + \omega^2}$$
 (4)

находятся два основных и некоторое количество промежуточных участков, близких к горизонтальным. Основные участки расположены в области низких и высоких частот, они равны соответственно статической и релаксационной жесткостям системы. В точке $\omega = a_k/\sqrt{3}$ находится точка перегиба.

2. Диссипативная составляющая динамической жесткости

$$D(\omega) = \sum_{k=1}^{n_R} C_{Rk} \frac{a_k \omega}{a_k^2 + \omega^2}$$
 (5)

и имеет экстремальные значения по частоте. Положение и величина экстремальных значений находятся в соответствии

с действительной составляющей. При $C_{Rk} \to 0$ и $\omega \to \infty$ величина диссипативной составляющей стремится к нулю. Наличие максимальных значений этой величины позволяет настраивать устройства такого класса на режимы максимального демпфирования. Максимум демпфирования достигается при $\omega \to a$.

3. На амплитудно-частотной характеристике, описываемой уравнением

$$A(\omega) = \frac{F}{\sqrt{\left(-m\omega^2 + C_1 + \sum_{k=1}^{n_R} C_{Rk} \frac{\omega^2}{a_k^2 + \omega^2}\right)^2 + \left(\sum_{k=1}^{n} C_{Rk} \frac{a_k \omega^2}{a_k^2 + \omega^2}\right)^2}}, (6)$$

существует инвариантная точка

$$\Omega = \sqrt{\frac{2C_1 + \sum\limits_{k=1}^{n_R} C_{Rk}}{2m}} \; , \label{eq:omega}$$

в которой наблюдается наиболее эффективное демпфирование.

Свойства двухмассовой системы с кинематическим возбуждением. Рассмотрим двухмассовую систему с одной релаксационной связью при кинематическом возбуждении, уравнения движения которой имеют вид:

$$m_{1}\ddot{z}_{1} = C_{1}(z_{2} - z_{1}) + C_{R}(z_{R} - z_{I});$$

$$m_{2}\ddot{z}_{2} = -[C_{1}(z_{2} - z_{1}) + K_{1}(\dot{z}_{2} - \dot{z}_{R})] +$$

$$+ C_{2}(q - z_{2}) + K_{2}(\dot{q} - \dot{z}_{2});$$

$$K_{1}\dot{z}_{R} = K_{1}\dot{z}_{2} - C_{R}(z_{R} - z_{1}),$$

$$z_{1}(t_{0}) = z_{10}, \, \dot{z}_{1}(t_{0}) = \dot{z}_{10};$$

$$(7)$$

$$z_2(t_0) = z_{20}, \ \dot{z}_2(t_0) = \dot{z}_{20}; \ z_R(t_0) = z_{R0}.$$

Введя обозначения:

$$\omega_1^2 = \frac{C_1}{m_1}, \ \omega_2^2 = \frac{C_2}{m_2}, \ \omega_3^2 = \frac{C_1}{m_2}, \ \omega_R^2 = \frac{C_R}{m_1};$$
$$\eta_1 = \frac{K_1}{m_1}, \ \eta_2 = \frac{K_2}{m_2}, \ \eta_3 = \frac{K_1}{m_2}, \ a = \frac{C_R}{K_1},$$

систему (7) можно записать в виде:

$$\ddot{z}_{1} = \omega_{1}^{2}(z_{2} - z_{1}) + \omega_{R}^{2}(z_{R} - z_{1});$$

$$\ddot{z}_{2} = -[\omega_{3}^{2}(z_{2} - z_{1}) + \eta_{3}(\dot{z}_{2} - \dot{z}_{R})] + \omega_{2}^{2}(q - z_{2}) + \eta_{2}(\dot{q} - \dot{z}_{2});$$

$$\dot{z}_{R} = \dot{z}_{2} - a(z_{R} - z_{1}).$$
(8)

Константы ω_1 , ω_2 , ω_3 , ω_R определяют частотные свойства системы, а константы η_1 , η_2 , η_3 — диссипативные свойства (рассеивание энергии). Константа a характеризует свойства релаксационной связи.

Для компьютерного моделирования систему (8) представим в векторно-матричном виде в переменных состояния. Для перехода от системы (8) к модели в переменных состояния произведем замену переменных:

$$z_{1} = x_{1}, \dot{z}_{1} = x_{2};$$

$$z_{2} = x_{3}, \dot{z}_{2} = x_{4};$$

$$z_{R} = x_{5}, \dot{z}_{R} = x_{6};$$

$$q = u_{1}, \dot{q} = u_{2}.$$
(9)

При обозначениях (9) система (8) примет вид:

$$\dot{x}_{1} = x_{2};$$

$$\dot{x}_{2} = \omega_{1}^{2}(x_{3} - x_{1}) + \omega_{R}^{2}(x_{5} - x_{1});$$

$$\dot{x}_{3} = x_{4};$$

$$\dot{x}_{4} = -[\omega_{3}^{2}(x_{3} - x_{1}) + \eta_{3}(x_{4} - x_{2})] + (10)$$

$$+ \omega_{2}^{2}(u_{1} - x_{3}) + \eta_{2}(u_{2} - x_{4});$$

$$\dot{x}_{5} = x_{4} - a(x_{5} - x_{1});$$

$$x_{i}(t_{0}) = x_{i0}, i = 1, ..., 5.$$

К системе (10) добавляются три уравнения для выходных переменных:

$$y_1 = z_1; \ y_2 = z_2; \ y_3 = z_R.$$
 (11)

Системы уравнений (10)—(11) можно записать в векторно-матричной форме:

$$\begin{aligned}
\dot{\vec{x}} &= A\vec{x} + B\vec{u}; \\
\vec{v} &= C\vec{x},
\end{aligned} (12)$$

где \vec{x} — вектор состояния; A — матрица коэффициентов; B — матрица входа; \vec{u} — вектор входа; \vec{y} — вектор выхода; C — матрица выхода;

$$\dot{\vec{x}} = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \end{bmatrix}, \, \dot{\vec{x}} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \end{bmatrix},$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -(\omega_1^2 + \omega_R^2) & 0 & \omega_1^2 & 0 & \omega_R^2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ \omega_3^2 & \eta_3 - (\omega_2^2 + \omega_3^2) - (\eta_2 + \eta_3) & 0 \\ a & 0 & 0 & 1 & -a \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 2 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \, \dot{\vec{u}} = \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}, \, \dot{\vec{y}} = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \end{bmatrix},$$

Система уравнений в переменных состояния (12) позволяет достаточно легко использовать численные процедуры решения дифференциальных уравнений методами Эйлера, Рунге-Кутта и др., а также упрощает вычисления в средах MathCAD, MatLab, Simulink.

 $C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}.$

Компьютерное моделирование. Расчетная схема динамической системы с одной релаксационной связью приведена на рис. 1, а ее параметры — в таблице. Моделирование проводилось при кинематическом возмущении $q(t) = q_0 \sin \omega_q t$, где q_0 — амплитуда. Принималось $q_0 = 0,1$ м.

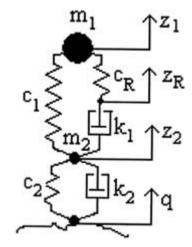


Рис. 1. Расчетная схема динамической системы

Таблица Значения параметров модели

Обозначение	Единица измерения	Значение		
$m_1 \\ m_2 \\ C_1 \\ k_1 \\ C_2 \\ k_2$	кг кг Н/м Н•с/м Н/м Н•с/м	5 000 500 500 000 20 000 1 000 000 5 000		

На рис. 2 представлены амплитудночастотные характеристики перемещений подрессоренной массы m_1 , полученные для различных значений параметра a. Амплитудно-частотные характеристики ускорений при этих же параметрах приведены на рис. 3. Результаты получены в среде ADMOS [3, 4, 6].

Анализ кривых рис. 2 показывает, что значительное снижение жесткости релаксационного элемента (резиновой

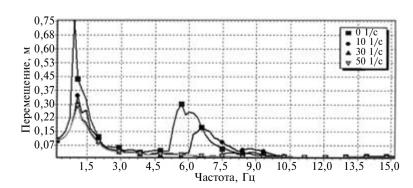


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики вертикальных перемещений подрессоренной массы m_1 , соответствующие различным значениям параметра a

(13)

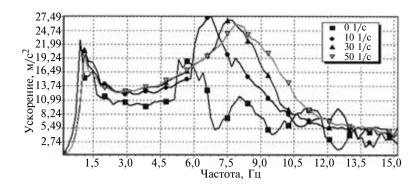


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики вертикальных ускорений подрессоренной массы m_1 , соответствующие различным значениям параметра a

втулки монтажного узла крепления амортизатора) ведет к росту перемещений амортизированной массы m_1 в резонансных низкочастотной и высокочастотной зонах и в асимптотическом случае стремится к режиму недемпфированных колебаний. При этом, как видно из рис. 3, изменение жесткости релаксационного элемента в рассмотренных пределах мало влияет на уровень ускорений подрессоренной массы, а лишь несколько смещается положение высокочастотного резонанса. Видно, что влияние амортизатора при $C_R \Rightarrow \infty$ ухудшает показатели по плавности в зоне высокочастотного резонанса.

Вывод. В результате компьютерного эксперимента установлено, что воздействие релаксационного элемента на колебательные процессы динамической системы в основном наблюдаются в области высокочастотного резонанса. Аналогичные результаты получены при моделировании как в среде MatLab, так и в среде ADMOS. Приведенная модель и программная реализация могут быть использованы в других задачах, связанных с моделированием колебаний пассивных и активных систем подрессоривания мобильных машин.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. **Белоусов, А. И.** Один из эффективных путей решения актуальных проблем двигателестроения [Текст] / А. И. Белоусов // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Межвуз. сб. Куйбышев: КуАИ, 1981. Вып. 2. С. 166—176.
- Вибрации в технике: справочник в 6 т. / Ред. К. В. Фролов. — Изд. 2-е, испр. и доп. — М.: Машиностроение, 1999. — Т. 6: Защита от вибрации и ударов / Р. И. Фу-

- рунжиев, В. К. Асташев [и др.]; ред. К. В. Фролов. М.: Машиностроение, 1995. 460 с.
- 3. **Гурский, Н. Н.** Моделирование, анализ и оптимизация колебаний многоопорных машин [Текст] / Н. Н. Гурский, Р. И. Фурунжиев // Сб. науч. тр. III Белорусского Конгресса по теорет. и прикл. механике. ОИМ НАН Беларуси, Минск, 16—18 октября 2007 г. С. 184—191. ISGN 978-985-6637-17-2.
- 4. **Гурский, Н. Н.** Моделирование и оптимизация колебаний многоопорных машин. [Текст] / Н. Н. Гурский, Р. И. Фурунжиев. Минск: Изд. БНТУ, 2008. 296 с.
- Динамика системы "Дорога—шина—автомобиль—водитель". Под ред. А. А. Хачатурова. М.: Машиностроение, 1976. 535 с.
- 6. Программное обеспечение моделирования и оптимизации динамических систем ADMOS. Роспатент: свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2000610671 от 21 июля 2000 г. (Copyright of the ADMOS) / Р. И. Фурунжиев, Н. Н. Гурский.
- Стрелков, С. П. Введение в теорию колебаний [Текст] / С. П. Стрелкова. — М.: Наука, 1964. — 437 с.
- 8. **Филипс, Ч.** Системы управления с обратной связью [Текст] / Ч. Филипс, Р. Харбор. М.: Лаборатория Базовых Знаний, 2001. 616 с.
- 9. **Фурунжиев, Р. И.** Автоматизированное проектирование колебательных систем [Текст] / Р. И. Фурунжиев. Минск: Высш. шк., 1977. 454 с.
- Чегодаев, Д. Е. Общие свойства пневматических и гидравлических устройств управления как систем релаксационного демпфирования [Текст] / Д. Е. Чегодаев, А. И. Белоусов // Пневматические и гидравлические устройства и системы управления. Сб. [X Международная конференция "Яблонна—86"]. —М.: Энергоатомиздат, 1986. С. 285—286.
- Behles, F. Federung und Dampfung under den Gesichtspunkten der Fahrsicherheit und des Komforts [Text] / F. Behles. ATZ. – 1970. – N 72, P. 320–381.

Важным шагом к автоматизации многоосных автомобилей является создание информационно-управляемых агрегатов. Такие агрегаты, рационально выполненные с учетом задач по совершенствованию свойств автомобиля, позволяют дальнейшее построение системы управления, внедрение различных аппаратных средств. Информационно-управляемыми называются составные части (агрегаты) автомобиля (в данном случае подвеска колес), обладающие свойством управления с помощью внешних по отношении к ним управляющих величин и команд в цифровой или аналоговой форме.

Классификация управления подвеской колес. Прежде всего важно представить состав информационно-управляемой подвески колес (ИУПК). В этом может оказать помощь классификация. Простая классификация управления подвеской получена с использованием так называемых характеристик назначения систем автоматизации (СА) автомобилей, вытекающих из сформулированного автором обобщенного функционального подхода к построению СА [1]. Введем понятия для следующих характеристик назначения СА:

- цель создания технический эффект от использования СА, выражающийся в достижении необходимого уровня показателей свойств автомобиля;
- цель управления конечный результат управления, например придание нового свойства или изменение существующего свойства объекта управления (составной части автомобиля, в данном примере подвески колес), для осуществления которого применяется управление;
- функция управления действие, преимущественно механическое, производимое СА в составных

Информационноуправляемая подвеска колес для многоосного автомобиля

Приведена классификация управления подвеской, разработанная с использованием обобщенного функционального подхода. Предложен вариант подвески и показан пример ее функционирования при преодолении неровности типа "выступ".

Ключевые слова: дополнительный упругий элемент, классификация управления, характеристики назначения, способы управления.

частях автомобиля для выполнения поставленной цели управления.

Отличие цели создания от цели управления заключается в объекте приложения. Если первое относится к объекту — автомобилю, то второе — к объекту — подвеске, к ее свойствам. Изменяя свойства подвески, стремятся улучшить свойства автомобиля.

Классификация (рис. 1) составлена по результатам анализа российских и иностранных патентных, научно-технических источников и представляет собой взаимосвязанные группы целей создания, целей и функций управления. Выделены четыре группы целей управления, с помощью которых достигается пять групп основных целей создания при использовании четырех групп функций управления.

Выделяются в общем случае следующие группы целей управления: управление жесткостью (упругой характеристикой); управление демпфированием (характеристикой амортизатора); управление статическим положением подвески колес (при активной подвеске); управление свя-

УДК 629.113 А. Н. Пархоменко,

канд. техн. наук, ФГУП "21 НИИИ" E-mail: na-prh@mail.ru





Таблица

Способы управления подвеской колес и их техническое исполнение

* *		
Способ управления	Техническое исполнение	
1. Управление жесткостью (упругой характеристикой) 1.1. Снижение динамических воздействий при мягкой подвеске по сравнению с жесткой подвеской 1.2. Снижение динамических воздействий при изменении неблагоприятных значений резонансных частот колебаний подрессорной части 1.3. Снижение динамических воздействий при изменении жесткости подвески в соответствии с фазой колебаний 1.4. Повышение поперечной устойчивости при жесткой подвеске по сравнению с мягкой	Подключаемые и от- ключаемые упругие элементы	
 Управление демпфированием (характеристикой амортизатора) С.1. Снижение динамических воздействий путем подбора рационального уровня гашения колебаний при длительном движении на однородных участках дороги С.2. Снижение динамических воздействий при увеличении демпфирования в случаях кратковременных резонансов Снижение динамических воздействий при значениях демпфирования, зависящих от фазы колебаний Повышение поперечной устойчивости при криволинейном движении и жестких амортизаторах по сравнению с мягкими 	Регулируемые аморти- заторы	
3. Управление статическим положением подвески колес (при активной подвеске) 3.1. Повышение плавности хода, снижение нагруженности ходовой части путем стабилизации или ограничения вертикальных сил в подвеске при изменении статического положения отдельных подвесок, соразмерном с высотой дорожных неровностей 3.2. Повышение профильной проходимости увеличением вертикальной координаты статического положения одновременно всех подвесок 3.3. Управление тормозной и тяговой динамикой путем изменения статического положения отдельных подвесок и соответственно изменения нормальных реакций шин на опорную поверхность 3.4. Повышение поперечной устойчивости при изменении статического положения подвесок, расположенных на борту, соразмерном с углом поперечного крена транспортного средства на косогоре или повороте	Подвод и отвод жидкой или газообразной среды подключением или отключением напорных и сливных магистралей	
4. Управление связями между подвесками колес 4.1. Повышение устойчивости при отключении межбортовых балансирных связей 4.2. Повышение устойчивости при увеличении числа контуров связей подвесок 4.3. Осуществление третьей группы целей при отключении связей	Подключаемые и от- ключаемые связи меж- ду подвесками	

зями между подвесками колес. Приведенные группы в различной степени связаны с целями создания по улучшению отдельных свойств многоосного автомобиля: плавности хода, нагруженности ходовой части, устойчивости против опрокидывания, профильной проходимости, тяговой и тормозной динамики.

Каждая группа имеет внутреннюю структуру. Так, например, группы целей управления содержат несколько способов управления, которыми можно воспользоваться при построении системы управления подвеской автомобиля. Таким образом, не теряя связи с целями создания, вначале определяют цели управления, затем — способы управления подвеской колес, а далее — техническое исполнение ИУПК. Результаты поиска различных способов управления подвеской колес приведены в таблице.

Вариант состава ИУПК. Наиболее полный вариант ИУПК многоосного автомобиля в соответствии с разработанной классификацией управления для достижения целей создания 1—3 с помощью реализации целей управления 1—4 и функций управления 1—3 приведен на схеме (рис. 2). Подключение упругих элементов 3 и 4 в схеме осуществляется электроклапанами 5 и 6. Подключение и отключение гидробалансирных связей по борчение гидробалансирных связей по бор-

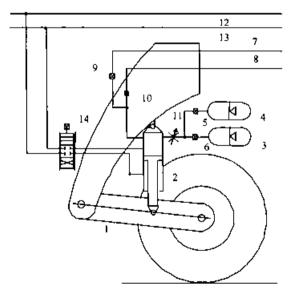


Рис. 2. Схема информационно-управляемой подвески большегрузного автомобиля

ту и связей между подвесками одной колесной оси 7 и 8 производится электроклапанами 9 и 10, а изменение характеристики амортизатора — регулируемым дросселем 11. Статическое положение подвески изменяется посредством магистралей нагнетания и слива жидкости 12 и 13, а также электроклапана 14.

приведенной комбинированной ИУПК для многоосного автомобиля можно организовать при необходимости малых затрат мощности на управление полуактивный режим управления (функции управления 1, 2 и 4, см. таблицу). В этом случае для улучшения отдельных свойств в комбинированной подвеске используют подключаемые упругие элементы, регулируемые амортизаторы, связи между подвесками. Дополнительное улучшение свойств автомобиля возможно с применением активного режима управления статическим положением подвески с помощью подвода жидкой или, что более эффективно, газообразной среды.

Совокупность состояний исполнительных устройств в полуактивном режиме позволяет подключать или отключать следующие элементы: основной упругий элемент; основной и дополнительный упругие элементы; дополнительный упругий элемент; все упругие элементы; гидравлическую связь по борту; гидравлическую связь между бортами; оба вида связей. Кроме того, ИУПК позволяет изменять коэффициенты сопротивления амортизаторов. В активном режиме возможно изменение статического положения подвески, в том числе с сохранением упругих свойств (упругих элементов).

Определение эффективности функций управления. Для движения многоосного автомобиля через единичные неровности (выступы) положительный технический эффект достигается при существенно нелинейных упругих характеристиках подвески с участками пониженной силы (участки 2 и 4 на рис. 3). Такие характеристики физически осуществимы. Механические устройства нескольких типов, реализующие постоянное усилие, разраба-

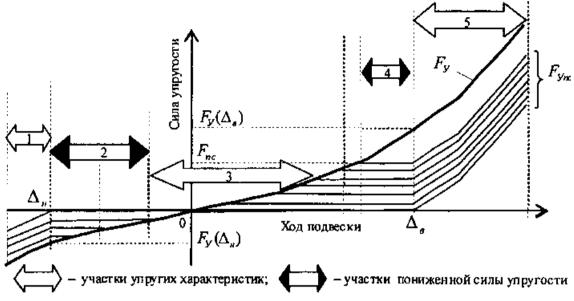
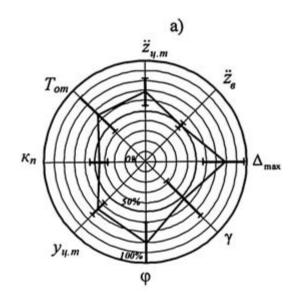
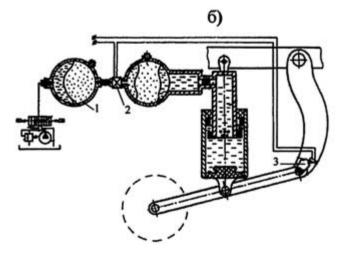


Рис. 3. Семейство упругих характеристик подвески с участками с пониженным значением силы упругости





тывались в Научно-исследовательском институте железнодорожного транспорта под общим названием "Упругие системы постоянного усилия" (УСПУ).

Упругие характеристики подвески получены по зависимостям:

1-й участок

$$F_{
m Y_{\Pi C}} = F_{
m Y}(\Delta) - F_{
m Y}(\Delta_{
m B}) - F_{
m \Pi C},$$
 если $\Delta < \Delta_{
m H};$

2-й участок

$$F_{
m Y_{\Pi C}} = -F_{
m \Pi C},$$
 если $\Delta \geq \Delta_{
m H}$ и $F_{
m Y}(\Delta) \leq -F_{
m \Pi C};$

3-й участок

$$F_{\text{Упс}} = F_{\text{У}}(\Delta)$$
, если $-F_{\text{пс}} < F_{\text{У}}(\Delta) < F_{\text{пс}}$;

4-й участок

$$F_{\text{VIIC}} = F_{\text{IIC}}$$
, если $\Delta < \Delta_{\text{в}}$ и $F_{\text{V}}(\Delta) > F_{\text{IIC}}$;

Рис. 4. Возможная эффективность и техническая реализация управления подключением дополнительного упругого элемента:

а — улучшение характеристик автомобиля по сравнению со штатным вариантом подвески при переезде единичной неровности (внутренний многоугольник), штатный вариант принят за $100\,\%$ (внешняя окружность); б — техническая реализация управления подключением дополнительного упругого элемента подвески, выполненная на электромеханическом принципе; — — интервалы изменения параметров при различном демпфировании в подвеске; $\ddot{\mathbf{x}}_{\text{II. T}}$, $\ddot{\mathbf{z}}_{\text{B}}$ — максимальные вертикальные ускорения в центре тяжести и на месте водителя; Δ_{max} — максимальный ход подвески; γ — максимальный угол крена; φ — максимальный угол галопирования автомобиля; $y_{\text{II. T}}$ — максимальное поперечное перемещение корпуса; \mathbf{k}_{II} — коэффициент профильной нагружености ходовой части; T_{OT} — суммарное время отрывов колес от опорной поверхности; 1 — дополнительный упругий элемент; 2 — пневмоэлектроклапан; 3 — кулачок с контактной группой

5-й участок

$$\begin{split} F_{\rm Y\Pi C} &= F_{\rm Y}(\Delta) - F_{\rm Y}(\Delta_{\rm B}) + F_{\rm \Pi C}, \, \text{если} \, \Delta > \Delta_{\rm B}; \\ F_{\rm \Pi C} &= \frac{(n_{_X}-1)}{k_{_X}} \frac{G_n}{2n}, \end{split}$$

где $F_{\rm Ync}$ — сила упругости по характеристике с участками пониженной силы, H; Δ — текущее значение хода подвески, м; $\Delta_{\rm B}$, $\Delta_{\rm H}$ — значения хода вверх и вниз на концах участков с пониженным значением силы, м; $F_{\rm Y}$ — сила упругости для характеристики без участков с пониженным значением силы, H; $F_{\rm nc}$ — величина постоянной силы, H; $G_{\rm n}$ — вес подрессоренной части автомобиля, H; n_x — номер варианта упругой характеристики с участками с пониженным значением силы; k_x — число упругих характеристик; n — число колесных осей многоосного автомобиля.

На диаграмме (рис. 4, *a*), полученной при моделировании движения многоосного автомобиля через единичную неровность типа "выступ", внешний круг соответствует значениям показателей автомобиля с подвеской, имеющей характеристику без участка пониженной силы упругости, принятым за 100 %.

Внутренний многоугольник соединяет средние значения показателей автомобиля при подвеске с участком пониженной силы упругости. Снижение средних показателей составляет 20—50%. Величины показателей в значительной мере изменяются при варьировании коэффициентов сопротивления амортизаторов подвески (показаны на диаграмме в виде интервалов значений).

Подобные упругие характеристики могут создаваться путем подключения дополнительных упругих элементов. Для этого можно применить электромеханический вид управления, как в разработанной конструкции, показанной на рис. 4, 6 [2].

Заключение. Приведенная классификация управления подвеской колес может быть полезной при постановке исследований и разработки ИУПК многоосного автомобиля.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. **Пархоменко, А. Н.** Функционально-модульный принцип построения систем автоматизации автомобилей [Текст] / А. Н. Пархоменко // Грузовик. 2009. № 11. С. 34—38.
- 2. Пат. 2160189 Российская Федерация, МПК⁷ В 60 G 17/04, 11/26. Гидропневматическая подвеска транспортного средства / В. Н. Лимонов, А. Н. Пархоменко; заявитель и патентообладатель г. Рязань, Военный автомобильный институт, НИО. № 99115076/28 заявл. 10.07.1999; опубл. 10.12. 2000, Бюл. № 34. 5 с: ил.

Вниманию гитателей!

000 "ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ"

принимает подписку на журналы на 1-е полугодие 2010 г. Подпишитесь в Издательстве и Вы

- > получите журналы с первого номера;
- > сэкономите на стоимости почтовой доставки;
- узнаете о новых книгах и журналах Издательства.

Постоянным подписчикам предоставляется скидка на подписку и публикацию рекламных объявлений.

Присылайте заказ и обращайтесь за дополнительной информацией в отдел продаж, маркетинга и рекламы 107076, г. Москва, Стромынский пер., д. 4

> Тел.: (499) 269-66-00, 269-52-98; факс (499)269-48-97 E-mail: realiz@mashin.ru; www.mashin.ru

д-р техн. наук, проф., Ю. М. Захарик, д-р техн. наук, А. М. Захарик, канд. техн. наук, доц., Ю. И. Слабко. инж.; MA3 E-mail: vehicle@tut.by

УДК 629.114.3

Р. И. Фурунжиев,

Методы адаптивного управления движением мобильных машин, предотвращающие потерю устойчивости в условиях чрезвычайных событий

Рассмотрены методы и алгоритмы моделирования чрезвычайных событий при движении мобильных машин, представлена математическая модель создания чрезвычайного события.

Ключевые слова: алгоритм, виртуальный полигон, транспортное средство, буксование, чрезвычайное событие, скольжение, система активной безопасности, торможение, занос, динамика движения, управление.

Введение. При виртуальном проектировании мобильных машин и систем управления необходимо моделировать ситуации, приводящие к возникновению чрезвычайных событий (ЧС) при движении мобильных машин в различных условиях движения. Чрезвычайное событие, приводящее к потере устойчивости или управляемости мобильной машины, может возникнуть при резком изменении свойств внешней среды под колесами, при воздействиях водителя (на тормозную педаль, на педаль подачи топлива на рулевое управление и др.), при изменении состояния мобильной машины (внезапные неисправности деталей и агрегатов, такие как "залипание" педали подачи топлива, течь в рабочем

тормозном цилиндре и т. д.) либо при комбинации этих факторов.

ЧС может привести к потере устойчивости и/или управляемости. Во многих странах тратятся большие средства на исследование и создание САБ. Для компьютерного моделирования различных событий, приводящих к ЧС, и выбора оптимальных параметров САБ необходимо создать компьютерный полигон, автоматизирующий моделирование, анализ и оптимизацию САБ.

Классификация чрезвычайных событий. Рассмотрим классификацию чрезвычайных событий.

- 1. Классификация внешней среды с точки зрения возникновения ЧС:
- по коэффициенту сцепления µ;
- по расположению ее относительно колес и бортов.

Вероятность возникновение ЧС в значительной мере зависит от поперечного и продольного коэффициентов сцепления. Низкий коэффициент сцепления, например на снежном покрытии, повышает вероятность потери устойчивости мобильной машины при маневрировании, развороте, трогании/торможении и т. д.

Большое влияние на причину возникновения ЧС оказывает внешняя среда относительно колес и бортов, т. е. различные коэффициенты сцепления относительно колес и бортов. При реализации тягового/тормозного момента на колесах мобильной машины с различным коэффициентом сцепления относительно бортов возникает момент, стремящийся развернуть автомобиль относительно вектора линейной скорости на определенный угол. Величина угла разворота будет напрямую связана с разностью фактических тяговых/тормозных моментов в контакте "колесо-дорога"

между левым и правым бортом мобильной машины.

2. Действия водителя, приводящие к возникновению ЧС. Рассмотрим события, происходящие при действии водителя в тормозном режиме. При торможении мобильной машины на дороге с коэффициентом сцепления $\mu_{\pi\delta}$ < $\mu_{\pi\delta}$ ($\mu_{\pi\delta}$ — коэффициент сцепления с левого борта, $\mu_{\Pi \bar{0}}$ — с правого борта), когда водитель нажимает на тормозную педаль (p > 0, $\dot{p} \ge 0$, где *p* — давление в тормозном приводе), возникает разворачивающий момент $M_{\rm pas}$ относительно переднего правого колеса с большим коэффициентом сцепления µ (рис. 1), стремящийся повернуть автомобиль по часовой стрелке относительно линейной скорости автомобиля v_a , заносом задней оси.

Рассмотрим события, происходящие при действии водителя в тяговом режиме. Ведущие колеса на дорожном покрытии, характеризующимся одинаковым, но сравнительно низким сцеплением, будут при избыточном открытии дроссельной

лед у в асфальт

Рис. 1. Схема заноса при торможении автомобиля с неравномерным коэффициентом сцепления по бортам

заслонки пробуксовывать с обеих сторон. Последнее приведет к уменьшению коэффициентов сцепления. По мере увеличения проскальзывания колес происходит дальнейшее уменьшение коэффициента сцепления, сопровождающееся потерей устойчивости автомобиля, повышенным расходом топлива и увеличением уровня токсичности выпуска. Система управления двигателем в данных условиях должна обеспечить уменьшение проскальзывания колес во время движения до приемлемого уровня, соответствующего более высоким значениям коэффициента сцепления [1].

3. Конструктивные свойства мобильной машины.

Существенное влияние на динамику мобильной машины оказывают конструктивные особенности машины, в частности:

тип привода на колеса (привод передний, задний, полный);

тип дифференциала.

Рассмотрим динамику движения машины с передним приводом при неблокированном дифференциале. При $\mu_{\pi 6} < \mu_{\pi 6}$ возникают буксование колеса с меньшим коэффициентом сцепления и разворачивающий момент $M_{\text{раз}}$ относительно переднего правого колеса с большим ко-

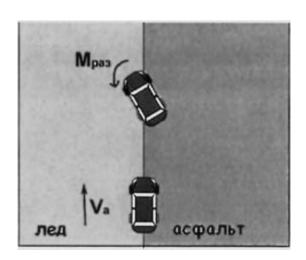


Рис. 2. Схема заноса в тяговом режиме переднеприводного автомобиля

эффициентом сцепления μ (рис. 2), стремящийся повернуть автомобиль против часовой стрелки относительно линейной скорости движения автомобиля v_a . При этом стабилизация положения автомобиля достигается дополнительным поворотом рулевого колеса.

Рассмотрим динамику движения машины с задним приводом с дифференциалами повышенного трения и обычным. В случае дифференциала повышенного трения при $\mu_{\pi 6} > \mu_{\pi 6}$ возникает буксование колеса с меньшим коэффициентом сцепления, начинается поворот автомобиля в сторону с меньшим коэффициентом сцепления, уменьшается динамика разгона автомобиля.

При обычном дифференциале при $\mu_{\pi 6} > \mu_{\pi 6}$ возникает буксование колеса с меньшим коэффициентом сцепления, колесо с большим коэффициентом прекратит вращение, что повлечет замедление разгона автомобиля или неспособность его к троганию с места. Происходит поворот автомобиля в сторону с меньшим коэффициентом сцепления, может возникнуть разворачивающий момент $M_{\text{раз}}$ относительно передней оси автомобиля (рис. 3), стремящийся развернуть автомобиль против часовой стрелки относительно линейной скорости движения автомобиля v_a .

Рассмотрим динамику движения машины с полным приводом. При $\mu_{\pi 6} < \mu_{\pi 6}$ возникает буксование колеса с меньшим коэффициентом сцепления и ухудшается динамика разгона автомобиля. На возникновение ситуаций, приводящих к ЧС, оказывает влияние изменение свойств

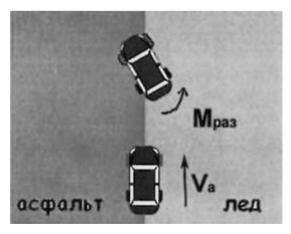


Рис. 3. Схема заноса в тяговом режиме заднеприводного автомобиля

мобильной машины. Наиболее распространенная ситуация: неравномерный износ тормозных колодок с левой и правой стороны, техническая неисправность тормозной системы, неравномерный износ покрышек по бортам, неравномерное распределение массы груза в кузове и/или полуприцепе грузового автомобиля. Это может привести к полной или частичной потере устойчивости и управляемости мобильной машины при торможении на криволинейном или прямолинейном участке дороги. Возможны комбинации, см. пп. 1—3.

Алгоритм моделирования ЧС. Для моделирования ситуаций, приводящих к возникновению ЧС, необходимо сформировать внешнюю среду и задать функцию управления тяговым/тормозным моментом, характеризующую действия виртуального водителя. Вероятность возникновения ЧС зависит от сцепных характеристик мобильной машины. Поэтому для моделирования ЧС необходимо сформировать внешнюю среду таким образом, чтобы коэффициенты сцепления с левого и правого бортов значительно отличались друг от друга ($\mu_{\pi 6} \gg \mu_{\pi 6}$) или были малы, т. е. находились в диапазоне ($\mu = 0.05 - 0.35$). При этом необходимо учитывать действия водителя, т. е. управлять тяговым/тормозным моментом, так как ЧС может возникнуть при участии водителя, например, когда водитель давит на тормозную педаль, чтобы снизить скорость прямолинейного или криволинейного движения, или когда водитель увеличивает подачу топлива путем нажатия на педаль подачи топлива, чтобы ускорить движение автомобиля, так и независимо от действий водителя, например, автомобиль движется с постоянной скоростью и колеса одного борта автомобиля попадают на покрытие с низким коэффициентом сцепления.

Управление строится таким образом: при торможении создается тормозной момент, равный максимально реализуемому моменту в тормозном цилиндре, в интервал времени, когда коэффициенты сцепления колес левого и правого бортов значительно отличаются между собой; при трогании/ускорении возникает тяговый момент, в интервал времени, когда внешняя среда имеет малый коэффициент сцепления или коэффициенты сцепления колес по бортам значительно отличаются один от другого.

Состояние внешней среды характеризуется коэффициентом сцепления $\mu = f(\alpha(x, y))$ в каждой точке поверхности, описывающей данную внешнюю среду, где $\alpha(x, y)$ — функция распределения свойств внешней среды. Граничные условия:

$$\begin{cases}
0 \le x \le s \\
0 \le y \le l,
\end{cases}$$

$$\gamma_i = \mu_{cp}, i = \overline{1, n},$$

где s — длина профиля внешней среды; l — ширина профиля; γ_i — множество типов внешней среды; n — количество типов внешней среды с соответствующим коэффициентом сцепления $\mu_{\rm cp}$ для каждого типа.

Начальные условия:

$$x_{0} = 0, y_{0} = 0,$$

$$(x'_{1}, y'_{1}), (x''_{1}, y''_{1}), \gamma_{i}$$
...
$$(x'_{m}, y'_{m}), (x''_{m}, y''_{m}), \gamma_{i},$$

$$\gamma'_{i},$$

где $(x'_m, y'_m), (x''_m, y''_m)$ — набор пар точек, задающих прямоугольную область моделируемого покрытия со свойствами внешней среды γ_i, γ'_i — свойства внешней среды, определяющие всю оставшуюся, непокрытую область.

Тяговый режим

$$U_{k_m} = egin{cases} M_k = M_{\max}, \\ \mathrm{если}\, f(lpha(x_i,y_n)) \gg (lpha(x_i,y_n)), \\ 0 \leqslant x_i \leqslant rac{s}{2} \ \mathrm{i} \ rac{s}{2} \leqslant s, n = \overline{1,\,1} \ , \\ 0 \ \mathrm{B} \ \mathrm{octaльhux} \ \mathrm{cлучаяx}, \end{cases}$$

где U_{k_m} — функция тягового момента k-й оси мобильной машины; x_i, x_j, y_n — параметры флуктационных изменений целевой функции.

Тормозной режим

$$U_{\mathrm{T}} = \begin{cases} M_{\mathrm{T}} = M_{\mathrm{max}}, \\ \mathrm{если}\, f(\alpha(x_i,y_n)) \gg (\alpha(x_i,y_n)), \\ 0 \leqslant x_i \leqslant \frac{s}{2} \ \mathrm{id} \ \frac{s}{2} < x_j \leqslant s, n = \overline{1,1}, \\ 0 \ \mathrm{B} \ \mathrm{octajbhus} \ \mathrm{chyyagx}, \end{cases}$$

где $U_{\rm T}$ — функция тормозного момента k-й оси мобильной машины.

Вывод. Произведена классификация событий, зависящих от состояния внешней среды, конструкций автомобиля и действий водителя. Выработаны рекомендации по созданию условий, при которых возникает ЧС и как следствие теряются устойчивость и/или управляемость машины.

Предложенные алгоритмы позволяют формировать необходимые условия, приводящие к ЧС при компьютерном моделировании.

В результате моделирования с учетом ЧС станет возможным решить ряд актуальных проблем: повысить безопасность движения мобильной машины и курсовую устойчивость; экономить топливо в тяговом режиме; понизить рабочую температуру двигателя; снизить токсичность выпуска.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Автомобильный справочник BOSCH. Первое русское издание. М.: Издательство "За рулем", 2002.
- 2. **Нефедьев, Я. Н.** Конструкции и характеристики электронных антиблокировочных систем зарубежных фирм. Обзорная информация [Текст] / Я. Н. Нефедьев. М.: Научно-исследовательский институт информации автомобильной промышленности, 1978.

УДК 621.793(07)
Л. Л. Ильичев,
проф.,
В. И. Рудаков,
Оренбургский
гос. ун-т,
(г. Оренбург)
Е-mail:
c2tp@mail.ru

Повышение износостойкости и восстановление плунжерных пар дизелей нанесением ионно-плазменных покрытий

Для повышения работоспособности сопряжения предлагается на плунжер наносить износостойкие ионно-плазменные покрытия сложного состава. Триботехнические испытания деталей с покрытиями на трение показали значительное увеличение их износостойкости относительно деталей из стали ХВГ без покрытия.

Ключевые слова: дизель, ионноплазменное покрытие, восстановление, плунжерные пары.

В процессе эксплуатации дизелей автомобильного, тракторного, тепловозного и другого назначения наблюдается заметное ухудшение параметров подачи топлива из-за износа комплектов топливной аппаратуры.

Большая часть отказов при работе автомобиля приходится на двигатель и его основные системы. По данным ГОСНИТИ значительная часть отказов происходит из-за топливной системы. В двигателе ЯМЗ-238-НБ на нее приходится 25-30% отказов, в двигателе Д -50%,

Таблица 1 Износ плунжера двигателя KAMA3-740

Место износа	Износ, мкм			
место износа	Средний	Максимальный		
Торец плунжера Отсечная зона Хвостовик	11,0 3,0 —	22,5 5,0 —		

в двигателе СМД-14 - 30 %, в двигателе КАМАЗ-740 - 25 %. Затраты на техническое обслуживание и ремонт топливной аппаратуры составляют 20-30 % общих затрат [1].

Надежность агрегатов топливной аппаратуры дизелей лимитируется работоспособностью плунжерных пар, которые зависят от темпов изменения размерных и геометрических параметров рабочих поверхностей [2, 3]. Максимальные местные износы втулки и плунжера различны, каждая из деталей изнашивается неравномерно и темпы изнашивания плунжерных пар у каждого типа дизеля свои, но есть и общие черты. На любом плунжере можно выделить три характерные зоны — его торец, который изнашивается наиболее интенсивно, район отсечной канавки, где изнашивание идет в среднем темпе, и хвостовик плунжера, где износ практически отсутствует.

Из табл. 1 следует, что наиболее интенсивно изнашиваются торец плунжера, обращенный к впускному окну втулки, и поверхность отсечной кромки со стороны отсечного отверстия втулки. Причем наибольший износ наблюдается в непосредственной близости (0,2—1,0 мм) от торца плунжера напротив впускного отверстия (рис. 1). Износ составляет около 11,0 мкм и носит преимущественно абразивномеханический характер. Полосы —

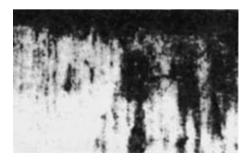


Рис. 1. Участок изношенной поверхности у торца плунжера



следы механического воздействия, вырывы — результат абразивного выкрашивания.

При отсечке входного отверстия резко возрастает давление и между плунжером и втулкой формируется высокоскоростной поток дизельного топлива. Поэтому механические частицы, находящиеся в топливе, могут пройти лишь в зоне впускного отверстия, и они транспортируются топливом, снимая с поверхности деталей микроскопический слой металла. При наличии в топливе воды возникают кавитационные явления (микровзрывы), повреждающие поверхность втулки и плунжера.

В области отсечной канавки плунжера износ значительно меньше, чем на торце, и составляет около 3,0 мкм. Поверхность отсечной кромки плунжера в этом месте изнашивается вследствие того, что в момент перетекания топлива из области высокого давления в область низкого давления топливо устремляется с большой скоростью из боковой отсечной канавки плунжера к отсечному окну гильзы (рис. 2). Изнашивание поверхности носит механический характер вследствие того, что в топливе находятся абразивные частицы. В момент подхода острой отсечной кромки к отсечному отверстию втулки образуется узкая щель, через которую устремляется поток топлива, вызывающий интенсивное эрозионное изнашивание.

Изнашивание втулок плунжерных пар имеет локальный характер. Изнашиваются только поверхности у впускного и вы-

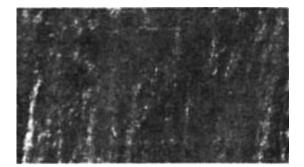


Рис. 3. Верхний край впускного отверстия втулки

пускного отверстий. Протяженность участков невелика — около 1 % внутренней поверхности втулки.

Износ впускного и выпускного отверстий различен. В наибольшей степени подвержен износу участок, расположенный над впускным отверстием, где наблюдается два вида изнашивания — абразивное и эрозионное с задирами и выкрашиванием металла (рис. 3). Это объясняется тем, что данный участок воспринимает наиболее высокие давления. Содержащиеся в топливе абразивные частицы оставляют на металле риски и царапины. У нижнего края впускного отверстия втулки наблюдается преимущественно механическое изнашивание. Более "спокойное" изнашивание характерно для зоны трения выпускного отверстия (рис. 4), преимущественно абразивно-механическое, эрозионное с небольшими участками кавитационных разрушений.

Такие особенности изнашивания можно объяснить следующим образом.



Рис. 2. Участок отсечной канавки плунжера

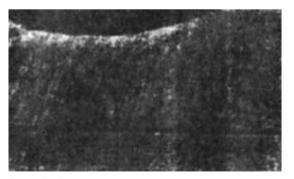


Рис. 4. Поверхность трения втулки в зоне впускного отверстия

Таблица 2 Средний диаметр втулки по зонам

Место измерения	Средний диаметр, мм		
Верхняя часть	9,012528		
Нижняя часть	9,012982		
Верхний край впускного окна	9,015473		

При завершении активного хода плунжера его отсечная кромка приоткрывает выходное отверстие втулки и к нему устремляется поток топлива, находящийся под высоким давлением в надплунжерном пространстве. Этот поток и вызывает заметную эрозию внутренней поверхности втулки вблизи выходного отверстия. Механическое изнашивание в данной зоне заметно слабее, чем в зоне впускного отверстия, поскольку механические частицы, присутствующие в топливе, не "заклиниваются" при открытии выпускного отверстия.

В табл. 2 приведены средние значения диаметров втулок плунжерных пар дизеля КАМАЗ-740 по результатам измерений 76 втулок. Измерения проводились в верхней части втулки (3—8 мм от торца), в нижней части втулки (3—8 мм от торца) и в зоне верхнего края впускного окна.

На основании анализа износа деталей плунжерных пар и полученных экспериментальных результатов построена диаграмма, обобщающая все рассмотренные механизмы износа плунжера и втулки, из которой следует, что максимальный износ наблюдается на плунжере, на втулке характерно небольшая степень износа (рис. 5), поэтому следует считать более рационально восстанавливать и повышать износостойкость плунжера топливного насоса.

С целью повышения работоспособности плунжерных пар предлагается повысить твердость поверхности плунжера нанесением износостойких ионно-плазменных покрытий. Плазменные покрытия отвечают требованиям, предъявляемым к восстановлению и упрочнению плунжерных пар, при этом покрытия имеют высокую износостойкость, хорошую адгезионную прочность с основой. По ионно-плазменной технологии возможно получать покрытия различных составов в зависимости от условий работы деталей. Метод позволяет получать качественные и равномерные покрытия по всей поверхности детали. Он дает возможность конденсировать покрытия, состоящие из слоев

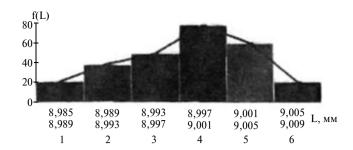


Рис. 5. Диаграмма износа разных участков плунжера (2—5) и втулки (1, 6)

с высокой микротвердостью (3,0-3,8) 10^4 МПа — нитриды и карбиды тугоплавких металлов — и слоев с невысокой микротвердостью (0,4-0,6) 10^3 МПа — сульфиды тугоплавких металлов, которые выполняют роль слоя приработки.

При ионно-плазменной технологии в одном вакуумном цикле выполняются три технологические операции. Одной из основных является ионная бомбардировка, нагревающая детали до необходимой температуры для последующей конденсации покрытий. Нагрев деталей необходимо проводить до температур, исключающих структурные и фазовые превращения упрочняемых деталей [4].

Изучение структурных превращений при отпуске закаленной стали ХВГ (твердость 50—52 HRC) проводилось на установке ВУП-4 в вакууме при нагревании в интервале температур 100—500 °C. Изменение структурных показателей анализировалось твердостным и микротвердостным методами, металлографическим анализом и методами рентгеновской дифракции. В результате проведенной работы установлено, что детали из стали ХВГ можно нагревать до температуры, не превышающей 350 °C.

Для оптимизации технологических режимов конденсации покрытий проведен комплекс работ по определению давления реакционного газа $p_{\rm p.r.}$, температуры конденсации $t_{\rm конд}$, времени конденсации $T_{\rm конд}$ покрытий, опорного напряжения $U_{\rm опор}$ и других технологических параметров, которые определяют физико-механические свойства покрытий. В табл. 3 приведена одна из рабочих матриц.

Широкая область гомогенности, свойственная нитридным соединениям, дает возможность изменять в значительных пределах парциальное давление азота и соответственно изменять как ко-

№	$p_{\mathrm{p.r.}}$, м рт. ст.	$t_{\text{конд}}$, °С	$U_{ m onop}$, В	$U_{ m onop}$, В	I, A	$T_{\text{конд}}$, МИН	Износ, мкм
опыта	x_1	x_2	x_3	x_4	<i>x</i> ₅	<i>x</i> ₆	Y
1	10^{-4}	100	60	600	100	60	0,02
2	10^{-2}	150	60	1200	60	30	0,002
3	10^{-4}	200	60	1200	60	60	0,03
4	10^{-2}	250	60	600	100	30	0,004
5	10^{-4}	300	250	1200	100	30	0,01
6	10^{-2}	150	250	600	60	60	0,005
7	10^{-4}	350	250	600	60	30	0,001
8	10^{-2}	200	250	1200	100	30	0,002

личество нитридных соединений в покрытиях, так и их структурное состояние в зависимости от служебного назначения деталей.

Цикл экспериментов по нанесению покрытий нитридов тугоплавких металлов (титан, цирконий, молибден) в диапазоне парциального давления азота в реакционной камере установки ННВ-6.6И1 0,0665 — 0,33 Па позволяет сделать заключение, что наиболее качественные покрытия с высокой твердостью, небольшим разбросом микротвердости, сравнительно гомогенной структурой по сечению с невысоким уровнем микронапряжений получены при давлении азота 0,532—0,798 Па.

Необходимая толщина плазменных покрытий обеспечивалась наряду с временем конденсации следующими технологическими параметрами: величиной опорного напряжения, геометрией размещения деталей в реакционной камере, величиной тока генерации плазменного потока и ряда других параметров.

При нанесении покрытий на плунжеры топливной аппаратуры дизелей в зависимости от их износа обеспечивалась толщина покрытий 4—8 мкм.

Наносились ионно-плазменные покрытия следующих составов: Cr—TiN; Cr—TiN—Mo; Ti—ZrN—Mo. Молибден использовался в качестве слоя приработки.

Выводы

- 1. Установлены механизмы износа втулки и плунжера топливных насосов дизелей, определено, что наиболее целесообразно проводить восстановление и упрочнение плунжеров.
- 2. Проведенные исследования позволяют рекомендовать ионно-плазменную технологию восстановления и упрочнения прецизионных деталей топливных насосов при ремонте и изготовлении плунжерных пар.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. **Падгургаз, Ю.** Влияние фторолигомерных материалов на условия работы прецизионных и уплотняющих пар трения [Текст] / Ю. Подгургаз и др. // Трение и износ. 2000. Том 21. № 1. С. 59—66.
- Чигринова, И. М. Особенности изнашивания и восстановления плунжерных пар ТНВД [Текст] / И. М. Чигринова, В. Е. Чигринов, В. В. Чигринов // Автомобильная промышленность. — 2000. — № 9. — С. 20—24.
- 3. **Бахтиаров, Н. И.** Производство и эксплуатация прецизионных пар [Текст] / Н. И. Бахтиаров, В. Е. Логинов. М: Машиностроение, 1979. 204 с.
- Тушинский, Л. И. Методы исследования материалов, структура свойства и процессы нанесения неорганических покрытий [Текст] / Л. И. Тушинский и др. М.: Мир. 2004. 384 с.
- Налимов, В. А. Теория эксперимента [Текст] / В. А. Налимов и др. М.: Наука. — 1971. — 207 с.

(По материалам 11-й Международной научно-практической конференции, апрель 2009 г.)

УДК 621.43 В. А. Марков, д-р техн. наук, проф., МГТУ им. Н. Э. Баумана, И. А. Барский. П. Р. Вальехо Мальдонадо. канд-ты техн. наук, РУДН (Москва) E-mail: mazkov@power. bmstu.ru

Некоторые способы улучшения показателей токсичности отработавших газов дизелей с наддувом

Рассмотрены способы улучшения показателей токсичности отработавших газов автомобильных дизелей, оснащенных системой наддува. Первый способ заключается в установке охладителей наддувочного воздуха. Второй способ реализуется при использовании систем регулирования фаз газораспределения, позволяющих организовать принудительное охлаждение наддувочного воздуха.

Представленные способы позволяют сократить выброс оксидов азота с отработавшими газами.

Ключевые слова: дизель, токсичность отработавших газов, турбонаддув, выброс оксидов азота.

Одной из основных задач современного двигателестроения является уменьшение выбросов в окружающую среду токсичных компонентов отработавших газов (ОГ) [1]. В дизелях основными токсичными компонентами ОГ являются оксиды азота и сажа, причем на долю оксидов азота приходится до 95 % суммарной токсичности ОГ [2], причем около 42 % — на автомобильный транспорт [3]. Поэтому при выборе мероприятий, обеспечивающих снижение токсичности ОГ, особую значимость имеют мероприятия, обеспечивающие уменьшение образования оксидов азота в камере сгорания (КС) дизеля.

В камере сгорания дизеля химически инертный в нормальных условиях азот при повышенных давлениях и температурах выше 2000 К реагирует с кислородом воздуха с образованием преимущественно монооксида азота NO. При

температурах ниже 650-700 К монооксид азота NO окисляется до диоксида NO₂. На большинстве эксплуатационных режимов быстроходных дизелей температура ОГ, как правило, выше указанных значений, поэтому из оксидов азота NO_x , содержащихся в $O\Gamma$ дизелей, 80—90 % объема приходится на монооксид NO и 10-20% — на диоксид NO₂. Содержание других газообразных оксидов азота (N2O, N_2O_3 , N_2O_4 , N_2O_5) в ОГ ничтожно мало [2]. Монооксид азота является нестабильным компонентом. В атмосфере при нормальных условиях NO окисляется до NO₂ в течение от 0,5—1 до 100 ч (в зависимости от концентрации в воздухе). Причем токсичность NO₂ в 7 раз выше токсичности NO.

Поскольку образование монооксида азота в камере сгорания происходит с поглощением теплоты, определяющее влияние на эмиссию NO с ОГ оказывает температура сгорания. Причем наибольшая концентрация NO имеет место в локальных зонах камеры с низкими коэффициентами избытка воздуха α и максимальными температурами сгорания (локальные температуры газов в камере дизелей достигают 2500 K, а в камере двигателей с принудительным воспламенением 3000 K) [1, 4].

Таким образом, эффективным средством снижения выбросов оксидов азота в окружающую среду является реализация мероприятий, направленных на снижение максимальных температур в КС дизеля. К этим мероприятиям относятся охлаждение наддувочного воздуха и другие мероприятия, снижающие температуру воздушного заряда в начале такта сжатия.



При форсировании дизелей по нагрузке (подаче топлива) требуемые значения коэффициента избытка воздуха обеспечиваются применением систем наддува. Наиболее широкое распространение получили дизели с газотурбинным наддувом. В этих дизелях температура воздуха на выходе из компрессора t_{κ} существенно выше, чем температура окружающей среды t_0 , которая обычно принимается равной 15 или 20 °С. При $t_0 = 15$ °С и степени повышения давления в компрессоре $\pi_{\rm K} = p_{\rm K}/p_0 = 2.5$ ($p_{\rm K}$ и p_0 — абсолютные давления на выходе из компрессора и атмосферное) и его КПД, равном 0,75, температура $t_{K} = 132 \, {}^{\circ}\text{C}$, т. е. она увеличивается на 117 °C. Соответственно увеличивается и температура ОГ перед турбиной турбокомпрессора t_{Γ} . Заметим, что при отсутствии промежуточного охлаждения воздуха значения $p_{\rm K}$ и $t_{\rm K}$ равны давлению и температуре во впускном коллекторе p_{κ} и $t_{\rm K}$.

Рост температуры $t_{\rm K}$ при постоянной величине коэффициента избытка воздуха а вызывает снижение плотности воздуха во впускном коллекторе $\rho_{\rm K} = p_{\rm K}/(R_{\rm K}T_{\rm K})$. Среднее эффективное давление p_{ρ} пропорционально подаче топлива и соответственно плотности воздушного заряда ρ_{κ} , поэтому снижение температуры t_{κ} приводит к увеличению среднего эффективного давления p_e , эффективной N_e и литровой $N_{\rm J}$ мощности, равной $N_{\rm J}=N_e/V_h$ $(V_h$ — рабочий объем двигателя в литрах), без роста максимального давления сгорания p_7 и жесткости процесса сгорания. Если снизить температуру $t_{\rm K}$ со 132 до 50 °C, то мощность двигателя N_{ρ} может быть увеличена в 1,25 раза.

Для оценки влияния параметров наддувочного воздуха на рабочий процесс были определены показатели дизеля с газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением воздуха. Исследован дизель с диаметром цилиндра $D = 140 \,\mathrm{MM}$, ходом поршня S = 140 мм и средней скоростью поршня $C_{\Pi} = Sn/30 = 10 \text{ м/c}$. Приняты следующие значения основных параметров дизеля: коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,4$, коэффициент наполнения $\eta_v = 0.9$, индикаторный КПД $\eta_i = 0.5$ при $\pi_{\kappa} = 1$. При увеличении π_{κ} и p_{κ} для сохранения допустимых значений максимального давления сгорания $p_z(p_z = \text{const} \ll$ « 13 МПа) степень сжатия є снижалась с 15 до 12. Одновременно степень повышения давления при сгорании λ уменьшалась с 1,7 до 1,5, что объясняется уменьшением периода задержки воспламенения τ_i с ростом давления наддува p_{κ} [5].

Зависимость основных параметров дизеля от давления наддува $p_{\rm K}$, приведенная на рис. 1, показывает, что с ростом $p_{\rm K}$ в диапазоне от 0,10 до 0,28 МПа при $\alpha=1,4={\rm const}$ и $t_{\rm K}=50~{\rm ^{\circ}C}={\rm const}$ температура ОГ $t_{\rm T}$ возрастает с 550 до 600 °C, что объясняется уменьшением степени сжатия ϵ и величины λ .

С ростом давления наддува p_{κ} индикаторный КПД η_i несколько уменьшается (на 3 %) из-за снижения ε и λ. Тем не менее, эффективный КПД пе увеличивается от 0,38 до 0,425 из-за роста механического КПД η_{M} . Рост η_{M} объясняется двумя факторами. Во-первых, с увеличением давления $p_{\rm K}$ (при $C_{\rm II}$ = const) среднее удельное давление механических потерь $p_{\rm M}$ растет незначительно [5], а среднее индикаторное давление p_i значительно увеличивается. Поэтому механический КПД $\eta_{M} = 1$ $p_{\rm M}/p_i$ заметно растет. Во-вторых, с ростом давления наддува $p_{\rm K}$ отношение $p_{\rm K}/p_{\rm \Gamma}$ ($p_{\rm \Gamma}$ давление газов перед турбиной) возрастает, и положительная мощность насосных ходов увеличивается.

При росте давления наддува $p_{\rm K}$ с 0,10 до 0,26 МПа среднее эффективное давление $p_{\rm e}$ увеличивается с 0,8 до 2,0 МПа (рис. 1, б), а литровая мощность $N_{\rm II}$ возрастает с 16 до

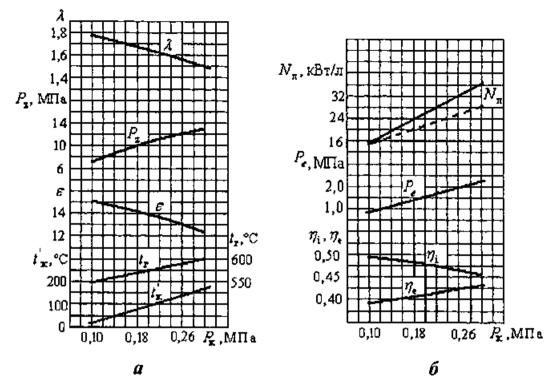


Рис. 1. Зависимость температуры воздуха на выходе из компрессора $t_{\rm K}'$, температуры ОГ перед турбиной турбокомпрессора $t_{\rm r}$, степени сжатия ϵ , максимального давления сгорания $p_{\rm z}$, степени повышения давления при сгорании λ (а), эффективного $\eta_{\rm e}$ и индикаторного $\eta_{\rm f}$ КПД, среднего эффективного давления $p_{\rm e}$, литровой мощности $N_{\rm f}$ (б) дизеля с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха от давления наддува $p_{\rm K}$:

штриховые линии — без охлаждения воздуха, $t_0 = 15$ °C; сплошные линии — с охлаждением воздуха, $t_K = 50$ °C

32 кВт/л. Показанные на рис. 1, б характеристики свидетельствуют о том, что при $p_{\rm K}=0.26$ МПа и отсутствии промежуточного охлаждения литровая мощность двигателя снижается до $N_{\rm J}=25.5$ кВт/л.

От давления $p_{\rm K}$ наддувочного воздуха и его температуры t_{κ} (или T_{κ} — в градусах Кельвина) в значительной степени зависят показатели не только мощностные и топливной экономичности, но и токсичности ОГ. При увеличении давления наддува $p_{\rm K}$ существенно повышается плотность воздушного заряда в цилиндрах дизеля, что создает предпосылки к улучшению условий смесеобразования и повышению полноты сгорания топлива. Вместе с тем соответствующее увеличение количества подаваемого топлива приводит к возрастанию продолжительности процессов топливоподачи, смесеобразования и сгорания, что, напротив, может вызвать неполное сгорание топлива. Одновременно увеличивается максимальная температура сгорания $T_{\rm max}$. Поэтому с повышением уровня форсирования дизеля увеличивается эмиссия как оксидов азота NO_x , так и продуктов неполного сгорания топлива — сажи C, монооксида углерода CO, несгоревших углеводородов CH_x . Вследствие указанных выше причин удельный эффективный расход топлива также возрастает (рис. 2, a) [2]. В дизелях с разделенными камерами сгорания увеличение давления наддувочного воздуха при форсировании может сопровождаться снижением выбросов оксидов азота.

Наряду с давлением $p_{\rm K}$ на токсичность ОГ дизелей оказывает влияние и температура наддувочного воздуха $T_{\rm K}$, увеличение которой приводит к повышению температуры конца сжатия $T_{\rm C}$. При этом ухудшается наполнение цилиндров, снижаются плотность воздушного заряда и коэффициент избытка воздуха α , повышается температура $T_{\rm max}$. В результате увеличения максимальных температур цикла повышается скорость образования оксидов азота NO_x и их содержание в ОГ дизеля возрастает. Например, при увеличении температуры $T_{\rm K}$ на 60 K температура конца сжатия повыша-

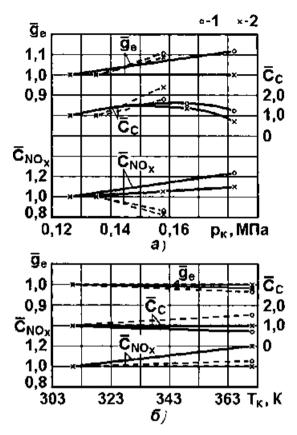


Рис. 2. Зависимость относительных значений удельного эффективного расхода топлива $g_{\rm e}$, содержания в ОГ сажи ${\rm C_c}$ и оксидов азота ${\rm C_{NO_x}}$ от давления наддува $p_{\rm k}$ (а) и температуры наддувочного воздуха $T_{\rm k}$ (б) для дизелей с непосредственным впрыскиванием топлива (сплошные кривые) и с предкамерным смесеобразованием (штриховые кривые), работающих на режимах:

1 — с частотой вращения $n=2100~{\rm мин}^{-1}$ и коэффициентом избытка воздуха $\alpha=2,2;\ 2-c\ n=1500~{\rm мин}^{-1}$ и $\alpha=2,2$

ется на 175 K, а концентрация оксидов азота в ОГ — на 15—20 % (рис. 2, δ) [2]. В дизелях с разделенными камерами сгорания зависимость содержания в ОГ оксидов азота от температуры $T_{\rm K}$ менее выражена.

Температура $T_{\rm K}$ влияет и на эмиссию продуктов неполного сгорания топлива. С одной стороны, увеличение температур при такте сжатия способствует улучшению испарения топлива и уменьшению образования сажи и ${\rm CO}$, а с другой стороны, увеличение максимальных температур сгорания приводит к интенсификации процесса диссоциации диоксида углерода ${\rm CO}_2$

с образованием СО и С. В дизелях с непосредственным впрыскиванием топлива эти два фактора взаимно компенсируются и выбросы сажи и СО слабо зависят от температуры T_{κ} (см. рис. 2, δ). В дизелях с разделенными камерами сгорания определяющим является процесс диссоциации углекислого газа и выброс сажи с повышением температуры T_{κ} возрастает. С увеличением температуры T_{κ} несколько ухудшается топливная экономичность дизеля, но это ухудшение незначительно. В целом, следует отметить, что с увеличением уровня форсирования в дизелях без охлаждения наддувочного воздуха возрастает его температура $T_{\rm K}$, повышаются температуры сгорания и эмиссия NO_x возрастает.

Таким образом, для повышения эффективности сгорания топлива в дизелях с наддувом и улучшения показателей токсичности их ОГ целесообразно охлаждать наддувочный воздух. Для этого такие дизели оснащаются охладителями наддувочного воздуха.

В автомобильных дизелях применяют два типа охладителей наддувочного воздуха (рис. 3): воздухо-воздушные и жидкостно-воздушные. В первых наддувочный воздух охлаждается атмосферным воздухом, а во вторых — жидкостью (антифризом или водой). Жидкость после выхода из охладителя охлаждается атмосферным воздухом в дополнительном радиаторе, расположенном перед радиатором системы охлаждения дизеля. Охладители наддувочного воздуха представляют собой автономную систему охлаждения, поскольку охлаждающая жидкость из системы охлаждения дизеля имеет температуру на входе в радиатор до 90-100 °C, а температура наддувочного воздуха на выходе из охладителя не должно превышать $t_{\rm K} = 50 - 60 \, ^{\circ}{\rm C}$.

Температура наддувочного воздуха $t_{\rm K}$ и тепловая эффективность теплообмен-

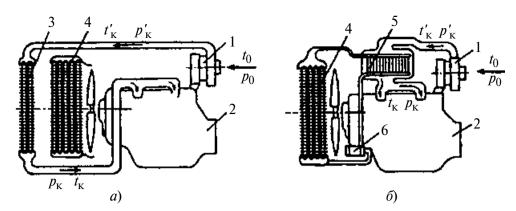


Рис. 3. Воздухо-воздушная (а) и жидкостно-воздушная (б) системы охлаждения воздуха дизелей:

1 — турбокомпрессор; 2 — дизель; 3 — воздушный охладитель; 4 — жидкостный радиатор двигателя; 5 — жидкостный охладитель; 6 — жидкостный насос

ника E связаны между собой известной зависимостью [6]:

$$t_{\rm K} = t_{\rm K}' - E(t_{\rm K}' - t_{\rm OX}),$$

где $t_{\rm OX}$ — температура охлаждающей жидкости или атмосферного воздуха на входе в охладитель.

Величина E зависит от расхода воздуха $G_{\rm B}$ и поверхности охладителя F со стороны наддувочного воздуха:

$$E = 1 - \exp[-(kF)/(C_pG_B)],$$

где k=100-150 Вт/(м² · K) — коэффициент теплоотдачи; $C_{\rm p}=1005$ Дж/(кг · K) — теплоемкость воздуха.

Расход наддувочного воздуха определяется по выражению [7]

$$G_{\rm B} = \alpha \varphi L_{\rm O} G_{\rm T} / 3600 = (\alpha \varphi L_{\rm O} N_e) / (H_u \eta_e)],$$

где $\phi=1,05-1,1$ — коэффициент продувки; $L_0=14,3$ кг/кг — стехиометрический коэффициент (количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива); H_u — теплота сгорания топлива, МДж/кг.

Расчетные зависимости параметров E и $F/G_{\rm B}$ от давления наддува $p_{\rm K}$, приведенные на рис. 4, свидетельствуют о том, что с увеличением давления $p_{\rm K}$ с 0,14 до 0,30 МПа (при $T_{\rm K}=50~{\rm ^{\circ}C}={\rm const}$) величина E возрастает от 0,55 до 0,8—0,85, а отношение $F/G_{\rm B}$ растет от 10 до 40—50 м²/(кг/с).

Преимуществом жидкостно-воздушных охладителей является возможность их более удобной компоновки в подкапотном пространстве, так как их не нужно располагать в зоне обдува вентилятором системы охлаждения, что требуется при компоновке воздухо-воздушных охладителей. Недостаток жидкостно-воздушных охладителей — необходимость в дополнительном радиаторе (наряду с радиатором системы охлаждения дизеля).

Воздухо-воздушные охладители обычно применяют в автомобильных дизелях при невысоких давлениях наддува ($p_{\rm K} < 0.15-0.18~{\rm M}\Pi a$). При более высоких значениях $p_{\rm K}$, а также в судовых и тепловозных дизелях используются жидкостновоздушные охладители. В частности, такой охла-

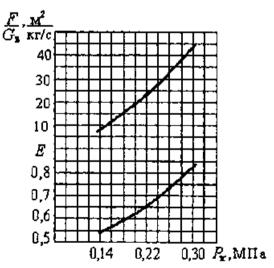


Рис. 4. Зависимость тепловой эффективности и отношения поверхности охладителя к расходу им воздуха от давления наддува

дитель применяется на 150-тонном самосвале БелАЗ, где установлен дизель типа Д-49 Коломенского тепловозостроительного завода с $p_{\rm K}=0.22$ МПа. Недостаток воздухо-воздушных охладителей заключается в необходимости длинных трубопроводов, подводящих наддувочный воздух к охладителю и отводящих охлажденный воздух во впускной коллектор.

Следует отметить, что при установке охладителей наддувочного воздуха требуется увеличение мощности вентилятора системы охлаждения дизеля. Ориентировочно эту мощность надо увеличивать на 25—35 %. Таким образом, если на привод вентилятора обычно затрачивается на 3—5 % мощности дизеля, то при установке охладителей наддувочного воздуха эти цифры увеличиваются в 1,25—1,35 раза. Это необходимо учитывать при прогнозировании мощности и экономичности силовой установки.

Охлаждение наддувочного воздуха может быть реализовано в дизелях и без установки описанных выше охладителей наддувочного воздуха. Аналогичный эффект может быть достигнут путем регулирования фаз газораспределения. Такие системы уже применяются на ряде серийных двигателей внутреннего сгорания [8, 9, 10]. В комбинированных двигателях с газотурбинным наддувом в этом случае появляется возможность перераспределения энергий, получаемых в поршневой и газотурбинной частях двигателя. В частности, это позволяет обеспечить согласование подачи топлива и воздуха на неустановившихся режимах работы дизеля с турбонаддувом.

Экспериментально установлено, что фазы газораспределения, оптимальные для номинального режима, не всегда являются таковыми для других скоростных и нагрузочных режимов. Это объясняется тем, что кинетическая энергия потока воздуха во впускной системе и потока ОГ в выпускной системе и волновые процессы в них существенно меняются с изменением частоты вращения коленчатого

вала и нагрузки. Поэтому при смене скоростного и нагрузочного режимов двигателя желательно корректировать и фазы газораспределения. В этом случае обычно изменяются и показатели топливной экономичности двигателя, и показатели токсичности его ОГ [2, 11]. Это вызвано влиянием фаз газораспределения на такие важные параметры рабочего процесса, как коэффициент наполнения η_{v} , коэффициент избытка воздуха α , максимальные давление p_{z} и температура T_{max} сгорания.

Исследования, проведенные в Харьковском институте механизации и электрификации сельского хозяйства на автотракторном дизеле СМД-60 (6 ЧН 13/11), показали, что при снижении частоты вращения n с 2500 до 1300 мин $^{-1}$ оптимальный с точки зрения коэффициента наполнения η_{υ} угол $\phi_{\rm BH}$ закрытия впускного клапана изменяется соответственно с 30 до 20° угла поворота коленчатого вала после НМТ (рис. 5) [12]. Поэтому соответствующим подбором углов открытия и закрытия впускного и выпускного клапа-

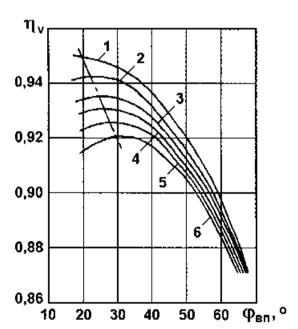


Рис. 5. Зависимость коэффициента наполнения η_{ν} дизеля СМД-60 от угла закрытия впускного клапана $\phi_{\rm BR}$ (запаздывание закрытия после НМТ) при различных значениях частоты вращения коленчатого вала дизеля n:

 $^{1-1300 \ \}mathrm{миh}^{-1}; \ 2-1600 \ \mathrm{миh}^{-1}; \ 3-1900 \ \mathrm{миh}^{-1}; \ 4-2100 \ \mathrm{миh}^{-1}; \ 5-2300 \ \mathrm{миh}^{-1}; \ 6-2500 \ \mathrm{миh}^{-1}$

нов на каждом эксплуатационном режиме можно обеспечить оптимальный рабочий процесс, повышение топливной экономичности, снижение токсичности $O\Gamma$, улучшение динамических качеств дизеля.

Оптимизация фаз газораспределения проводится на основании предварительно полученных регулировочных характеристик дизеля по углу открытия и закрытия впускного и выпускного клапанов системы газораспределения. Такие характеристики были получены при исследовании одноцилиндрового отсека дизеля типа КАМАЗ-740 (1 ЧН 12/12) с изменяемым моментом закрытия впускного клапана [8]. Двигатель испытывался на номинальном скоростном режиме при $n = 2200 \,\mathrm{Muh}^{-1} \,\mathrm{c}$ неполной подачей топлива. При этом момент начала открытия впускного клапана $\phi_{\text{вп отк}}$ был постоянным и равным 20° угла поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки (ВМТ), а окончание закрытия впускного клапана $\phi_{\text{вп}}$ изменялось в диапазоне от 45° угла поворота вала до НМТ до 20° угла поворота после НМТ.

Анализ полученных данных показал, что в пределах исследуемых значений угла закрытия впускного клапана $\phi_{B\Pi}$ характеристики работы дизеля заметно изменяются (рис. 6). В указанном диапазоне изменения фвп коэффициент наполнения цилиндров двигателя воздушным зарядом η_{v} , изменялся на 5 %, температура ОГ $T_{\rm or}$ — на 20 %, максимальное давление сгорания p_z — на 15 %, коэффициент избытка воздуха α — на 15 %, удельный индикаторный расход топлива g_i — на 10 %. При этом более раннее закрытие впускного клапана приводило к уменьшению значения p_z и увеличению температуры $T_{\rm or}$. Это связано со снижением коэффициента избытка воздуха α при сокращений продолжительности процесса впуска. Зависимость расхода топлива ϕ от $\phi_{B\Pi}$ имеет оптимум, соответствующий продолжительности впуска 165° по углу поворота коленчатого вала. С точки зрения показателей токсичности ОГ (выбросов оксидов азота NO_x и монооксида углерода CO) предпочтительно раннее закрытие впускного клапана (меньшая продолжительность его открытия), что обусловлено снижением максимальных температур цикла. Это соответствует работе дизе-

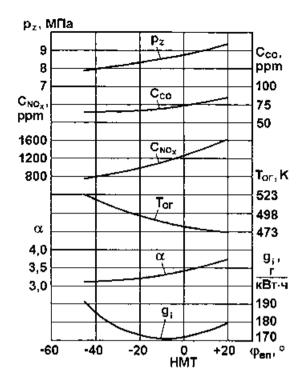


Рис. 6. Зависимость показателей работы одноцилиндрового отсека дизеля типа KAMA3-740 от угла закрытия впускного клапана $\phi_{\rm BR}$

ля по циклу Миллера, при реализации которого раннее закрытие впускного клапана обеспечивает охлаждение воздушного заряда путем его принудительного расширения с момента закрытия впускного клапана до момента прихода поршня в НМТ.

При более позднем закрытии впускного клапана (после НМТ) реализуется цикл Аткинсона, в котором в начале такта сжатия поршень, движущийся к ВМТ, вытесняет часть воздушного заряда во впускной трубопровод через открытый впускной клапан. Это позволяет организовать регулирование степени сжатия є двигателя в соответствии с режимом его работы. Следует также отметить, что при снижении частоты вращения коленчатого вала влияние продолжительности впуска на показатели рабочего процесса двигателя увеличивается.

Заметное влияние на экономические, экологические и динамические показатели двигателей оказывают и фазы открытия и закрытия выпускного клапана. Так, увеличение времени перекрытия впускного и выпускного клапанов (времени их одновременного открытия) сопровождается улучшением наполнения цилиндров двигателя свежим зарядом. При исследованиях дизеля СМД-60 [12] было отмечено, что увеличение фазы

одновременного открытия впускного и выпускного клапанов $\Delta \varphi$ с 10 до 50° по углу поворота вала влечет за собой повышение коэффициента наполнения η_v с 0.90 до 0.96 в широком диапазоне скоростных режимов работы дизеля (рис. 7), что приводит к охлаждению свежим зарядом деталей цилиндропоршневой группы, уменьшению температуры воздушного заряда и максимальной температуры цикла, а также снижению выброса NO_x .

Целенаправленное изменение фазы открытия выпускного клапана позволяет улучшить и динамические качества двигателей, в частности дизелей. Это обусловлено тем, что в дизелях с турбонаддувом, работающих на неустановившихся режимах, может быть несоответствие (рассогласование) подач топлива и воздуха. В частности, при набросе нагрузки турбокомпрессор из-за инерционности не успевает увеличивать подачу воздуха соответственно возрастанию подачи топлива. Это вызывает снижение коэффициента избытка воздуха, неполное сгорание топлива, ухудшение динамических качеств двигателя и топливной экономичности, увеличение дымности ОГ. Устранить эти недостатки можно путем более раннего открытия выпускного клапана в рассматриваемых переходных процессах.

Ранний выпуск обеспечивает поступление в турбину турбокомпрессора ОГ с более высокими температурой и давлением, что ускоряет разгон турбокомпрессора и сокращает продолжительность переходного процесса [8]. Возможность управления фазами открытия и закрытия выпускного клапана дизеля позволяет также повысить эффективность процесса рециркуляции ОГ, что в настоящее время считается одним из наиболее эффективных способов снижения выбросов в окружающую среду оксидов азота.

Приведенные на рис. 6 характеристики показывают, что управление фазами газораспределения в дизелях позволяет улучшить их топливную экономичность, снизить токсичность ОГ, повысить динамические

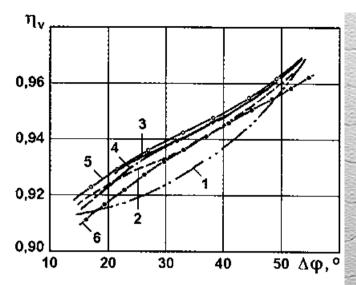


Рис. 7. Зависимость коэффициента наполнения $\eta_{\rm V}$ цилиндров дизеля СМД-60 от перекрытия впускного и выпускного клапанов ($\Delta \phi$) при давлении наддува $p_{\rm K}=0,2$ МПа (абсолютное) и различных частотах вращения дизеля n:

 $1-1300\ \mathrm{muh}^{-1}; 2-1600\ \mathrm{muh}^{-1}; 3-1900\ \mathrm{muh}^{-1}; 4-2100\ \mathrm{muh}^{-1}; 5-2300\ \mathrm{muh}^{-1}; 6-2500\ \mathrm{muh}^{-1}$

качества двигателя, но для этого необходимо формирование достаточно сложных законов управления фазами газораспределения, реализация которых возможна при установке на дизеле систем газораспределения с регулируемыми фазами впуска и выпуска.

Впервые система газораспределения с регулируемыми фазами впуска и выпуска была запатентована в 1902 г. основателем известной французской автомобилестроительной фирмы Renault Луи Рено. Позже аналогичные системы были разработаны фирмами Maybach (Германия), Fiat (Италия) и др. Однако из-за сложности механизмов регулирования фаз газораспределения эти системы не были пущены в серийное производство.

В последнее время в связи с введением в США и Западной Европе более жестких норм на токсичность ОГ вновь повысился интерес к системам газораспределения с регулируемыми фазами впуска и выпуска. На рис. 8 представлены некоторые наиболее известные конструкции механизмов управления фазами газораспределения, разработанные зарубежными двигателестроительными фирмами [8, 9]. Эти

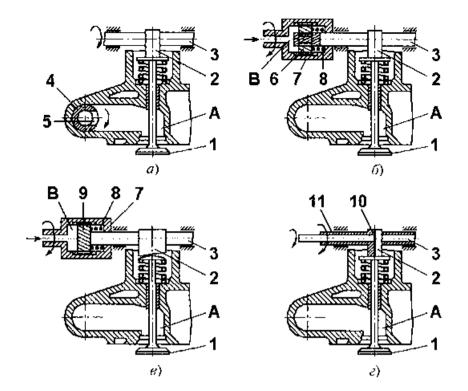


Рис. 8. Механизмы управления фазами газораспределения, разработанные зарубежными двигателестроительными фирмами:

а — Volkswagen; б — Alfa-Romeo; в — Fiat; г — Emhart Machinery Group; 1 — впускной клапан; 2 — кулачок; 3 — распределительный вал; 4 — вращающийся золотник; 5 — окно; 6 — косозубое зубчатое колесо; 7 — корпус; 8 — пружина; 9 — поршень; 10 — подвижная часть кулачка; 11 — дополнительный вал; A — впускной канал; B — потость

механизмы предназначены в основном для бензиновых двигателей, но могут быть применены и в дизелях.

Фирмой Volkswagen (Германия) разработана система газораспределения с регулируемыми фазами впуска для автомобильного двигателя (рис. 8, a), в которой впускной клапан 1 открывает впускной канал А с помощью кулачка 2 распределительного вала 3. Серийная система газораспределения дополнена установленным во впускном трубопроводе вращающимся золотником 4. Золотник, соединенный зубчатоременной передачей (на рис. 8, а не показана) с распределительным валом, имеет окно 5, площадь которого регулируется поворотной втулкой, связанной с рычагом управления. При использовании данной системы момент начала впуска определяется открытием клапана 1, запаздывание начала впуска обеспечивается путем более позднего открытия окна 5, а окончание впуска, определяемое закрытием клапана 1, остается неизменным. Недостатками данной системы являются сложность механизма изменения площади окна 5 золотника и наличие дополнительного объема между золотником 4 и тарелкой клапана 1.

Фирма Alfa-Romeo (Италия) поставила на серийное производство систему газораспределения с регулируемыми фазами впуска для двигателя

легкового автомобиля. Механизм регулирования фаз впуска представлен на рис. 8, б. Система газораспределения содержит клапан 1, установленный во впускном канале А и подпружиненный к кулачку 2 распределительного вала 3. На хвостовике вала 3 установлено косозубое зубчатое колесо 6 с пружиной 8 так, что в корпусе 7 образуется полость В. Изменение фаз впуска осуществляется осевым перемещением зубчатого колеса 6 за счет разности сил, создаваемых пружиной 8 и давлением масла в полости В, подводимого из смазочной системы двигателя. Давление масла регулируется двумя электромагнитными клапанами (на рис. 8, б не показаны). При осевом перемещении зубчатого колеса 6 происходит поворот распределительного вала 3 относительно корпуса 7 с помощью косых шлицев, выполненных на хвостовике распределительного вала, и изменяются начало и окончание впуска при неизменном время-сечении клапана. К недостаткам этой системы следует отнести невозможность независимого управления началом и окончанием впуска и увеличение габаритных размеров (в продольном направлении) системы газораспределения.

На рис. 8, в представлена система газораспределения с механизмом управления фазами впуска фирмы Fiat (Италия), которая содержит клапан 1, размещенный во впускном канале А и подпружиненный к кулачку 2 распределительного вала 3, причем кулачок 2 имеет сложный профиль. На хвостовике распределительного вала установлен поршень 9 с пружиной 8, образующий в корпусе 7 поршня полость В. Изменение фаз впуска осуществляется при осевом перемещении поршня 9 за счет разности сил, создаваемых пружиной 8 и давлением масла в полости В, подводимого из смазочной системы двигателя и регулируемого центробежным регулятором (на рис. 8, в не показан). Осевое перемещение поршня 9 приводит к тому, что открытие и закрытие клапана 1 производится кулачком со сложным профилем, с помощью которого можно достичь независимого изменения начала и окончания впуска. Недостатками данной системы являются сложность изготовления кулачка и увеличение габаритных размеров системы газораспределения.

На рис. 8, г показана система газораспределения с регулируемыми фазами впуска для автомобильного двигателя фирмы Emhart Machinery Group (США), которая имеет клапан 1, установленный во впускном канале А и взаимодействующий с кулачком 2. Кулачок состоит из двух частей: неподвижной части (позиция 2 на рис. 8, г), жестко соединенной с распределительным валом 3, и подвижной части 10, жестко соединенной с дополнительным валом 11, приводимым электродвигателем и узлом привода (на рис. 8, г не показаны), вращающимися синхронно с распределительным валом. Момент открытия клапана изменяется путем углового смещения подвижной части 10 кулачка относительно его неподвижной части 2. Момент закрытия клапана 1, определяемый неподвижной частью кулачка, остается при этом неизменным. Недостаток представленной системы заключается в сложности синхронизации вращения валов 3 и 11 и сложности узла привода.

Фирмы PSA и BMW (Германия) разработали систему управления фазой открытия впускных клапанов бензинового дви-

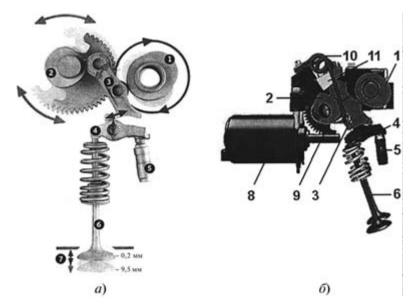


Рис. 9. Система управления фазой открытия впускных клапанов бензинового двигателя EP6, разработанная фирмами PSA и BMW:

а — кинематическая схема системы; 6 — элементы системы; 1 — кулачок распределительного вала впускных клапанов; 2 — кулачок промежуточного распределительного вала; 3 — промежуточное коромысло; 4 — коромысло; 5 — гидравлический компенсатор; 6 — впускной клапан; 7 — тарелка клапана; 8 —исполнительный механизм; 9 — зубчатый сектор; 10 — возвратная пружина; 11 — проставка

гателя EP6. Этот четырехцилиндровый бензиновый двигатель размерности S/D=8,58/7,7, рабочим объемом $iV_h=1,6$ л, мощностью $N_e=88$ кВт при n=6000 мин $^{-1}$ предназначен для установки на автомобили фирмы Peugeot (Франция). Двигатель удовлетворяет требованиям норм Евро-4 на токсичность ОГ. На двигателе установлена система распределенного впрыска топлива фирмы R. Bosch.

Механизм управления фазой открытия впускных клапанов фирм PSA и BMW работает следующим образом. В электронный блок системы управления поступают сигналы от датчиков режимных параметров двигателя (в том числе от датчика положения выходного штока исполнительного механизма этой системы, т. е. действительной фазы открытия впускных клапанов). В соответствии с заложенными в электронном блоке требуемыми характеристиками фазы открытия впускных клапанов вырабатывается управляющий сигнал, поступающий от электронного блока на исполнительный механизм 8 (рис. 9). Исполнительный ме-



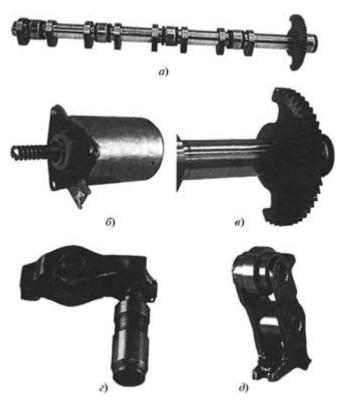


Рис. 10. Основные элементы системы управления фазой открытия впускных клапанов фирм PSA и BMW:

а — распределительный вал впускных клапанов; б — исполнительный механизм; в — зубчатый сектор; г — коромысло с гидрокомпенсатором; д — промежуточное коромысло

ханизм обеспечивает поворот промежуточного распределительного вала с кулачками 2 через зубчатый сектор 9, поворот которого ограничивается упорами. При этом кулачок 2 смещает верхнюю ось промежуточного коромысла 3. Качание промежуточного коромысла 3 относительно верхней оси осуществляется кулачком 1 распределительного вала. Для поддержания постоянного контакта промежуточных коромысел 3 с кулачками 1 распределительного вала использованы возвратные пружины 10. Промежуточное коромысло 3 передает перемещение от кулачка 1 распределительного вала к коромыслу 4, которое открывает впускной клапан 6. Коромысла 4 имеют гидравлические компенсаторы 5, которые позволяют компенсировать допуски обработки сопрягаемых поверхностей механизма управления фазами открытия впускных клапанов. Основные элементы механизма управления фазами открытия впускных клапанов фирм PSA и BMW представлены на рис. 10.

Система фирм PSA и BMW реализует управление величиной хода впускных клапанов в диапазоне от 0,2 до 9,5 мм (рис. 11). Это позволяет оптимизировать наполнение цилиндров рабочей смесью

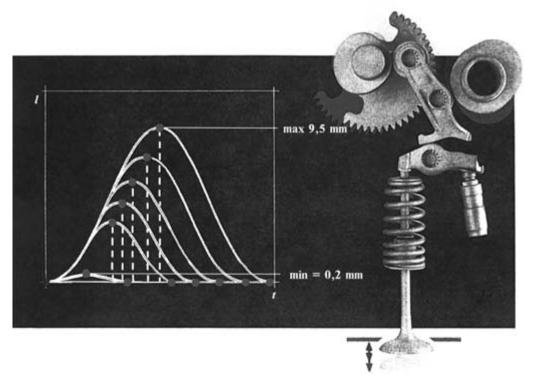


Рис. 11. Время-сечение впускных клапанов системы управления фазой открытия этих клапанов фирм PSA и BMW:

l — перемещение клапана

в широком диапазоне скоростных режимов и заменяет дроссельную заслонку двигателя. При этом заметно снижается сопротивление впускного трубопровода, что способствует уменьшению расхода топлива, в первую очередь на режимах холостого хода и малых нагрузок. Заметно снижаются и выбросы токсичных компонентов ОГ.

Кроме рассмотренных схем систем управления фазами газораспределения известна схема, в которой впускные и выпускные клапаны системы газораспределения управляются с помощью электромагнитных исполнительных механизмов, установленных в головке цилиндров двигателя соосно со штоками клапанов [8, 13]. Такая система управления фазами газораспределения предназначена в основном для двигателей малой и средней мощности, для которых характерны сравнительно небольшие усилия, необходимые для открытия впускных и выпускных клапанов. Для более мощных двигателей целесообразно применять системы с электрогидравлическим управлением фазами газораспределения [14]. Все рассмотренные системы управления фазами газораспределения могут быть использованы для охлаждения воздушного заряда в цилиндрах двигателя путем реализации упомянутого выше цикла Миллера.

В целом, представленные способы улучшения показателей токсичности ОГ дизелей с наддувом позволяют заметно уменьшить выброс оксидов азота. Поэтому удовлетворение современных жестких требований к токсичности ОГ автомобильных дизелей может быть достигнуто только при реализации комплекса мероприятий, одними из которых и являются охлаждение наддувочного воздуха и регулирование фаз газораспределения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей: учебник для вузов [Текст] / В. П. Алексеев, В. Ф. Воронин, Л. В. Грехов и др.; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1990. — 288 с.

- 2. **Марков, В. А.** Токсичность отработавших газов дизелей [Текст] / В. А. Марков, Р. М. Баширов, И. И. Габитов и др. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 376 с.
- Чертков, Я. Б. Моторные топлива. [Текст] / Я. Б. Чертков. — Новосибирск: Наука, 1987. — 208 с.
- Возможности сокращения выброса окислов азота с отработавшими газами быстроходного форсированного дизеля при сохранении высокой топливной экономичности [Текст] / Б. Н. Семенов, В. И. Смайлис, В. Ю. Быков и др. // Двигателестроение. — 1986. — № 9. — С. 3—6.
- 5. **Портнов, Д. А.** Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия [Текст] / Д. А. Портнов. М.: Машгиз, 1963. 640 с.
- Михеев, М. А. Основы теплопередачи [Текст] / М. А. Михеев, И. М. Михеева. — М.: Энергия, 1977. — 343 с.
- 7. Двигатели внутреннего сгорания: Том 1. Теория рабочих процессов: учебник для вузов / В. Н. Луканин, К. А. Морозов, А. С. Хачиян и др.; под ред. В. Н. Луканина. М.: Высшая школа, 2005. 479 с.
- Управление фазами газораспределения дизелей транспортного назначения / И. В. Леонов, Д. И. Леонов, В. А. Марков и др. // Грузовик &. 2002. № 4. С. 34—39.
- 9. **Марков, В. А.** Метод снижения токсичности отработавших газов дизелей транспортного назначения [Текст] / В. А. Марков // Известия вузов. Машиностроение. 1993. № 10—12. С. 74—83.
- 10. Клейменов, С. Ю. Экспериментальное исследование влияния фаз газораспределения на наполнение цилиндров при различных режимах работы двигателя [Текст] / С. Ю. Клейменов // В сб.: "Перспективы развития энергетических установок для автотранспортного комплекса". М.: Изд-во МАДИ (ГТУ), 2006. С. 105—121.
- 11. **Марков, В. А.** Сравнительная эффективность методов снижения токсичности отработавших газов дизелей [Текст] / В. А. Марков // Автомобильная промышленность. 2002. № 12. С. 19—23.
- 12. Дьяченко, В. Г. Оптимизация фаз газораспределения тракторных дизелей типа СМД-60 [Текст] / В. Г. Дьяченко, Г. Д. Савран // В сб.: "Двигатели внутреннего сгорания". Харьков: изд-во "Вища школа", 1980. Вып. 31. С. 77—81.
- 13. **Грехов, Л. В.** Системы топливоподачи и управления дизелей: учебник для вузов [Текст] / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2005. 344 с.
- 14. **Рыбальченко, А. Г.** Гидродинамический расчет гидравлического привода органов газораспределения двигателя внутреннего сгорания [Текст] / А. Г. Рыбальченко, А. И. Крайнюк // В сб. "Двигатели внутреннего сгорания". Харьков: Изд-во "Вища школа", 1981. Вып. 33. С. 106—112.

УДК 629.113.004.5

В. А. Гудков, И. М. Рябов, К. В. Чернышов, Волгоградский гос. техн. ун-т; Т. Б. Зелимханов, М. М. Муртузов, Махачкалинский филиал ГТУ МАДИ, М. Г. Гайдарбеков, нач. а/к 1736 (г. Махачкала) Е-mail: rjabov1603@

mail.ru

Влияние размещения пассажиров на безопасность автобусов малой вместимости

Дана оценка аварийности маршрутных такси, рассмотрены факторы, влияющие на безопасность работы маршрутных такси, предложена методика выявления опасных размещений пассажиров в салоне, при которых существенно ухудшается поперечная устойчивость, представлены предложения по ее повышению.

Ключевые слова: маршрутное такси, аварийность, размещение пассажиров в салоне, поперечная устойчивость.

За последние годы число ДТП с автобусами малой вместимости, работающими в основном в качестве маршрутных такси (МТ), в городах России значительно увеличилось. Безопасность МТ является комплексным качеством и подразделяется на следующие виды: активная, пассив-



Рис. 1. Опрокидывание МТ

ная, послеаварийная и экологическая. Рассмотрим активную безопасность МТ. Это свойство микроавтобуса предотвращать (снижать вероятность его возникновения). Активная безопасность зависит от эксплуатационных качеств МТ: тормозных свойств, поперечной устойчивости, курсовой устойчивости и управляемости, тягово-скоростных свойств, плавности хода, информативности, надежности агрегатов и узлов. Она проявляется в период, соответствующий начальной фазе ДТП, когда еще можно изменить характер движения автомобиля. Для оценки активной безопасности могут применяться показатели эксплуатационных свойств [1]. Рассмотрим устойчивость МТ к опрокидыванию.

Опрокидывание — это крупное ДТП, в котором люди получают тяжелые, средние и легкие травмы, а у автомобиля помяты части кузова или имеются другие повреждения (рис. 1). Статистика аварийности свидетельствует, что, например, в г. Волгоград 3 % ДТП составляют крупные аварии с опрокидыванием МТ (рис. 2). В других городах РФ эта цифра достигает 8 %.

Анализ МТ семейства ГАЗель показал, что эти автомобили обладают достаточной надежностью и хорошими тягово-скоростными свойствами, позволяющими им вписываться в интенсивные транспортные потоки современных городов. Однако подвеска МТ семейства ГАЗель практически не изменилась по сравнению с грузовым аналогом (нерегулируемая на полуэллиптических листовых рессорах, задняя ось имеет сдвоенные колеса). Стабилизаторы поперечной устойчивости устанавливаются только на заказ



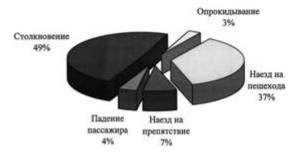


Рис. 2. Удельный вес видов ДТП с участием маршрутных такси в г. Волгоград

и, как правило, отсутствуют, что ухудшает поперечную устойчивость.

На поперечную устойчивость МТ влияет много факторов, в том числе размещение пассажиров в салоне, а также их возможные перемещения на крутых поворотах (вследствие инерции, так как держаться им, как правило, не за что). Остановимся на этом более подробно.

В результате наблюдения за работой МТ на городских маршрутах городов Волгограда и Махачкалы установлено, что некоторые из них движутся с заметным, а иногда и с существенным поперечным или продольным креном кузова. Крены кузова весьма нежелательны, особенно поперечные, так как они не только снижают активную безопасность, но и ухудшают внешний вид МТ. Причинами крена могут быть неисправности рессор, разность давлений в шинах, а также неравномерное размещение пассажиров частично заполненном салоне. Наибольший поперечный крен по последней причине будет в том случае, если салон МТ наполнен примерно на половину, а пассажиры разместятся по одному борту (правому или левому). Вероятность такого наполнения салона весьма большая, о чем свидетельствуют результаты наблюдений, проведенных в г. Волгоград за движением в основном 15-местных МТ.

Такое же наполнение характерно и для г. Махачкала в некоторые периоды работы МТ на отдельных участках маршрутов. При этом наибольший поперечный крен будет при размещении всех пассажиров

по левому борту, так как водитель всегда сидит слева по движению МТ, а более опасным в этом случае является поворот направо. Наибольший продольный крен будет в том случае, если 7—8 пассажиров разместятся в задней, либо в передней части салона.

При эксплуатации МТ периодически и случайным образом изменяются степень наполнения салона и размещение пассажиров в нем. Поэтому в процессе перевозок могут иметь место варианты размещений пассажиров в салоне, при которых центр масс МТ имеет значительные поперечное и продольное смещения. Такие размещения являются опасными, так как при них существенно перераспределяются нагрузки на колеса автобуса и ухудшаются его эксплуатационные свойства, определяющие активную безопасность, что увеличивает вероятность ДТП. Для повышения активной безопасности МТ необходимо оперативное выявление таких размещений и информирование о них водителя, который может принять меры предосторожности: снизить скорость, особенно перед поворотами; попросить пассажиров пересесть. Поэтому выявление вариантов опасных размещений пассажиров является актуальной задачей, направленной на повышение безопасности МТ путем улучшения их информативности.

Для выявления опасных размещений пассажиров в салоне МТ была разработана специальная методика, суть которой сводится к следующему. Для заданной планировки салона определяются геометрические параметры центров масс пассажиров и автомобиля (рис. 3). Затем запускается разработанная программа перебора всех вариантов размещения пассажиров в салоне, и производится расчет для каждого варианта координат центра масс (ЦМ) пассажиров и автомобиля по формулам:



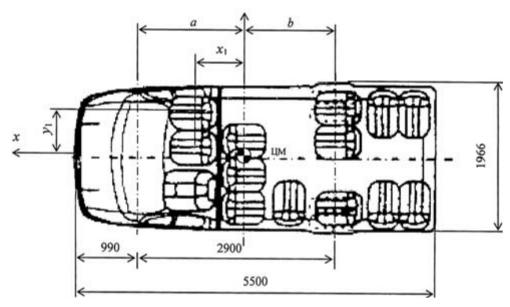


Рис. 3. Расчетная схема для определения геометрических параметров центра масс и маршрутного такси

для координат центра масс пассажиров

$$X_{\Pi} = \sum_{i=1}^{k} p_{i} x_{i} / \sum_{i=1}^{k} p_{i}, Y_{\Pi} = \sum_{i=1}^{k} p_{i} y_{i} / \sum_{i=1}^{k} p_{i},$$

для координат центра масс автомобиля с пассажирами

$$X = \sum_{i=1}^{k} p_i X_{\Pi} / \left(\sum_{i=1}^{k} p_i + mg \right),$$

$$Y = \sum_{i=1}^{k} p_i Y_{\Pi} / \left(\sum_{i=1}^{k} p_i + mg \right).$$

При этом координаты центра масс автомобиля в снаряженном состоянии

$$X_a = 0, Y_a = 0.$$

На следующем этапе определяются нагрузки на оси по формулам:

для передней оси

$$R_{\text{nep}} = \frac{b+X}{a+b} \left(\sum_{i=1}^{k} p_i + mg \right),$$

для задней оси

$$R_{3\mathrm{a}\mathrm{I}} = \frac{a - X}{a + b} \left(\sum_{i=1}^{k} p_i + mg \right).$$

Аналогично определяется изменение нагрузок по бортам $R_{\rm пp},\,R_{\rm лев}.$

Опасные варианты размещения пассажиров определяются путем задания ограничений на смещения центра масс автомобиля в продольном и поперечном направлениях. Все варианты размещения пассажиров, смещающие центр масс МТ больше заданного ограничения, относятся к опасным. Ограничения на смещение центра масс автомобиля в продольном направлении определяются, например, допустимыми (по тормозным свойствам) перераспределениями нагрузки на оси, а в поперечном направлении — допустимыми значениями коэффициента поперечной устойчивости.

Один из опасных вариантов размещения пассажиров, рассчитанный для часто встречающейся планировки салона МТ ГАЗель 322132 представлен на рис. 4. При этом поперечное смещение центра масс от продольной плоскости симметрии МТ составляет 94,7 мм.

Предложенная методика и разработанная программа расчета позволяют оперативно определить комплекты вариантов опасного размещения

1		1	1	1	1	
1	1	1	1			
	1					
1	0	0	0_	0	0	

 $R_{
m nep} = 116,4138\,{
m кH}, R_{
m 3a J} = 187,5862\,{
m кH}, \ X_{
m c} = -189,474\,{
m mm}, \ Y_{
m c} = 94,737\,{
m mm}, \ R_{
m np} = 168,0000\,{
m kH}, R_{
m лe B} = 136,0000\,{
m kH}$

Рис. 4. Вариант опасного размещения пассажиров в салоне маршрутного такси, при котором поперечное смещение центра масс направо $Y_c = 94,131$ мм

пассажиров для любой планировки салона и оценивать влияние ограничений на размер комплекта.

Разработанная программа расчета, кроме того, позволяет определять вертикальные реакции переднего и заднего мостов $R_{\text{пер}}$ и $R_{\text{зад}}$, а также правого и левого бортов $R_{\text{пр}}$ и $R_{\text{лев}}$. Масса пассажира была принята постоянной. При ограничении на смещение центра масс $Y_{\text{с}} = 85 \text{ мм}$ получен комплект, содержащий 23 варианта опасных размещений пассажиров в салоне. Установлено, что даже небольшое уменьшение ограничения на смещение центра масс (например с 85 до 75 мм) приводит к значительному увеличению (в 6 раз) комплекта вариантов опасных размещений пассажиров.

Анализ широко используемых планировок салона показал, что их общим недостатком является наличие мест, на которых пассажиры на поворотах могут потерять устойчивость на своих сиденьях (поскольку сиденья высокие, наклон спинок небольшой, подлокотники отсутствуют) и перемещаться вследствие инер-

ции, дополнительно смещая центр масс, ухудшая устойчивость МТ и повышая вероятность его опрокидывания.

Поэтому рекомендуется использовать более безопасные планировки, например, такие, где все пассажиры располагаются лицом по направлению движения и имеются мягкие с двух сторон подголовники и желательно убирающиеся подлокотники, которые характерны для зарубежных аналогов.

Вывод. Предложенная методика выявления опасных размещений позволит повысить информативность МТ путем применения специальных технических средств, передающих водителю информацию об опасном размещении пассажиров в салоне. Тогда он сможет принять соответствующие меры, снижающие вероятность опрокидывания, т. е. повышающие активную безопасность маршрутного такси.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Ройтман, Б. А.** Безопасность автомобиля в эксплуатации [Текст] // Б. А. Ройтман, Ю. Б. Суворов, В. И. Суковицын. — М.: Транспорт, 1987. —207 с.

Уважаемые авторы!

В приложении к данному номеру журнала "Грузовик" см. выдержки из ГОСТ "Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления", где даны примеры оформления библиографического списка.

(Редакция)

УДК 629.113-585 Ю. М. Захарик, д-р техн. наук, А. М. Захарик, канд. техн. наук, Е. М. Заблоцкий, инж.; MA3 E-mail: vehicle@tut.by

Методика полигонных испытаний рулевых управлений автомобилей особо большой грузоподъемности

Приведена методика испытаний автомобиля особо большой грузоподъемности БелАЗа 75170. Получены осциллограммы переходных процессов в приводах рулевых управлений для различных режимов движения автомобиля и параметров компонентов гидросистем.

Ключевые слова: автомобиль, гидросистема, давление, испытание, рулевое управление, нагрузка, цилиндр поворота.

Введение. Испытания как форма контроля гидросистем управления проводятся для экспериментального определения количественных и качественных показателей свойств систем [1]. Цели испытаний различны на разных этапах разработки и изготовления систем. Так, после проведения стендовых испытаний рулевых управлений, где контролируемыми параметрами являются давление в различных точках гидросистемы, расход рабочей жидкости, перемещение штока цилиндра поворота и частота вращения рулевого колеса, гидроагрегаты подвергаются обязательным эксплуатационным испытаниям в составе транспортных средств для определения показателей управляемости.

В реальных условиях движение автомобиля сопровождается возникновением различных возмущающих сил, действующих на управляемые колеса [2]. Поэтому при проведении испытаний узлов рулевого управления требуется имитировать различные варианты нагружения при-

вода рулевого управления: без внешней нагрузки; с постоянной внешней нагрузкой; с попутной регулируемой внешней нагрузкой.

Методика испытаний. На РУПП "Белорусский автомобильный завод" были проведены полигонные испытания гидрообъемных с усилителями потока рулевых управлений карьерного самосвала БелАЗ-75170 грузоподъемностью 160 т.

При испытаниях измерялось давление (МПа):

- на выходе из насоса рулевого управления p_1 (на рисунках не показано);
- в гидроаккумуляторах рулевого управления p_2 ;
- в штоковой полости левого цилиндра поворота p_3 ;
- в штоковой полости правого цилиндра поворота p_4 .

Экспериментальные исследования рулевых управлений включают испытания при следующих режимах работы:

- 1.1. Самосвал порожний.
- 1.1.1. Повороты управляемых колес на месте из среднего положения на максимальные углы влево и вправо с максимально возможной частотой вращения рулевого колеса при частоте вращения двигателя 1400—1600 мин⁻¹.
- 1.1.2. Повороты управляемых колес на максимальные углы влево и вправо при движении со скоростью 10, 15, 20 км/ч.
- 1.2. Самосвал максимальной полной массы.
- 1.2.1. Повороты управляемых колес на месте из среднего положения на максимальные углы влево и вправо с максимально возможной частотой вращения рулевого колеса при частоте вращения коленчатого вала двигателя 1400—1600 мин⁻¹.

1.2.3. Повороты влево и вправо при торможении во время входа в поворот со скоростью $10,\,15,\,20$ км/ч.

1.2.4. Определение соответствия параметров поворота БелА3-75170 требованиям ГОСТ 27254—87 (ИСО 5010). 1

Результаты испытаний. Наибольший интерес вызывают результаты испытаний нагруженного карьерного самосвала

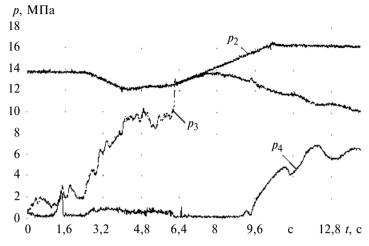


Рис. 1. Переходные процессы при повороте управляемых колес на максимальный угол вправо во время торможения при входе в поворот со скоростью 10 км/ч

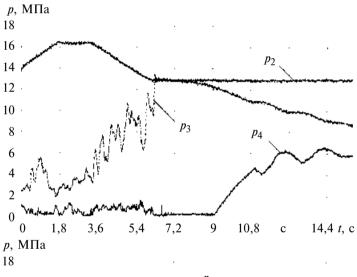


Рис. 2. Переходные процессы при повороте управляемых колес на максимальный угол вправо время торможения при входе в поворот со скоростью 15 км/ч

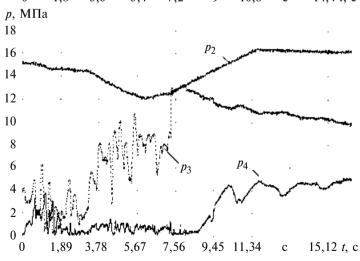


Рис. 3. Переходные процессы при повороте управляемых колес на максимальный угол вправо во время торможения при входе в поворот со скоростью 20 км/ч

 $^{^{1}}$ На территории РФ действует ГОСТ Р ИСО 5010—2006. — Прим. ред.

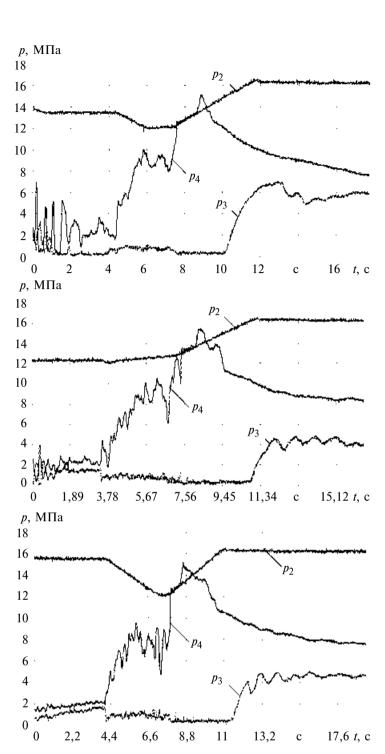
Рис. 4. Переходные процессы при повороте управляемых колес на максимальный угол влево во время торможения при входе в поворот со скоростью 10 км/ч

Рис. 5. Переходные процессы при повороте управляемых колес на максимальный угол влево во время торможения при входе поворот со скоростью 15 км/ч

Рис. 6. Переходные процессы при повороте управляемых колес на максимальный угол влево во время торможения при входе в поворот со скоростью 20 км/ч

БелАЗ-75170 при торможении во время входа в поворот со скоростью 10, 15, 20 км/ч, которые приведены на рис. 1-6.

Выводы. После проведения испытаний рулевого управления автомобиля особо большой грузоподъемности БелАЗ-75170 и сравнительного анализа их результатов был сделан вывод о том, что для улучшения эксплуатационных характеристик рулевых управлений автомобилей данного класса необходимо использовать усилитель потока с



уменьшенными кольцевыми зазорами в золотниковых парах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Захарик, Ан. М. Экспериментальное исследование нагруженности транспортного средства [Текст] / Ан. М. Захарик, А. А. Гологуш, Ал. М. Захарик, Ю. М. Захарик, Г. Д. Мерников // Инженер-механик. 2003. № 4. С. 27—32.
- 2. Захарик, Ю. М. Результаты экспериментальных исследований работы системы автоматического управления сцеплением [Текст] / Ю. М. Захарик // Инженер-механик. 2003. № 2. С. 14—16.

Введение

Расчетный выбор конструктивных параметров воздушных винтов разработан достаточно подробно и составляет предмет рекомендаций для конструкторов ЦАГИ еще с 40-х годов прошлого века. Однако для нетрадиционных летательных аппаратов, к которым относятся аэромобили, проблема выбора воздушного винта связана с ограничениями, накладываемыми на габаритные размеры дорожных машин, установленными соответствующими стандартами. Так, например, диаметр воздушного винта не должен превышать габаритной ширины аэромобиля, иначе он не будет сертифицирован для условий дорожного движения. Имеются и другие факторы конструктивного и технологического характера, тем более сложные, чем более грузоподъемным является аэромобиль. Их требуется учитывать в рамках поставленной задачи выбора воздушного винта для аэромобиля. Целесообразно с самого начала учитывать, что поглощаемая винтом мощность пропорциональна частоте вращения винта в кубе и пятой степени диаметра винта [1, 2]. Вместе с тем требование ограничения максимальной скорости концов лопастей винта дозвуковыми величинами приводит к следующему кинематическому условию:

$$Dn_{\text{max}} \leq 6000$$
,

где D — ограниченный (заданный) диаметр ометаемой площади, м; $n_{\rm max}$ — максимальная частота вращения воздушного винта, мин $^{-1}$.

Воздушный винт грузопассажирского аэромобиля

ПЫ ЛИ И

Рассматривается способ повышения силы тяги воздушного винта при ограничении его диаметра. Увеличение силы тяги и повышение КПД достигаются за счет дополнительных полипланных несущих поверхностей, присоединяемых к несущим поверхностям базовых лопастей монопланного винта.

Ключевые слова: полипланный воздушный винт аэромобиля, кольцевой капот, сила и вектор тяги, управление вектором тяги, внедорожник, тандемные винты, гироскопический момент.

1. Конкретизация технической задачи — увеличение силы тяги и повышение КПД воздушного винта

При указанных выше условиях и ограничениях задача проектирования воздушного винта сводится к обеспечению максимальной силы тяги и повышению КПД воздушного винта. В первом приближении задача решается для величины $D \approx B$ (где B — габаритная ширина аэромобиля). Однако для обычного монопланного винта сила тяги при указанных ограничениях может оказаться недостаточной для обеспечения требуемой (заданной) скорости полета проектируемого аэромобиля. В подобных случаях прибегают, как известно, к применению тандемных воздушных винтов, что не всегда решает поставленную задачу. Увеличение силы тяги и повышение КПД могут быть достигнуты путем применения, как показано на рис. 1, дополнительных полипланных рабочих поверхностей так называемых решетчатых крыльев 3, присоединяемых к несущим поверхностям базовых лопастей 1 и обеспечивающих достижение требуе-

УДК 629.113:629.735.5 А. Д. Дербаремдикер, канд. техн. наук E-mail: diada-l@yandex.ru



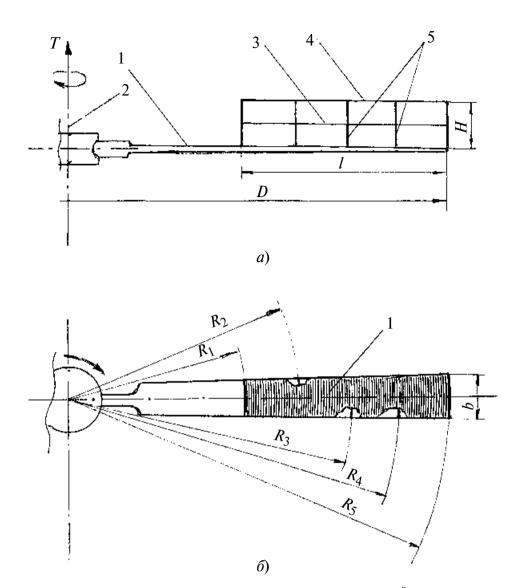


Рис. 1. Конструктивная схема лопасти воздушного винта с полипланным устройством на конце лопасти:

а — вид сбоку (перпендикулярно оси вращения); б — вид на базовую лопасть с полипланным устройством по оси вращения винта; 1 — базовая лопасть винта; 2 — ось вращения воздушного винта; 3 — пластина плана; 4 — крышка обоймы планов; 5 — соединительные пластины планов; 6 — гофрированная поверхность крышки обоймы планов; D — диаметр воздушного винта; 1 и H — соответственно длина и высота полипланного устройства; R_1 и R_5 — радиусы кривизны торцевых стенок обоймы планов; R_2 , R_3 , R_4 — радиусы соединяющих стоек планов; b — ширина лопасти (хорда); b — сила тяги

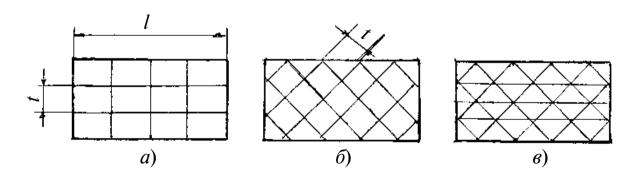


Рис. 2. Типы полипланных устройств:

а — рамное; б — сотовое; в —комбинированное

мых и прежде всего экономичных режимов движения летательного аппарата, например, крейсерской скорости полета аэромобиля или скороподъемности аэромобиля с вертикальным взлетом и посадкой подобно вертолету. На рис. 1, б показаны дополнительные особенности конструкции полипланного воздушного винта. На рис. 2 даны конструктивные варианты полипланных устройств [1, 3].

Таким образом, сущность рассматриваемого способа повышения силы тяги и КПД многолопастного воздушного винта с ограниченным (заданным) диаметром ометаемой площади винта состоит в том, что расчетным методом выбирают оптимальное число монопланных базовых лопастей винта, обеспечивающих максимальный КПД и соответствующую этому КПД силу тяги при заданной дозвуковой, например крейсерской, скорости полета летательного аппарата.

2. Связь конструкции воздушного винта с задачей увеличения силы тяги и повышения КПД

Причинами ограничения диаметра воздушного винта могут служить разнородные требования производства и эксплуатационного использования летательного аппарата. В любом случае учет тактико-технических требований связанного с этим диаметра винта приводит при монопланных лопастях воздушного винта к уменьшению силы тяги или толкающей силы. Это вызывает необходимость увеличивать число воздушных винтов и соответственно силовых установок на летательном аппарате для обеспечения потребной скорости полета и/или скороподъемности. При этом, однако, могут возникать непредвиденные технические противоречия. Например, на гидросамолетах размещение на крыльях винтомоторных агрегатов увеличивает пикирующий момент сил тяги, что требует соответствующей компенсации противоположно действующим моментом стабилизатора. Следовательно, наличие упомянутых противоречий влечет за собой дополнительные проблемы технического и экономического характера. В связи с этим применение полипланных лопастей винта может позволить наиболее просто и рационально решить основную техническую задачу — исключить возникновение технических противоречий. Среди них отметим следующие: наряду с проблемой силы тяги обычно возникает проблема КПД, связанная в свою очередь с расходом и запасом топлива на борту летательного аппарата, ограничением грузоподъемности или дальности полета и пр.

Исходя из системного подхода к проектированию и созданию конкурентоспособного летательного аппарата, приоритетным является совершенство необходимых процессов преобразования энергии с максимальным КПД, который для воздушных винтов зависит от числа его лопастей (k). При увеличении числа лопастей от минимальных двух—трех КПД винта возрастает и достигает максимума при числе лопастей k = 5-7, а при дальнейшем увеличении числа КПД начинает снижаться.

Есть основание прежде всего найти число k, соответствующее максимальному КПД, а далее наращивать силу тяги воздушного винта путем увеличения числа тонкостенных несущих (рабочих) пластин полипланных поверхностей на базовых лопастях, не увеличивая таким путем проекцию винта на ометаемую площадь и не повышая существенно лобовое сопротивление воздушного винта и летательного аппарата, а также сопротивление воздуха вращению винта.

Таким образом, первые существенные признаки новой конструкции причинноследственно связаны с решением поставленной технической задачи.

Важнейшими такими признаками являются признаки тонкостенных полипланных несущих поверхностей, обеспечивающих минимизацию их сопротивления и поглощаемой воздушным винтом энергии, т.е. снижение сопротивления воздушного винта и повышение его КПД.

Последняя причинно-следственная связь отчетливо проявляется при сравнении рассматриваемой конструкции с тандемными винтами. Этой же цели служит ограничение (недопущение) сверхзвуковых окружных скоростей на концах лопастей винта, выраженное приведенным выше численным условием, ограничивающим максимальную частоту вращения винта в гиперболической зависимости от его диаметра.

Для пояснения и подтверждения приведенных положений рассмотрим результаты проектных расчетов воздушного винта для тяжелого аэромобиля (масса G=3 т), мощность двигателя $N_{\rm max} \le 600$ л. с. [3]. Диаметр воздушного винта должен быть ограничен ($D \le 2$ м).

Ниже приведены значения расчетной силы тяги винта $T_{\rm p}$ и его КПД η для заданной техническими требованиями крейсерской скорости v=200 км/ч и частоты вращения винта n=2000 мин $^{-1}$ для ряда значении числа базовых лопастей винта.

N, кВт (л. с.)	k	<i>T</i> _p , H	η, %
294,4 (400)	4	3910,2	0,74
	6	3997,4	0,755
	8	3977,8	0,752
368 (500)	4	4812	0,727
	6	4878,4	0,737
	8	4801	0,726
441,6 (600)	4	5541	0,698
	6	5699	0,718
	8	5674,2	0,715

Приведенные данные позволяют выбрать расчетные число k=6 и силу тяги, равную для монопланного винта $T_{\rm p}=5699$ Н. Однако для поддержания крейсерского режима полета при указанном значении п заданная по техническим требованиям сила тяги, равная $T_{\rm T} > T_{\rm p} \, (T_{\rm T} \! \approx \! 2T_{\rm p})$. Следовательно, величина $\Delta T = T_{\rm T} - T_{\rm p} \approx T_{\rm p} \approx 0.5\,T_{\rm T}$.

Для получения заданного значения $T_{\rm T}$ необходима дополнительная площадь полипланных рабочих поверхностей, равная примерно площади базовых лопастей. Распределяя эту площадь на неполной длине монопланных базовых лопастей ($\approx 2/3$ длины базовой лопасти, считая от ее конца), получаем основания для дальнейших уточнений проектного расчета и изготовления опытных образцов полипланного устройства воздушного винта. Вместе с тем отметим, что существует резерв повышения силы тяги при увеличении час-

тоты вращения воздушного винта вплоть до максимальных значений $n_{\rm max}$, обеспечивающих достижение соответствующей максимальной скорости. Можно убедиться, что условие непревышения окружными скоростями на концах лопастей винта скорости звука, выполнимо: $n_{\rm max} = 6000 D^{-1} = 3000 \, {\rm Muh}^{-1}$.

Следовательно, проектируемый летательный аппарат имеет запас повышения скорости полета за счет увеличения частоты вращения воздушного винта выше той, которая обеспечивает крейсерскую скорость полета. Из приведенных данных можно убедиться также, что в случае необходимости допустимо пытаться получать более высокую силу тяги и при более низкой частоте вращения винта путем увеличения числа полипланных несущих поверхностей. Применение данной конструкции представляет также потенциальную возможность уменьшения эксплуатационных расходов топлива, когда заданная частота вращения винта, соответствующая крейсерской скорости n_{κ} , не совпадает в определенных пределах с частотой вращения силовой установки двигателя, соответствующей минимальным удельным расходам топлива.

Данный способ расчета конструкции расширяет пределы комплексного повышения эффективности системы "силовая установка — воздушный винт", или короче "двигатель — движитель", повышает силу тяги T и КПД.

3. Взаимосвязь конструктивных параметров воздушного винта и топливной экономичности аэромобиля

Для минимизации расхода топлива силовой установкой рассмотрим ее рабочие характеристики и связь их с расходами топлива. Частота вращения винта, обеспечивающая крейсерский режим движения полета летательного аппарата, выбирается соответствующей частоте вращения вала силовой установки при минимальном удельном расходе топлива с допустимым отклонением на уровне минус 5-10%.

В целях расширения скоростных режимов движения летательного аппарата частота вращения винта, соответствующая крейсерскому режиму движения летательного аппарата, выбирается меньше частоты вращения вала силовой установки при минимальном удельном расходе топлива

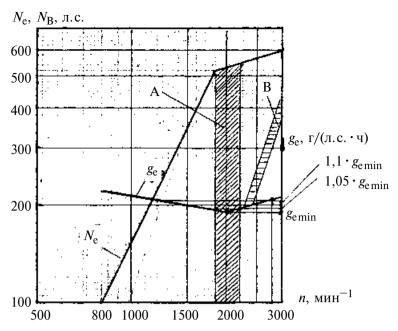


Рис. 3. Внешняя скоростная характеристика поршневого двигателя летательного аппарата с характеристикой удельных расходов топлива и схема согласования оптимальных режимов работы системы двигатель—движитель и минимизации расходов топлива при повышенном КПД воздушного винта:

 N_e — мощность двигателя в зависимости от частоты вращения коленчатого вала (n); g_e — характеристика удельных расходов топлива; A — зона экономичной работы воздушного винта на крейсерском режиме; B — область характеристик поглощаемой воздушным винтом мощности

с условием, что соответствующий удельный расход топлива силовой установки не будет превышать минимальный удельный расход топлива больше, чем на $5-10\,\%$.

Для расширения скоростных режимов движения летательного аппарата частота вращения винта, соответствующая режиму движения с максимальной скоростью, выбирается больше частоты вращения вала силовой установки при минимальном удельном расходе топлива с условием, что соответствующий удельный расход топлива силовой установки не будет превышать минимальный удельный расход топлива больше, чем на 5—10 %.

При этом на крейсерском режиме движения и при более высоких скоростях, ограниченных максимальной частотой вращения винта по указанной выше гиперболической зависимости от диаметра винта D, существуют близкие к оптимальным соотношения геометрических параметров полипланных несущих поверхностей:

 $b_{\Pi\Pi} \le b_{\text{ДВ}}$, где $b_{\Pi\Pi}$ и $b_{\text{ЛВ}}$ — соответственно хорды планов и базовой лопасти винта;

 $\overline{c} \leqslant 0,1$, где $\overline{c} = c/b_{\Pi\Pi}, \, c$ — толщина плана;

 $\overline{t}=0.5\pm0.1$, где $\overline{t}=t/\,b_{\mathrm{пп}},t$ — шаг планов;

 $\lambda_{\Pi\Pi} = l/b_{\Pi\Pi}$, где l— длина планов, l = (0, 2 - 0, 3)D;

 $\nu = 6 - 10\,^{\circ}$, где ν — заострение кромок планов;

 $m \le 8$, где m — число планов в одной обойме (для m = 5—8 полипланное устройство может быть размещено в двух обоймах по обе стороны базовой лопасти);

H = (m+1)t, где H — высота полипланного устройства.

Общее число планов по данному способу $\bar{m} = km$, где k — число базовых лопастей винта.

От указанных параметров зависят аэродинамические нагрузки на планы, увеличение силы тяги и КПД.

Вместе с тем связи кинематических характеристик воздушного винта и поглощаемой им мощности с энергетическими характеристиками силовой установки представляются при некоторых допущениях следующим балансом мощностей:

$$N_{\rm T} = N_e - N_{\rm B},$$

где $N_{\rm T}$ — мощность силы тяги воздушного винта при заданной скорости полета; N_e — мощность силового агрегата на соответствующем режиме полета и $N_{\rm B}$ — мощность, поглощаемая воздушным винтом и затрачиваемая на аэродинамическое сопротивление вращению винта.

При этом расход топлива силовым агрегатом выражается через удельный расход топлива g_e [г/(л.с. • ч)]:

$$G_{\rm T} = g_e N_e 10^{-3}$$
,

где $G_{\rm T}$ — часовой расход топлива (кг/ч).

Указанные взаимосвязи отображает рис. 3. Используя отношение значений $N_{\rm T}$ к сумме $N_{\rm T}+N_{\rm B}$ можно определить КПД способа и устройства для его осуществления, причем как расчетным, так и опытным путем. Увеличение в разы силы тяги на базе полипланной конструкции воздушного винта сопровождается и повышением его аэродинамического сопротивления. Однако повышение соответствующей поглощаемой мощности отстает от увеличения силы тяги и мощности $N_{\rm T}$, КПД имеет тенденцию роста при указанных величинах m, т. е. числе планов в полипланном устройстве воздушного винта.

Таким образом, данный способ увеличения силы тяги и КПД воздушного винта определяет более высокий уровень техники в рассматриваемой области, возможность ее промышленного производства и использования в разных условиях эксплуатации.

4. Преимущества капотирования воздушного винта аэромобиля

Использование капотирования (кольцевого капота) для воздушного винта не ограничивается требованиями техники безопасности. Как показывают исследования, такая компоновка существенно повышает (в 1,5—2 раза) силу тяги воздушного винта при малых скоростях движения летательного аппарата. Это свойство капотированной конструк-

ции воздушного винта эффективно на режимах разгона и торможения. Тем самым уменьшаются пути разгона и торможения аэромобиля, что особенно важно при безаэродромной эксплуатации аэромобиля. Кроме того, описанная компоновка капотированного воздушного винта позволяет изменять направление вектора тяги и тем самым управлять направлением полета аэромобиля. Соответствующие пространственные углы поворота оси кольцевого капота и винта позволяют использовать такую конструкцию в качестве стабилизатора и вертикального руля (киля). Такие возможности подтверждены испытаниями маломасштабных моделей аэромобиля. Вместе с тем расчеты показывают, что управление вектором тяги воздушного винта сопряжено с появлением соответствующих гироскопических моментов, которые препятствуют управлению аэромобилем произвольными поворотами оси капота и воздушного винта. Такие явления (помехи) могут быть нейтрализованы применением тандемных полипланных воздушных винтов, вращающихся в разные стороны.

Заключение

Выполненные исследования показывают целесообразность постройки опытных образцов аэромобилей с полной взлетной массой от 1,5 до 3 т и более для апробации технических решений в разных природно-климатических и эксплуатационных условиях, включая экстремальные. При этом в качестве базовых моделей автомобилей, используемых для трансформации в аэромобили, рекомендуется выбирать внедорожные модели отечественного и зарубежного производства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. **Белоцерковский, С. М.** Решетчатые крылья в ракетостроении, космонавтике, авиации [Текст] / С. М. Белоцерковский, П. И. Камнев, В. П. Фролов и др.: Под ред. Белоцерковского С. М., Фролова В. П., Подобедова В. А., Плаунова В. П. М.: Новый Центр, 2007. 407 с.
- Гошек, И. Аэродинамика больших скоростей [Текст] / И. Гошек. — М.: Изд-во иностр. лит., 1954. 547 с.
- 3. Пат. 2169085 Рос. Федерация, МПК В60 F5/02. Способ управления движением транспортного средства, преобразуемого в летательный аппарат, и транспортное средство, преобразуемое в летательный аппарат [Текст] / Луканин В. Н., Дербаремдикер А. Д.; Заявитель и патентообладатель Московский государственный автомобильно-дорожный институт (Государственный технический университет). 1037739587280. Заяв. 15.11.1999; опубл. 20.06.2001, Бюл. № 17. 2 с. Илл.



Металл-Экспо'2009

10—13 ноября 2009 г. в Москве прошел крупнейший промышленный форум стран СНГ, Балтии и Восточной Европы — "Неделя металлов в Москве". Центральным событием стала 15-я Международная промышленная выставка "Металл-Экспо'2009". На юбилейной выставке было представлено все многообразие современного оборудования, технологий и продукции черной и цветной металлургии.

Ежегодно в "Металл-Экспо" участвуют лидеры индустрии — ведущие металлургические группы России и мира, производители и поставщики оборудования, крупнейшие металлотрейдеры. В прошлом году экспозиции представили свыше 700 компаний из более чем

30 стран мира, а посетили выставку свыше 22 000 специалистов. Участники и посетители по достоинству оценили преимущества расположения экспозиции в одном павильоне на территории международного выставочного комплекса Крокус-Экспо. Эксперты высоко оценили инфраструктурные и сервисные возможности современной выставочной площадки.

"Металл-Экспо'2009" структурирована по 15 специализированным салонам, охватывающим все направления металлургии и смежных отраслей промышленности. Костяк металлургического форума составили предприятия металлургической промышленности, машиностроения, металлообработки и трейдинга. Производители металлопродукции и оборудования для металлургии и металлообработки, складов, сервисных металлоцентров, добывающей промышленности с большинства континентов нашей планеты представили новейшие технологии.



Ключевой салон — "Черные металлы: производство и продукция черной металлургии (заготовки, сортовой и листовой прокат, трубы)". Здесь свои экспозиции развернули ММК, Мечел, Русспецсталь, Электросталь, Ашинский и Омутнинский металлургические заводы, Мотовилихинские заводы, Русполимет А-групп, Континенталь, Энергопром, ТМК, ОМК, Уралтрубпром, Новосибирский завод им. Кузьмина, МТЗ Филит, Борский ТЗ, Ижорская трубная компания и целый ряд других предприятий.

За более чем 15-летнюю историю существования "Металл-Экспо" стала основной переговорной площадкой для металлургических и металлопотребляющих компаний, ключевой индустриальной выставкой с представительным участием ведущих российских металлургических групп, включая ММК, Северсталь, НЛМК, Евразгрупп, Металлоинвест, Мечел, Русспецсталь, Эстар, лидеров трубной подотрасли — ТМК, ОМК, группы ЧТПЗ, метизные предприятия — Северсталь-метиз, ММК-метиз, Мечел-метиз, заводы ОЦМ, а также такие европейские компании из Германии, Италии, Испании, Финляндии, Австрии и других стран, как ArcelorMittal, ThyssenKrupp, Outokumpu, Ruukki, Danieli, Voestalpine Group, Techint Pomini, RHI, SMS Demag, PU. MA, Samesor, Fagor, производителей из таких стран, как Китай, Южная Корея и Япония во главе с Baosteel и Posco.

Металлургическая промышленность нашей страны, пожалуй, в наибольшей степени ощутила на себе воздействие кризисных явлений. Спрос резко сократился как на внешнем, так и на внутреннем рынке. Металлурги оказались в тисках. По данным Минпромторга России, если сальдированный результат отрасли по итогам девяти месяцев 2008 г. составлял 524 млрд руб., то по итогам девяти месяцев текущего года — 20 млрд руб. На 48 тыс. человек сократилась численность персонала. Об этом на конференции "Российский рынок металлов" рассказал директор базовых отраслей промышленности Минпромторга России В. Семенов.

По его данным, Россия в условиях кризиса сумела переместиться по объему выпуска стали с четвертого места (объем производства за январь-

сентябрь 2008 г. составлял 57 млн т) на третье (за девять месяцев 2009 г. — 41,7 млн т), в то время как США с третьего места опустились на пятое — с объемом производства 40,4 млн т (доля на рынке 4,6%).

Ситуация в цветной металлургии характеризуется снижением сальдированного результата с 201 млрд руб. по итогам девяти месяцев 2008 г. до 101 млрд руб. за аналогичынй период 2009 г. На 11% по сравнению с докризисным уровнем снизилось производство алюминия, в то же время выпуск никеля вырос на 2%, а меди — на 12%. Уровень рентабельности продаж упал не так сильно, как в черной металлургии, — с 24 до 20%. Динамика цен на продукцию цветной металлургии (75% алюминия и свыше 90% никеля экспортируется) восстанавливается быстрее, чем в черной металлургии.

"Текущее улучшение состояния в экономике является следствием, прежде всего, оживления экспорта. Однако оно неустойчиво", — полагает И. Николаев, директор Департамента стратегического анализа компании ФБК. Он не исключает вероятность так называемой второй волны кризиста и очередного "сдутия" фондовых рынков, уже сейчас перегретых.

Рыночная нестабильность предъявляет повышенные требования к руководителям сбыта, снабжения и маркетинга, других ключевых служб металлургических компаний. После обмена мнениями топ-менеджеры российского металлургического бизнеса, надо полагать, внесут необходимые коррективы в стратегические и тактические действия на рынке.

На выставке встретились снабженцы с поставщиками, сбытовики — с традиционными и потенциальными потребителями. Возможность такого прямого общения актуальна во время экономической рецессии. Проблемы со сбытом продукции и системный кризис подталкивают компании, заинтересованные в сохранении бизнеса, к активному поиску новых контрагентов и ниш сбыта. В сложных экономических условиях существенно возрастает продуктивность общения в формате "поставщик—производитель—дилер—потребитель".

"В силу всем понятных причин в этом году выставка носит более прикладной характер: она будет способствовать восстановлению разрушенных

связей, приобретению полезных деловых контактов", — заявил сопредседатель Оргкомитета "Металл-Экспо", президент Российского союза поставщиков металлопродукции Александр Романов. По его словам, сейчас многие компании переформатируют бизнес, появляются новые игроки — структура рынка существенно обновляется, а потому вдвойне важно быть в курсе расстановки сил на рынке.

Понимая, что сейчас, как никогда, нужна вся полнота профессиональной информации, оргкомитет "Металл-Экспо'2009" усилил деловую программу, традиционно включающую около 60 конференций, семинаров и круглых столов.

Международная промышленная выставка "Металл-Экспо" вот уже 15 лет обеспечивает диалог между производителями и потребителями металлургической промышленности, между различными отраслями реального сектора экономики внутри России и среди зарубежных партнеров. На "Металл-Экспо'2009" можно было оценить текущее состояние и спрогнозировать развитие секторов машиностроения, ТЭКа, транспорта, стройиндустрии, для которых металл является основным конструкционным материалом. Смежные отрасли, в свою очередь, продемонстрировали металлургам технологии, машины и оборудования, необходимые для завершения программ техперевооружения и ранее начатых инвестпроектов. "Именно на стыке интересов взаимозависимых отраслей промышленности и на фоне возросшей конкуренции на сузившемся рынке можно будет побороться за новые заказы, заложить базис для успешной деятельности на 2010 год и последующие периоды", — так резюмировал Александр Романов.

В очередной раз в рамках выставки "Металл-Экспо" подведены итоги конкурсов "Лучшая металлобаза России—2009" и "Лучший СМЦ России—2009", которые традиционно огранизует Российский союз поставщиков металлопродукции. Нынешний сезон оказался особенным, поскольку на конкурсы было подано рекордное количество заявок: 58 металлобаз и сервисных металлоцентров из 34 городов РФ".

Это еще раз подтвердило важную роль металлобаз и СМЦ в логистической цепочке поставок "производитель—металлобаза, СМЦ—потребитель".

Многочисленность участников поставила перед конкурсной комиссией нелегкую задачу: из лучших компаний, работающих на российском рынке металлов, выбрать лучшие. В основу оценки жюри легли экономические показатели работы участников, а также качество и количество услуг, предоставляемых потребителю.

В итоге в конкурсе на звание "Лучший СМЦ" в девяти номинациях победили 15 компаний, среди которых базы компаний ГК "Маяк", Башмодульстрой, ИНПРОМ, Комтех, Северсталь СМЦ-Колпино, ДиПОС, Брок-Инвест-Сервис, Казанские Стальные профили и др.

"Лучшие металлобазы" определялись по 12 номинациям. Победителями в соревновании стали 14 компаний, в том числе Металлсервис, Ариэль-Трэйд, Омскметаллопторг, Rusteel, Галактика, ГК "Протэк" и др. Еще шесть компаний получили диплом лауреатов конкурса.

(По материалам Оргкомитета "Металл-Экспо")

Contents

- Gursky N. N., doctor of philosophy, Zakharik An. M., Doctor of philosophy, Zakharik Al. M., Doctor of philosophy, Behrad Amir Soltani. Characteristic relaxe dissipation in dynamic systems of the mobile machines

 In article are considered questions of the influence relaxant springy element on fluctuations of the dynamic system, being analogue of the system suspension mobile machine. Will Presented mathematical models one masses and two masses of the systems with provision for relaxant relationships, as well as different formats writing the equations of the motion. They Are Brought amplitude-frequency features of the vertical displacement and speedups suspension masses depending on values relaxant to acerbity, prototyping springy join dissipative element with depreciable mass.

 Keywords: shock absorber, relaxation, oscillatory process, modeling, accounting scheme, system of the differential equations, model in variable conditions, dynamic system.
- Parkhomenko A. N. Information a suspension bracket of wheels for multiaxis vehicle.

 Classification of control by a suspension bracket, developed with use of the generalised functional approach is resulted. The variant of a suspension bracket is offered and the example of its functioning is shown at overcoming of roughness of type "ledge".

Keywords: additional elastic element, classification of management, the appointment characteristic, ways of management.

Fourounjiev R. I., Doctor of science, Zakharik Y. M., Doctor of science, Zakharik A. M., Doctor of philosophy, Slabko Y. I. Methods of adaptive traffic control of mobile cars, stability preventing loss in conditions of extreme events In article are considered methods and algorithms for simulation of emergency events of the mobile machines movement. The mathematical model of the emergency event is present.

Keywords: algorithm, virtual polygon, vehicle, skidding, emergency, event, slip, active, safety, system, vehicle.

Keywords: algorithm, virtual polygon, vehicle, skidding, emergency event, slip, active safety system, vehicle braking, skidding, motion dynamic, control.

- Il'ichev L. L., Rudakov V. I. Revitalization and hasdening of the Diesels hing-pressure ion-plasmatic To increase working efference of this fit it was suggested to cover hydraulic piston with liar-proof ion-plasmatic dipcoat that has complex mixture. Tribotechnical tests of these elements had shown considerable increase of their abrasion resistance comparatively to the elements made from steel XBΓ with no dipcoat.

 Keywords: diesels, ion-plasmatic technology, piston.
- Markov V. A., D. Sc. (Eng.), professor of "Heat Physics" department of the Bauman Moscow State Technical University, Barsky I. A., Ph. D. (Eng.), assoc. professor of "Heat engineering and heat engines" department of the Russian Peoples' Friendship University, Moscow, Vallejo Maldonado P. R., Ph. D. (Eng.), assoc. professor of "Heat engineering and heat engines" department of the Russian Peoples' Friendship University, Moscow. Certain methods of improving exhaust toxicity characteristics for supercharged diesel engines

Methods of improving exhaust toxicity characteristics for car diesel engines equipped with the boosting system are considered. The first method deals with mounting charged air coolers. The second method is implemented when using Cam-Phase allowing to provide forced air cooling. Presented methods enable to reduce nitrogen oxides emission.

Keywords: diesel engine, exhaust toxicity, turbocharging, nitrogen oxides emission.

- Gudkov V. A., a Dr. Sci. Tech., the managing chair of Automobile transportations, Ryabov I. M., a Dr. Sci. Tech., the professor, Chernyshov K. V., Cand. Tech. Sci., the senior lecturer, Zelimhanov T. B., the managing chair of Traffic safety, Murtuzov M. M., the senior lecturer, Gaydarbecov M. G., the deserved worker of transport. Influence of placing of passengers on safety of buses of small capacity
 - In article the estimation of breakdown susceptibility of fixed-route taxis is given, the factors influencing safety of work of fixed-route taxis are considered, the technique of revealing of dangerous placings of passengers in salon at which cross-section stability essentially worsens is offered, are presented a prebox-nija on increase of cross-section stability.

Keywords: fixed-route taxi, breakdown susceptibility, placing of passengers in salon, on-peppery stability.

- Zakharik J. M., doctor of science, Zakharik A. M., Doctor of philosophy, Zablotsky E. M. Method road tests of steering of cars of especially big load-carrying capacity

 In article method of test of car of especially big load-carrying capacity BelAZ 75170 is resulted. Oscillograms of transients in processes of steering for various modes of moving car and parametres of hydrosystems components are received.

 Keywords: car, hydrosystem, loading, pressure, steering, tests, turn cylinder.
- Derbaremdiker A. D. A propeller of cargo-passenger air car
 We are consideration the method of rising power pulling of propeller with limitation of its diameter. Increasing pulling power and rising of ratio coefficient is applied against additional poliplane floating surfaces which are connected to the floating surfaces of base blades of monoplane propeller.

Keywords: poliplane propeller of air car, ring hood, power and vector of an engine, control of vector of an engine control, land rover, tandem propellers, gyroscope moment.

Усл. печ. л. 5.88. Уч.-изд. л. 6,74. Заказ 578. Тираж 98 экз.

Отпечатано в ЗАО "Компания ИМАДЖВЕЙВ". 119607, г. Москва, Мичуринский проспект, д. 27, стр. 2